



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

POSGRADO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES

INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES

“MICROBOMBA PARA ESTUDIOS DE HIDRODINÁMICA”

TESIS

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES

PRESENTA:

ING. ROBERTO RAMÍREZ FLORES

TUTOR PRINCIPAL

DR. FRANCISCO MANUEL SÁNCHEZ ARÉVALO
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES, UNAM

MIEMBROS DEL COMITÉ TUTOR

DR. ENRIQUE GEFFROY AGUILAR
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES, UNAM

DR. MARCO ANTONIO REYES HUESCA
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNAM

CIUDAD DE MÉXICO, DICIEMBRE, 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Raúl Herrera Becerra

Secretario: Dr. Israel Rosas Yescas

Primer Vocal: Dr. Francisco Manuel Sánchez Arévalo

Segunda Vocal: Dr. Fernando Velázquez Villegas

Tercer Vocal: Dr. Luis Rodríguez Fernández

Lugar donde se realizó la Tesis:

Instituto de Investigaciones en Materiales, UNAM

Tutor de Tesis

Dr. Francisco Manuel Sánchez Arévalo

Firma

Dedicatoria

Primeramente quiero dar Gracias a Dios por su presencia en los momentos difíciles, por brindarme fortaleza, tenacidad y paciencia, pero sobretodo, por darme el don del control sobre mí mismo.

A mi Padre por haberme compartido sus experiencias, por inculcarme la cultura del esfuerzo y hacerme ver que nunca mucho cuesta poco, por enseñarme a no rendirme y a dar siempre el segundo esfuerzo; porque siempre ha estado cuando lo he necesitado luchado para darme lo mejor que ha podido. Papá te lo agradezco infinitamente.

A mis hermanas Cindy y Yines que aunque no residan conmigo siempre las llevo y las llevaré en mi mente y en mi corazón.

A mis tíos Rogelio y Rosy por sus enseñanzas en el sector servicios, por sus consejos y regaños que ahora estoy seguro siempre han sido para mi bien.

A mi tío Rola y tía Kris por transmitirme sus saberes en el sector industrial, por su aguante y apoyo incondicional al estar conmigo en tiempos difíciles.

Agradecimientos

Quiero expresar mi gratitud a mis tutores principales primeramente al Doctor Enrique Geffroy Aguilar, por influir el volver a intentarlo, confiar cuando llegue al IIM-UNAM ofreciéndome un lugar y dándome todas las facilidades y apoyo para realizar mis estudios de Maestría; Dr. Geffroy gracias porque su orientación, valiosos comentarios, sus conocimientos y ayudas fueron decisivas en los momentos iniciales y durante el desarrollo de este trabajo.

Mi agradecimiento al Dr. Francisco Manuel Sánchez Arévalo por compartir su preparación y tiempo, por enseñarme que es necesario dudar del principio de todo lo sabido; que la investigación, la comprobación, las evidencias, son esenciales en todo trabajo de investigación, muchas gracias por su paciencia Dr. Francisco.

Gracias Dr. Marco Antonio Reyes Huesca por su apoyo, comentarios y sus constantes y duros cuestionamientos hacia mi tesis, preguntas que me hacían dudar y contribuían a investigar más a fondo.

A mi Jurado Dr. Raúl Herrera Becerra, Dr. Luis Rodríguez Fernández, Dr. Israel Rosas Yesca y el Dr. Fernando Velázquez Fernández; cabe mencionar el Dr. Velázquez sin conocerlo, cuando necesite me asesoró siempre de manera incondicional, muchas gracias a todos.

A todos mis amigos y compañeros del Instituto de Investigación de Materiales UNAM en especial a Alfredo San Juan, Eduardo Leiva, Elizabeth Tenorio, Laylet Rojas, Héctor M. López, Mauro Velazco, Jazmín A. Ruiz, Alberto Mendoza, Manuel Molina, José Luis Hidalgo, Soledad Ruiz mil gracias por todos los buenos momentos que hemos compartido.

Gracias, gracias a todos.

Índice

CAPÍTULO 1. Introducción	x
Ciencia y tecnología para el aprovechamiento de yacimientos	xviii
Ideas básicas para las aplicaciones enunciadas	xx
Contenido	xx
CAPÍTULO 2. Camisa del inyector	23
2.1 Diseño de la camisa del inyector	23
2.1.1 Consideraciones y relaciones básicas.....	23
2.1.2 Cilindros de pared gruesa.....	25
2.2 Análisis de esfuerzo de la camisa del inyector	29
2.2.1 Determinación de esfuerzos.....	30
2.2.4 Análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos.....	34
2.2.5 Distribución de esfuerzos en la camisa del inyector	36
2.2.6 Resultados del análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos	39
2.2.6.1 Esfuerzo.....	40
2.2.6.2 Desplazamientos.....	44
2.3 Material para la camisa y tapón del inyector a presión.....	46
CAPÍTULO 3. Pistón y sello del inyector	48
3.1 Pistón.....	48
3.1.1 Estabilidad en columnas	48
3.1.2 Carga crítica por pandeo en columnas.....	48
3.2 Estabilidad del Pistón: análisis de pandeo por el Método de los elementos finitos	54
3.2.1 Variación del diámetro del pistón en función de la carga aplicada.....	57
3.3 Sello y montura del sello.....	59
3.3.3 Cambio de diámetro del sello.....	60
3.4 Análisis de esfuerzos para el ensamble del pistón y sello por MEF.....	63
3.5 Análisis del inyector por MEF.....	66
CAPÍTULO 4. Balanza de precisión	70
4.1. Fulcro.....	72
4.1.1 Análisis de esfuerzos y deformación por el Método de los Elementos Finitos.....	72
4.1.2 Selección de material del fulcro	75
4.2 Dispositivo de contrapeso.....	75
4.2.1 Diseño y ensamble dispositivo de contrapeso	76
4.3 Registro de mediciones fuerza/peso. Instrumentación y control.....	79

4.3.1 Código de programación Arduino para la medición de carga con una galga extensiométrica	81
4.4 Diseño mecánico de la balanza	83
CAPÍTULO 5	87
Propuesta de diseño de dispositivo para la caracterización de propiedades físicas de fluidos en condiciones extremas	87
5.1 Diseño y ensamble de Vision IsoStation Newport	87
Vista explosionada parte superior de la mesa Vision IsoStation	90
5.2 Diseño y ensamble del sistema de alta presión.....	91
5.3 Conexión hidráulica.....	96
5.4 Diseño completo del equipo experimental	97
Conclusiones	99
Apéndice 1	103
Lista de materiales para conexión hidráulica	103
Lista de piezas y componentes de subensambles.....	104
Balanza	105
Sistema de contrapeso	105
Sistema de alta presión.....	106
Planos.....	107
Componentes Vision Isostation Newport	107
Componentes de la balanza	110
Componentes del sistema de contrapeso.....	114
Componentes del pistón.....	121
Componentes del sistema de alta presión	124
Selección de la rosca del recipiente a presión.....	125
Tolerancia de la rosca Buttres para el recipiente a presión.....	126
Accesorios del sistema de alta presión	130
Apéndice 2	133
Desarrollo de formulas	133
Deflexión de vigas	133
Distribución de esfuerzos en la sección transversal de una viga	136
Momento de inercia	138
Recipiente de pared gruesa.....	140
Distribuidores de Materiales no comerciales.....	148
Apéndice 3	151

Funciones programadas en Wolfram Mathematica.....	151
Bibliografía	158

Resumen

El objetivo principal de este trabajo es el diseño de un dispositivo experimental que evalúe detalladamente la dinámica de fluidos a altas presiones y temperaturas, especialmente cuando existe una coexistencia de fases. La motivación de investigar tales sistemas nace de la necesidad de caracterizar hidratos de metano, sistemas de aminas-CO₂, sistemas ternarios hidrocarburos-agua-surfactantes que se encuentran en aguas profundas, o el transporte de dichas mezclas en tuberías submarinas mediante técnicas de transporte lubricado, bajo condiciones de bajas temperaturas y presiones hasta de 5,000 atmósferas.

En este trabajo, el énfasis se dio al diseño de los inyectores que condicionan al fluido previo a su estudio, pues no se cuenta con productos comerciales que cumplan con los requerimientos del proyecto. Estos elementos son los de mayor requerimiento técnico, pues las condiciones de operación implican riesgos significativos y por tanto de un diseño altamente técnico, basado en análisis teóricos y numéricos detallados. El estudio teórico comprendió: estudiar los materiales y el comportamiento de las piezas y sus ensamblajes bajo ciertas condiciones de operación; lo anterior sin la necesidad de crear un prototipo físico real del mismo; esto brinda una forma económica y segura para el desarrollo de equipo sin tener que invertir recursos en ensayos destructivos. Tales ideas se corroboraron con simulaciones numéricas basadas en elemento finito, que también consideraron las características de los materiales utilizados: acero inoxidable; (Fe-17Cr-7.13Ni-1Mn-1Al-1Si-0.09C), aleaciones de níquel ; 73(Ni+Co)-16Cr-7Fe-2.5Ti-0.7Al1(Nb+Ta) y 71Ni-16Mo-7Cr-5Fe-1Si-0.8Mn, aleación Mo-47.5 Re, aleación de tungsteno; (W-2.1Ni-0.9Cu) y aleaciones de cobalto; Co-26Cr-6W y Co-30Cr-6Mo-0.2C.

Especial énfasis se concedió al diseño de los inyectores de alta presión con una capacidad de entrega de fluidos y muy bajo gasto—del orden de $2 \times 10^{-6} \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, con excelente repetitividad y con la capacidad de determinar simultáneamente el volumen, masa y por lo tanto la densidad de los fluidos de interés. El sistema incluye un protocolo de operación, considerando que los fluidos están a temperatura y presión ambiente, previo a su uso. El diseño aquí expuesto incluye cada uno de los componentes

principales que forman el equipo experimental como: la estación de trabajo, celda de alta presión, actuador eléctrico, balanza, pistón, placa de titanio, camisa del inyector de alta presión, servomotor, piezas y accesorios auxiliares.

CAPÍTULO 1.

Introducción

El objetivo principal de este trabajo ha sido el diseño de un dispositivo experimental cuya función primordial es el estudio de fluidos a altas presiones y temperaturas, especialmente cuando existe una coexistencia de fases. En particular, para el Laboratorio de Reología-Óptica del IIM-UNAM es deseable contar con un dispositivo que evalúe detalladamente la dinámica de fluidos y la interfaz entre dos fases, tomando en cuenta los procesos dinámicos que pueden ocurrir en el desplazamiento de una fase sobre la otra; como ha sido investigado ampliamente en el goteo de un fluido dentro de un segundo fluido bajo condiciones normales. La necesidad de estudiar tales fenómenos bajo las condiciones de presión y temperatura extremas es consecuencia del deseo de investigar, por ejemplo: el comportamiento de los hidratos de metano, los métodos de recuperación terciaria para la extracción de hidrocarburos que se encuentran en aguas profundas, o el transporte de dichas mezclas en tuberías submarinas mediante técnicas de transporte lubricado. Igualmente relevante en un futuro sería el estudio de métodos de secuestro de los excesos de dióxido de carbono de la atmósfera o de metano en capas profundas de la tierra. Si bien el campo de conocimiento de las aplicaciones corresponde a temas de gran relevancia, y de los que existe apenas un conocimiento incipiente, esta tesis atiende exclusivamente al desarrollo de un dispositivo con las características deseables para hacer investigaciones en tales campos del conocimiento. Para ello, propongo aquí los siguientes objetivos:

- Preseleccionar los materiales adecuados para el diseño de varios de los componentes principales, como son las camisas y pistones para aplicar altas presiones a dos fluidos simultáneamente, simulando en el laboratorio, ambientes típicos de las grandes profundidades del globo terráqueo.

- Evaluar mediante modelos teóricos y numéricos los límites operativos de los componentes principales así como su operación integral mediante un ensamble, información muy útil cuando todavía no se cuenta con un prototipo físico, o para con ello realizar comparaciones contra resultados obtenidos de manera analítica y/o numérica de la simulación de la operación de los elementos principales del equipo a construir, y garantizar condiciones seguras de trabajo.
- Integrar diversos elementos para conformar un equipo experimental de laboratorio, que permitan conocer con suficiente precisión los parámetros físicos de los fluidos a estudiar a las condiciones de presión y temperatura similares a las presentes durante las operaciones de perforación en aguas profundas, para estudiar los hidratos de metano de aguas profundas, o para estudiar la fisicoquímica y cinéticas que se presenta en estratos de rocas basálticas durante el secuestro de CO₂.

Los posibles temas a estudiar se definen ahora como resultado de una búsqueda de temas que en un horizonte de hasta 5 a 10 años serán de relevancia a un experimento de alta complejidad como habré de describir. En particular, conocer la disponibilidad de recursos energéticos explotables es de relevancia a nuestro País, así como la necesidad de la humanidad de reducir los efectos adversos de excesos de CO₂ en la atmósfera. Para una amplia variedad de problemas científicos asociados a los anteriores, éstos se enmarcan bajo un conjunto de parámetros físicos tales como presión, temperatura, densidad, tensión superficial, efectos de surfactantes —medidos en forma dinámica— entre otros, sobre los cuales existe muy poca información. Esta carencia se agrava aún más cuando las presiones superan las 1,500 atmósferas, de ahí la necesidad de desarrollar una instrumentación adecuada para estos estudios.

A continuación, describo las ideas básicas de los campos de aplicación, así como de la relación que éstos tienen con el experimento, de los parámetros deseables para el diseño de este tipo de equipos y de las variables experimentales que se desean medir en tal clase de equipos.

Diferencias de las capas del subsuelo

En general, el suelo está compuesto por diferentes capas perfectamente diferenciadas, cada una de las cuales tienen diferentes propiedades fisicoquímicas. Los medios de interés son generalmente porosos, de origen sedimentario de tipo roca arenisca o caliza, consolidados o no. Debido a su origen sedimentario, el medio poroso del yacimiento es a menudo heterogéneo, como consecuencia de las variaciones ocurridas durante el largo proceso de sedimentación que formó la roca. Estas heterogeneidades pueden existir a la escala de los poros o bien a la escala macroscópica en regiones muy o poco permeables, y eventualmente de grietas. Las heterogeneidades complican las operaciones de producción porque tienden a producir caminos preferenciales y segregaciones (SALAGER, 2005).

Con frecuencia, cada capa o manto contiene en sus poros una gran diversidad de fluidos a altas presiones. Por ejemplo, un yacimiento de petróleo se define como un volumen poroso que contiene agua (o salmuera), petróleo, así como una fase gaseosa (Salager, 2005). Tanto la composición de las salmueras como la del petróleo o de los gases presentes generalmente difiere de cada yacimiento y puede igualmente depender de la subregión del estrato que los contiene. El diámetro de poro varía ampliamente según la roca, pero es de tamaño microscópico, desde algunas fracciones de milímetro hasta unos cuantos micrómetros. Cada medio poroso tiene sus características dentro de las que destacan: porosidad, que es el porcentaje de volumen vacío; permeabilidad, medida de la resistencia al movimiento de los fluidos y mojabilidad, una medida de la naturaleza superficial de la roca. Igualmente importante es caracterizar la composición de los fluidos presentes en la matriz rocosa. Para un yacimiento petrolero de valor comercial, la proporción volumétrica del petróleo puede alcanzar a veces el 40%. La extracción del recurso de hidrocarburo se describe someramente en la siguiente sección.

Y es esta porosidad (conjuntamente con medios salinos) lo que hace viable la posibilidad de almacenar CO₂, o como parte de la estructura del poro. Tal es el caso del basalto —con sales de magnesio, hierro potasio— que reacciona con una solución ácida de gas carbónico y en tiempos de tan solo algunos años produce un carbonato estable

de tiempos geológicos. Son estos efectos que son relevantes para la captura permanente del CO₂ en el subsuelo. Y ahora es imperativo también conocer las propiedades físico-químicas de la roca y demás fluidos para que la captura permanente de CO₂ ocurra.

Hidratos de metano

Los hidratos de gas son una mezcla sólida de agua y gas (fundamentalmente metano), que ocurre bajo condiciones de alta presión y baja temperatura. La composición de los hidratos de gas es simple y consiste en cierta cantidad de moléculas de gas, rodeadas por un enrejado de moléculas de agua. Se puede decir que un “trozo” de hidrato de gas tiene la apariencia de un pedazo de hielo, con una determinada concentración de gas en su interior.

Además, se sabe que los más abundantes corresponden a los de metano. Se ha comprobado que éstos se presentan naturalmente en dos tipos de áreas, principalmente: la primera bajo tierra en latitudes polares con bajas temperaturas como Siberia, Rusia, y la segunda bajo el lecho del fondo oceánico (Reyes, 2004), (Somoza, 1998).

La presencia de hidratos de metano o de CO₂ se ha detectado en amplias regiones del fondo de los océanos. Estos se observan como una capa sólida muy extensa, cercana a la superficie del lecho marino, mediante ecografías que son sistemas de medición de reflexión sísmica que permiten representar una “imagen de lo que hay o cómo está conformada la tierra bajo el fondo marino”). En ellas se observa un marcado doble fondo, es decir como un “doble eco”, normalmente paralelo al lecho marino real, debido al reflejo de las ondas acústicas, por el hecho de pasar a través de una zona muy rígida de hidratos (“hielo” y rocas).

Los primeros registros sobre el descubrimiento de los hidratos aparecen en 1811, gracias a la aportación de Sir Humphrey Davy. Sin embargo, Priestley descubrió los hidratos 30 años antes que Davy, solo que no existen registros que lo confirmen (Sloan, 1998), (Collet, 1998). Posteriormente surgen dos aportaciones importantes por parte de dos investigadores franceses: Villard, quien determinó la existencia de hidratos de metano, etano y propano y, de Forcrand quien tabuló *las temperaturas de equilibrio* —

a una atmósfera de presión— para 15 compuestos, incluyendo gas natural (con excepción del isobutano que fue analizado por Von Stackelberg y Muller en 1954 (Sloan, 1998)).

Tiempo después, Villard (1986) determinó valores de calor de formación para temperaturas mayores y menores al punto de congelación; este método permitió hacer mediciones mucho más fáciles, tanto de presión como de temperatura, que cualquier otro hidrato. Actualmente, la llegada de las técnicas modernas para muestras de tamaño microscópico, basadas en espectroscopia y termodinámica estática, permiten la determinación directa de las propiedades para diferentes compuestos (Sloan, 1998) en la fase hidrato.

Estabilidad de los hidratos de metano

En el golfo de México se ha observado la presencia de hidratos desde aguas poco profundas, con temperaturas de hasta 20°C, hasta más de 2000 metros de profundidad (Pacheco, 2002). La existencia de hidratos depende de la composición química de los gases presentes. Por ejemplo, un porcentaje de etano permite la existencia de hidratos a más baja presión y mayor temperatura. Con 10% de etano en la mezcla, los hidratos son estables a 6 atmósferas de presión y a 6°C, mientras que los hidratos de metano puro son estables solamente a presiones superiores a 40 atmósferas (Pacheco, 2002).

Estimación de los recursos mundiales de metano en hidratos

Se estima que los hidratos de gas existen en diversas regiones del mundo, y la información geológica de los depósitos de hidratos de gas es incompleta. Las estimaciones mundiales actuales de la cantidad de gas metano en los depósitos de hidratos de gas *in situ*, incluyendo las zonas con permafrost en tierra y los sedimentos de los fondos oceánicos, fluctúan entre $2.1 \times 10^{16} \text{ m}^3$ y $4 \times 10^{16} \text{ m}^3$ de gas metano (según MacDonald, 1990; Kvenvolden y Claypool, 1988) (Pacheco, 2002). Si estas estimaciones son acertadas, la cantidad de gas metano contenida en los hidratos de gas es casi dos órdenes de magnitud mayor que el total de metano comercial mundial, evaluado en $2.5 \times 10^{14} \text{ m}^3$ y alrededor de dos veces el carbono equivalente a todos los depósitos conocidos de combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural) (Dillon,

1992), (Pacheco, 2002). Lo anterior posiciona a los hidratos de metano como una interesante fuente de energía a explotarse en el mediano y largo plazo.

Investigación sobre los hidratos de gas

Son dos las razones para estudiar las propiedades físicas y químicas de los hidratos de carbono, sean de metano o CO₂. La principal y posiblemente de poco valor económico, pero inimaginables consecuencias para la humanidad, es que el calentamiento de los océanos puede alterar las condiciones de equilibrio de tales yacimientos de hidratos, liberándose grandes cantidades de CO₂ o metano gaseosos a la atmósfera. De esta manera, el potencial para el calentamiento global es inagotable para cada gas, pues representa un reforzamiento positivo del aumento de temperatura de la tierra, su atmósfera y sus océanos, sin parangón en épocas recientes. El aumento del CO₂ en la atmósfera podría ser varios órdenes superior que el generado por la industrialización humana. De ahí su importancia de comprender mejor la estabilidad de tales sistemas en el medio ambiente. La segunda motivación es posiblemente la explotación de un recurso energético muy vasto, en sustitución del petróleo y el carbón, por un combustible con efectos sobre el clima ligeramente menos adverso que los primeros. Esta opción podría ser viable en el corto plazo o una opción para países que no cuenten ni con recursos fósiles ni renovables.

Por ejemplo, el MITI (Ministry of international Trade and Industry) de Japón ha manifestado que los hidratos de metano pueden ser la futura fuente nacional de energía del país. La Japan National Oil Corporation (JNOC) realizó, en 1996, levantamientos sísmicos, gravimétricos y magnetométricos y perforó cinco pozos buscando conocer la posibilidad de aprovechamiento de los hidratos de gas en mares de Japón profundos (Pacheco, 2002). Recientemente, Japón demostró la viabilidad de producción de pozos en yacimientos de hidratos. El conocimiento para aprovechar el recurso o almacenar CO₂ depende en gran medida de las propiedades del subsuelo como amplió más abajo.

La producción del petróleo

Perforación

La perforación de pozos es el único método para llegar hasta el yacimiento y lograr la producción de hidrocarburos (Salager, 2005), o para explotar los yacimientos de hidratos o finalmente para la inyección de CO₂ a grandes profundidades como actualmente se realiza en las costas de Noruega. Las tecnologías de perforación son actualmente muy complejas pues sus costes son muy elevados (del orden de hasta cientos de millones de dólares por pozo, para yacimientos marinos) pero también son el único acceso para determinar las características del yacimiento. Esta tecnología se mantendrá a la vanguardia pues, además del amplio campo de aplicaciones arriba enunciado, también se usa en la recuperación de calor en yacimientos geotérmicos.

La explotación de un recurso fósil

La producción de hidrocarburos involucra generalmente dos criterios. El primero es la producción última posible en función de las técnicas empleadas, y el segundo es el ritmo de producción de acuerdo con el comportamiento de los pozos y de los diferentes métodos de estimulación aplicables (fracturación, acidificación, inyección de vapor). Tradicionalmente, se hace la distinción entre los dos períodos de la explotación de un yacimiento: la recuperación primaria y la recuperación secundaria o mejorada. Desde el aumento del precio del petróleo al principio de los años 70, gran parte de la producción petrolera descansa en técnicas de recuperación mejorada, en la que otros fluidos o productos se inyectan al yacimiento para incrementar la movilidad del petróleo en la roca.

Explotación primaria

Durante este período, el petróleo se drena naturalmente hacia la boca del pozo bajo el efecto del gradiente de presión respecto del seno del yacimiento. En muchos yacimientos profundos su presión interna (inicial, puede ser superior a las 1800 atmósferas, como fue el caso de Cantarell, Campeche) es mayor que la presión hidrostática a esa profundidad, lo que hace que el petróleo llegue a la superficie

exclusivamente con el aporte del yacimiento. A medida que se agota el yacimiento, la presión interna tiende a bajar en forma más o menos rápida, considerándose que dicho yacimiento se ha agotado en su producción primaria (Cantarell opera con menos de 250 atmósferas actualmente), (Salager, 2005).

La recuperación primaria se termina cuando la presión del yacimiento ha disminuido demasiado, cuando se están extrayendo cantidades demasiado importantes de otros fluidos (gas, agua) o cuando la rentabilidad económica no existe. El porcentaje de recuperación primaria del crudo originalmente *in situ* es en promedio del orden de 10-15% pero puede ser tan bajo como 5% en yacimientos sin gas disuelto, o alcanzar hasta un 20% y aún más en yacimientos que poseen una alta permeabilidad y una bolsa de gas o un acuífero activo. Cuando la presión se ha reducido, se necesita un aporte externo de energía para mantener el gradiente de presión en el fondo del pozo. O bien se bombea el crudo desde el fondo del pozo, o bien se re-presuriza el yacimiento con gas —e. g., CO₂, o nitrógeno como es el caso de Cantarell. Las técnicas de perforación y producción para petróleo no difieren mucho de las perforaciones con el propósito de inyectar CO₂ a un manto permeable. Igualmente para la recuperación de hidratos, posiblemente las perforaciones requeridas al menos son dos y son equivalentes a las petroleras: por una perforación se alimenta vapor para aumentar la temperatura del subsuelo, y así extraer el metano por la segunda perforación.

Recuperación secundaria o mejorada

Con frecuencia, después de la producción inicial, el yacimiento contiene todavía entre el 60-80% del crudo originalmente en el manto, de ahí la posibilidad de aplicar otras técnicas de producción. Los métodos de recuperación secundarios consisten en inyectar dentro del yacimiento un fluido para mantener un gradiente de presión. Estos fluidos se inyectan en pozos inyectoras, que desplazan petróleo hacia los pozos productores (Salager, 2005). Entre los fluidos económicamente susceptibles de inyectarse están el agua, y en ciertos casos el gas natural. Actualmente, es frecuente encontrar explotación de pozos con aditivos para cambiar las propiedades de movilidad de las fases (las viscosidades de los fluidos), así como modificar las fases presentes buscando presurizar el yacimiento, esto con el único propósito de prolongar la

explotación del pozo. Para tener éxito es requisito indispensable controlar propiedades como mojado en el yacimiento, viscosidad de los fluidos presentes y la tensión interfacial entre los líquidos. Para mejorar la eficiencia del desplazamiento mediante una reducción de las fuerzas capilares, se pueden citar la utilización de solventes miscibles con el crudo (algunos de ellos de origen orgánico) y la obtención de baja tensión interfacial con soluciones de surfactantes o soluciones alcalinas, entre muchos otros productos comerciales.

Ciencia y tecnología para el aprovechamiento de yacimientos

En la actualidad se requiere de un mejor entendimiento del comportamiento de los hidratos de carbono a altas presiones y temperaturas. Hoy en día existen un número limitado de dispositivos experimentales dedicados a dicha tarea y pocos son los esfuerzos que se han encaminado para dicho fin. Un ejemplo de lo anterior es un dispositivo experimental que consta de una celda de flujo mediante la cual se propone estudiar la dinámica de dos líquidos que fluyen a muy altas presiones y temperaturas, con o sin la presencia de modificantes de la tensión superficial de las interfaces. Dicha celda ya existe en el laboratorio de Reología-Óptica (Jiménez de la Rosa, 2006) y se basa en un acervo de ciencias de fluidos relativamente desarrollado para presiones ambientales y con sistemas líquido-aire (Basaran, 1995). El objetivo de dicha celda es evaluar el problema a las condiciones típicas de un yacimiento, para sistemas líquido1-líquido2 apropiado a nuestras necesidades. Permitirá en un futuro también estudiar sistemas líquido1-líquido2 - líquido3 deseables para estudiar aditivos que faciliten y mejoren los procesos. En dicha celda se alimentan los dos fluidos básicos, y de manera dinámica se observa la evolución de la interfaz para posteriormente comparar el comportamiento observado con simulaciones del flujo. En la (Fig. 1.1) se observa un esquema representativo de dicha celda.

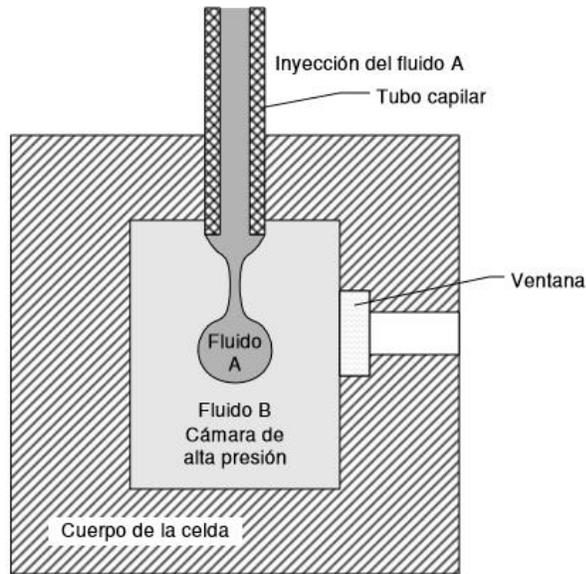


Figura 1.1. Esquema de la celda de alta presión para determinar propiedades como tensión superficial, densidad, viscosidad y volumen en sistemas de fluidos bifásicos.

Almacenamiento de CO₂

Un conocimiento de la física de los fluidos en yacimientos, además de facilitar la explotación convencional de hidrocarburos, se requiere para el desarrollo de tecnologías para la captura de CO₂ de la atmósfera de forma segura por miles de años. Esta tecnología será sin duda equivalente a la industria petrolera del Siglo XX. Los reservorios apropiados se consideran formaciones en el subsuelo que tengan pocas fugas a tiempos largos, medidos en milenios, o que bajo una transformación química, el CO₂ se convierta en fase sólida estable, en tiempos de milenios. En ambos casos, se requiere comprender el transporte en medios porosos de dos fases fluidas, y por tanto las propiedades físicas y químicas antes mencionadas.

En cambio, la explotación de hidratos requiere de un conocimiento detallado de la termodinámica de tales fases sólidas, y desarrollar los procesos de transformación de fases de manera de liberar el metano contenido en el hielo. Aquí, además de las propiedades del equilibrio de las fases, se requiere de conocer los costes energéticos para liberar el metano en forma rentable. Esta información dependerá, en buena medida, de las características del yacimiento así como de los gases presentes, por lo que

su explotación se beneficiará de un conocimiento detallado de las propiedades físico-químicas de estos yacimientos.

Ideas básicas para las aplicaciones enunciadas

Estudio de propiedades físicas de fluidos en dos fases. Aún suponiendo el caso más simple de dos compuestos puros —agua y un alcano— las condiciones de operación son bajo presiones muy altas, y temperaturas moderadas. En estos casos, con frecuencia no se conocen las densidades másicas como tampoco las viscosidades y aún menos la tensión interfacial entre los líquidos. Tampoco existe mucha información de técnicas experimentales capaces de medir tales propiedades en condiciones dinámicas que son las que imperan en un medio poroso, de ahí que el diseño de la celda propuesta busca la determinación de las viscosidades, la tensión superficial, las densidades de los líquidos mediante técnicas: (a) ópticas que capturan la evolución temporal de la gota que cae dentro de un segundo líquido, y (b) métodos numéricos capaces de simular el proceso de goteo a partir de principios básicos.

Físico-química de yacimientos. En dicho dispositivo es factible igualmente estudiar el papel que juegan diferentes sustratos sólidos del medio poroso. Estos estudios pueden complementarse para un sinnúmero de sistemas agua-aceite-surfactante, y de esta manera estudiar aquellos sistemas que faciliten o mejoren el rendimiento del proceso de interés, sea de la captura de CO₂, o de explotación de hidrocarburos.

Contenido

De esta manera, esta tesis tratará el diseño de un dispositivo capaz de simular, en el laboratorio, las condiciones a las cuales están sujetos fluidos como CO₂, petróleo, salmueras y gases en un sustrato del suelo. Especial énfasis se da a los aspectos teóricos para el diseño de los elementos del pistón y la camisa. Basado en el principio de la jeringa de Pascal instrumento que se utiliza en los laboratorios para comprobar el principio de Pascal, que consiste en un recipiente con agujeros en todas partes taponeados con algún material (con cera en los tiempos de Pascal) se llena con agua la jeringa o recipiente y se oprime el embolo, la presión se transmite a todo el líquido y este se escapará por los orificios con la misma fuerza. Este principio lo podemos

observar de una manera muy sencilla en el diseño y operación de una jeringa comercial utilizada como un implemento para suministrar medicamento líquido, ejerciendo presión a través de su recipiente cilíndrico y operando como pistón y su émbolo (Fig. 1.2) Lo anterior como base fundamental en que se sustentarán los análisis y resultados obtenidos en este trabajo. A partir de aquí se realizó el diseño dimensional de tales elementos, considerando para ello también una posible metodología de operación. Finalmente, se realizó un ensamble uniendo todos los elementos del dispositivo experimental que deberá integrarse para la realización de los experimentos.

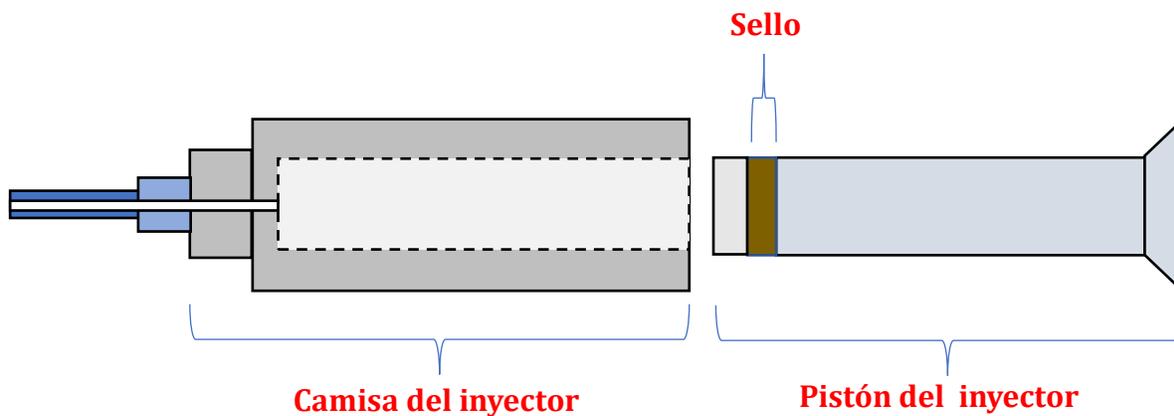


Figura 1.2. Cuerpo-camisa y embolo-Pistón

En el capítulo 2 se identifican los esfuerzos presentes en la pared del recipiente a presión (que esta tesis también se le llamará “*camisa del inyector*”) producidos por una presión interna, así como las operaciones para calcular los valores máximos de estos esfuerzos. Esto es importante para entender la manera en que el recipiente podría fallar. La idea es planear su diseño de tal manera que sea seguro y confiable bajo una presión aplicada específica de 500 MPa (5000 atmósferas).

El cálculo y diseño del pistón, considerando el posible pandeo que pudiese ocurrir cuando el pistón está fuera de la camisa, se presenta en el Capítulo 3. Igualmente se enfatiza sobre probables cambios de forma y tamaño como resultado de las altas presiones de diseño. Finalmente, se exploran las posibles configuraciones para el sello entre pistón y camisa que deberá operar confiablemente hasta presiones de 5000

atmósferas. Estos criterios son indispensables para fabricar sistemas de inyección (jeringas o pistones) capaces de realizar operaciones repetitivas sin fugas.

En el capítulo 4 se tratará sobre la balanza de precisión; mediante el establecimiento de una situación de equilibrio entre los pesos de dos cuerpos; este dispositivo tiene como finalidad medir la masa del fluido a estudiar, debido a su muy alta precisión y poco margen de error se podrán realizar mediciones muy exactas y determinar las propiedades de los fluidos bajo condiciones de alta presión.

Una metodología experimental se plantea en el Capítulo 5, presentando el equipo experimental para estudiar fluidos a altas presiones (500 MPa), aquí se describen los componentes que se encargarán de controlar este equipo, la estación de trabajo, el sistema que se utilizará para alcanzar estas presiones, etc. Además se explican las conexiones hidráulicas investigadas y seleccionadas para que pueda soportar estas elevadas presiones.

Después se declaran las conclusiones a las que llegó en esta investigación para diseñar un equipo experimental y su selección de materiales adecuados para el estudio de fluidos a altas presiones.

Por último, se presenta un Apéndice donde se muestran los diseños y listas de piezas y componentes para cada subensamble, necesarios para la fabricación del equipo experimental; los dibujos se muestran con vista isométrica y sus tres vistas estándar (frontal, superior y lateral) y se finaliza este Apéndice con deducciones de algunas fórmulas importantes utilizadas para tomar decisiones y concluir este proyecto.

CAPÍTULO 2.

Camisa del inyector

2.1 Diseño de la camisa del inyector

En este capítulo se presentarán los aspectos relevantes sobre el análisis de esfuerzos, deformación y desplazamientos a los que estará sujeto el elemento mecánico denominado “Camisa del inyector” con condiciones de alta presión. La camisa del inyector presenta una geometría cilíndrica sujeta a presión interna (5,000 atmósferas). Dichas condiciones enmarcan este caso en los llamados elementos mecánicos cargados axisimétricamente. El estudio de este tipo de elementos es mucho más sencillo tratarlos en coordenadas polares. A continuación, se presentarán las consideraciones y relaciones básicas para el tratamiento de este problema de diseño y selección de materiales.

2.1.1 Consideraciones y relaciones básicas

Para plantear las consideraciones y relaciones básicas que enmarcan este problema, se considerará una placa delgada grande; en ella se tendrá un agujero circular pequeño que estará sujeto a una presión uniforme (Fig. 2.1). En este esquema es claro que la carga axial está ausente y por lo tanto el esfuerzo normal en la dirección “z” es nulo. Es claro que el estado de esfuerzos es simétrico alrededor del eje z y la deformación también lo será; lo anterior indica que existirá independencia de θ . Dicho argumento de simetría también indica que los esfuerzos de corte $\tau_{r\theta}$ deben ser nulos. Ahora asumiendo que también prevalecerá independencia en la dirección “z” para la placa y que las fuerzas de cuerpo son despreciables, las ecuaciones de equilibrio en coordenadas polares se reducen a la ecuación 2.1 (Ansel C. Ugural, 2012).

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (2.1)$$

Donde σ_θ y σ_r corresponden a los esfuerzos tangenciales (circunferencia) y radial respectivamente. Ambos actúan de manera normal sobre el elemento diferencial que se aprecia en la (Fig. 2.2).

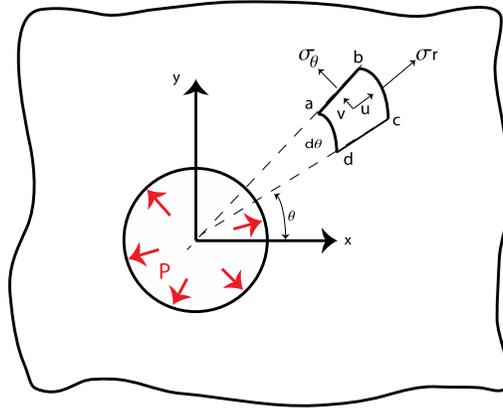


Figura 2.1. Placa delgada con barreno circular pequeño bajo presión; el eje z sale de manera perpendicular del plano xy mostrado en la presente figura.

Ahora en cuanto los desplazamientos radiales (u) y tangencial (v) para el campo simétrico en estudio, no puede existir desplazamiento en la dirección tangencial; es decir $v=0$. Esto se puede apreciar en el elemento geométrico conformado por los vértices marcados con las letras “a, b, c y d”. En otras palabras, dicho elemento solo podrá moverse radialmente y no tangencialmente como consecuencia de la carga (Ansel C. Ugural, 2012). De acuerdo a las restricciones de desplazamiento arriba descritas, las relaciones de deformación y desplazamiento en coordenadas polares se reducen a la ecuación 2.2.

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r}, \quad \gamma_{r\theta} = 0 \quad (2.2)$$

Ahora sustituyendo $u=r\varepsilon_\theta$ en la primera expresión a la ecuación 2.2 se obtiene la ecuación de compatibilidad que se muestra en la ecuación 2.3.

$$r \frac{d\varepsilon_\theta}{dr} + \varepsilon_\theta - \varepsilon_r = 0 \quad (2.3)$$

Las ecuaciones de equilibrio (2.1), las de deformación-desplazamiento (2.2) junto con la ecuación de compatibilidad y la ley de Hooke serán suficientes para obtener la solución a este tipo de problemas axisimétricos con condiciones de frontera específicas. Es ahora donde vamos a presentar un problema axisimétrico específico; este corresponde a recipientes cilíndricos sujetos a presión interna. En esta tesis únicamente se presentará el caso de los recipientes a presión cilíndricos de pared gruesa. En este punto es donde se debe aclarar el criterio para considerar si un cilindro es de pared gruesa o de pared delgada. El criterio es el siguiente: si el espesor de la pared del cilindro excede aproximadamente más de un 10% el radio interno del cilindro, éste se considera de pared gruesa (Mott R. L., 2009). Existe también una expresión analítica que sirve para establecer este criterio de una manera cuantitativa; dicha expresión se basa en el radio promedio de la pared del cilindro. Ahora se presentará con más detalle el caso del cilindro de pared gruesa.

2.1.2 Cilindros de pared gruesa

Este tipo de elemento mecánico, tiene particular importancia en la ingeniería ya que muchas industrias utilizan este tipo de contenedores para almacenamiento de fluidos considerados peligrosos. Es por ello que estudiar y entender los mecanismos de falla de este tipo de recipientes se vuelve importante (Mott R. L., 2009).

Para el cilindro de pared gruesa bajo presión interna (P_i) y externa (P_o) constante, se tiene que la deformación de dicho elemento será simétrica alrededor del eje "z". Por lo tanto, las ecuaciones de equilibrio y las de deformación-desplazamiento serán válidas para cualquier punto sobre un anillo seccionado sobre el eje longitudinal del cilindro (ver Fig. 2.2).

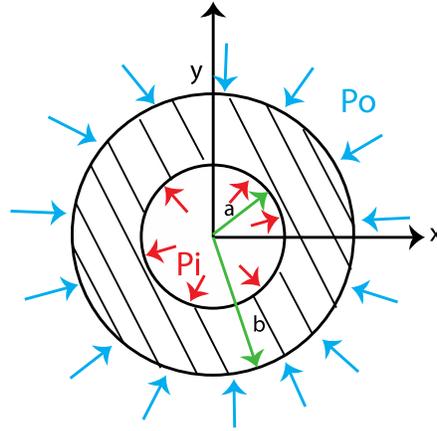


Figura 2.2. Esquema de un cilindro de pared gruesa bajo los efectos de la presión interna P_i ; a indica el radio interno del cilindro y b indica el radio externo del cilindro.

Ahora asumiendo que el cilindro es suficientemente largo y por tanto las interacciones con las tapas del cilindro se despreciarán. Esta implicación tiene como resultado que el valor del esfuerzo normal en la dirección z (perpendicular al plano xy mostrado en la (Fig. 2.2)) será nulo ($\sigma_z=0$). Esto quiere decir que el cilindro se encuentra bajo un estado de *esfuerzos plano*. Tomando ahora en cuenta la ley de Hooke, las ecuaciones de deformación pueden expresarse en términos del módulo de elasticidad (E), *relación de Poisson* (ν) y los esfuerzos radial y tangencial como se aprecia en las ecuaciones 2.4 (Ansel C. Ugural, 2012).

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_\theta), \quad \frac{u}{r} = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \nu\sigma_r) \quad (2.4)$$

De las ecuaciones 2.4 que corresponden a la deformación radial y tangencial respectivamente; también es posible expresar el estado de esfuerzos en términos de dichas deformaciones y desplazamiento de la manera siguiente:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_r + \nu\epsilon_\theta) = \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{du}{dr} + \nu\frac{u}{r}\right) \quad (2.5a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_\theta + \nu\epsilon_r) = \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{u}{r} + \nu\frac{du}{dr}\right) \quad (2.5b)$$

Ahora sustituyendo las ecuaciones 2.5 en la ecuación de equilibrio mostrada en 2.1, se llega a la ecuación diferencial siguiente:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (2.6)$$

La solución general a la ecuación diferencial mostrada en la ecuación 2.6 corresponde al desplazamiento radial en la dirección u de acuerdo al esquema mostrado en la (Fig. 2.1). La solución a la ecuación diferencial está dada por $u = c_1 r + \frac{c_2}{r}$ donde c_1 y c_2 son las constantes de integración. Debido a lo anterior las expresiones mostradas en 2.5a y b pueden ser reescritas en términos de dichas constantes de integración.

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[c_1(1+\nu) - c_2 \left(\frac{1-\nu}{r^2} \right) \right] \quad (2.7a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} \left[c_1(1+\nu) + c_2 \left(\frac{1-\nu}{r^2} \right) \right] \quad (2.7b)$$

Para encontrar los respectivos valores de las constantes de integración se deben aplicar las condiciones de frontera en las superficies interna y externa del cilindro. Observe que la suma de las componentes de esfuerzo radial y tangencial serán constantes si la posición radial es,

$$\sigma_r + \sigma_\theta = \frac{2Ec_1}{1-\nu} \quad (2.8)$$

Entonces la deformación longitudinal ($\varepsilon_z = \text{Cte}$) es constante y se puede expresar como $\varepsilon_z = -\frac{\nu}{E}(\sigma_r + \sigma_\theta) = \text{Cte}$. Dicha implicación indica que las secciones planas de las caras del cilindro permanecerán planas bajo la acción de la carga aplicada. Entonces se tendrá que cumplir que $\sigma_z = E\varepsilon_z = \text{Cte} = c$. Retomando la consideración que asume que el cilindro no tendrá efectos de la presión interna en las caras finales por ser suficientemente largo, entonces $c = \sigma_z = 0$; como se asumió anteriormente.

Considerando las condiciones de frontera para un cilindro sujeto a presión interna y externa tendríamos que $(\sigma_r)_{r=a} = -P_i$ y $(\sigma_r)_{r=b} = -P_o$, donde P_i es la presión interna y P_o es la presión externa que soporta el cilindro o recipiente a presión. El signo negativo denota esfuerzos de compresión. Al aplicar las condiciones de frontera arriba descritas en las ecuaciones 2.7, se tiene que las constantes de integración tomarán la siguiente forma:

$$C_1 = \frac{1 - \nu a^2 P_i - b^2 P_o}{E(b^2 - a^2)}, \quad C_2 = \frac{1 + \nu a^2 b^2 (P_i - P_o)}{E(b^2 - a^2)}$$

Lo cual nos lleva finalmente a obtener las expresiones para determinar el esfuerzo radial, esfuerzo tangencial y los desplazamientos tangenciales en términos de parámetros geométricos del cilindro y dos constantes elásticas (E y ν); las expresiones son:

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i - b^2 P_o}{b^2 - a^2} - \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (2.9a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 P_i - b^2 P_o}{b^2 - a^2} + \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (2.9b)$$

$$u = \frac{1 - \nu (a^2 P_i - b^2 P_o) r}{E(b^2 - a^2)} + \frac{1 + \nu a^2 b^2 (P_i - P_o)}{E(b^2 - a^2) r} \quad (2.9c)$$

Donde a y b corresponden a los radios interno y externo del cilindro respectivamente; tal y como se mostró en la (Fig. 2.2), r indica el radio medio localizado a la mitad de la pared, E y ν corresponden al módulo de elasticidad y razón de Poisson del material del cilindro y finalmente P_i y P_o son las presiones interna y externa a las que está sujeto el cilindro. Las ecuaciones presentadas en 2.9 son conocidas como las ecuaciones de Lamé y con ellas es posible determinar el valor máximo del esfuerzo radial (σ_r) cuando $r=a$ con una presión interna mayor que la externa. En el caso de que la presión externa sea mayor que la interna; entonces el esfuerzo radial máximo se localizará (σ_r) cuando $r=b$. Por otro lado, el esfuerzo tangencial máximo (σ_θ) ocurrirá en la superficie interna o en la externa del cilindro de acuerdo a la relación existente entre presión interna y externa (Ansel C. Ugural, 2012).

Ahora es momento de recordar que el esfuerzo de corte máximo (τ_{max}) para un punto cualquiera será la mitad de la diferencia algebraica entre esfuerzos principales máximo y mínimo; por lo tanto, para cualquier punto del cilindro el esfuerzo de corte máximo estará dado por la siguiente ecuación:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} (\sigma_\theta - \sigma_r) = \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (2.10)$$

Es importante recordar que el valor máximo del esfuerzo cortante (τ_{max}) se localizará cuando $r=a$; es decir en la superficie interna del cilindro. Entonces es claro que el efecto de reducir la presión externa P_o incrementara el valor del esfuerzo de corte máximo. De lo anterior se tiene que el valor más grande para esfuerzo de corte máximo se presentará con las siguientes condiciones $P_o=0$ y $r=a$ (Ansel C. Ugural, 2012).

$$\tau_{max} = \frac{P_i b^2}{b^2 - a^2} \quad (2.11)$$

Ahora considerando que los esfuerzos radial y tangencial (σ_r y σ_θ) son esfuerzos principales, entonces el esfuerzo de corte máximo se presentará en planos a una dirección de 45 grados respecto a los ejes principales en los que actúan σ_r y σ_θ . Lo anterior podría confirmarse mediante la construcción del círculo de Mohr. Por lo que se podría calcular la presión a la que iniciaría la cedencia (P_{yp}) en la superficie interna del cilindro si se considera el criterio de cedencia propuesto por *la teoría del esfuerzo cortante máximo* que implica que $\tau_{max} = \frac{1}{2} \sigma_{yp}$, donde σ_{yp} corresponde al esfuerzo de cedencia obtenido de un ensayo de tracción uniaxial (Ansel C. Ugural, 2012).

$$P_{yp} = \frac{(b^2 - a^2) \sigma_{yp}}{2b^2} \quad (2.12)$$

Ahora para presentar el caso especial donde el recipiente a presión está sujeto a *presión interna* únicamente las ecuaciones de Lamé presentadas en 2.9 se reescriben de la siguiente forma:

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} - \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (2.13a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} + \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (2.13b)$$

$$u = \frac{(a^2 P_i) r}{E(b^2 - a^2)} \left[(1 - \nu) + (1 + \nu) \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (2.13c)$$

2.2 Análisis de esfuerzo de la camisa del inyector

Con la finalidad de proponer geometría y material adecuados para la camisa del inyector bajo presión interna elevada, se presentarán los cálculos realizados y sus principales resultados. La determinación de esfuerzo radial y tangencial se realizará de

manera analítica mediante las ecuaciones de Lamé y se representará gráficamente con apoyo de un programa computacional llamado Mathematica; adicionalmente se realizará una simulación del mismo elemento en ambiente CAD y se aplicarán rutinas De elemento finito para determinar el campo de esfuerzo bajo un criterio de cedencia disponible en el programa.

2.2.1 Determinación de esfuerzos

La determinación de esfuerzos máximos radial, tangencial y cortante, así como la determinación de la presión de cedencia se determinarán con las ecuaciones 2.10, 2.11 y 2.12. Para realizar este cálculo se escribió una función en el programa Mathematica en donde se consideraron las variables de entrada que corresponden a radio interno y externo del cilindro, presión interna y el esfuerzo de cedencia del material a utilizar. Las salidas de dicha función, serán precisamente esfuerzos máximos radial, tangencial y cortante, así como la presión de cedencia. En el apéndice 3, se presenta la función programada para dicha tarea.

Al correr y evaluar dicha función con valores de radio interior $a=4mm$, radio exterior $b=25 mm$, presión interna $P_{int}= 500 MPa$ y un esfuerzo de cedencia de $1,590 MPa$ (para acero 17-7PH), se obtuvieron los siguientes valores: esfuerzo radial $\sigma_r = -500 MPa$, esfuerzo tangencial $\sigma_t = 526 MPa$, esfuerzo cortante máximo $\tau_{max} = 513 MPa$ y Presión a la cual cederá la camisa del inyector $P_{yp}=774.8 MPa$.

Los valores puntuales arriba presentados corresponden a regiones críticas del cilindro; ahora se presentará de forma gráfica la distribución de esfuerzos radial, tangencial y cortante para la camisa del inyector. Se utilizará una escala de colores falsos que indicará la magnitud de los esfuerzos.

En la (Fig. 2.3) se observa la sección transversal del cilindro y en ella se representa el esfuerzo radial (MPa) al cual estará sujeto el cilindro. En dicha gráfica se observan valores máximos del esfuerzo radial en color rojo. Dichos esfuerzos son de carácter compresivo y se localizan al interior de la camisa del inyector. Cabe mencionar en este punto que los valores para el esfuerzo radial en la superficie externa del cilindro son mínimos; para este caso y cumpliendo con las condiciones de frontera descritas para

Las ecuaciones 2.12- dicho esfuerzo es nulo. Lo anterior se observa en color azul fuerte tal y como lo indica la barra lateral de la escala de colores de la (Fig. 2.3).

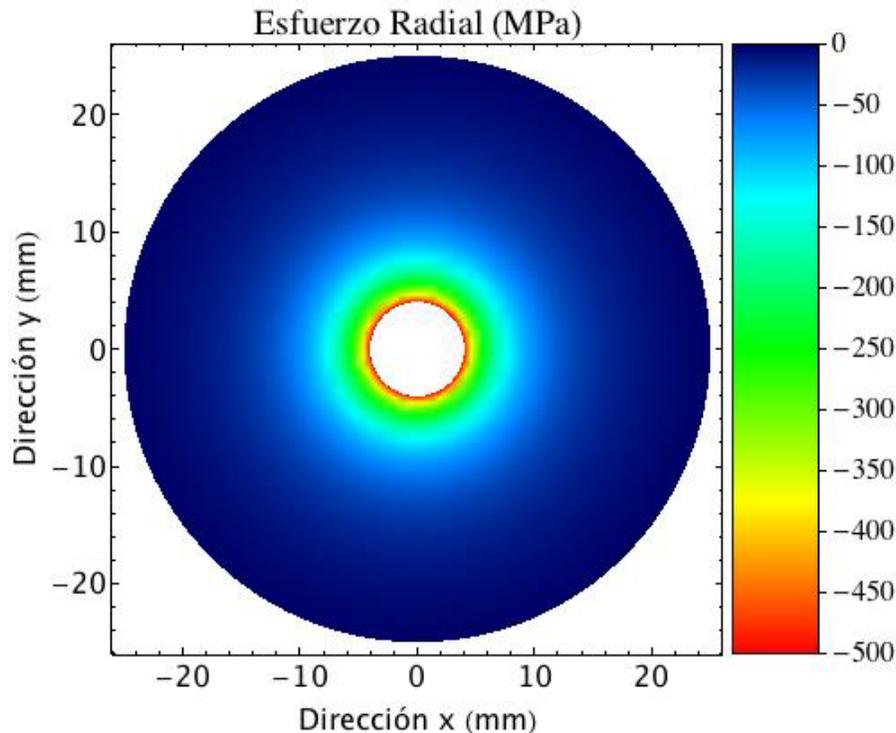


Figura 2.3. Distribución del esfuerzo radial del recipiente a presión considerando un acero 17-7 PH, un radio interno de 4mm, un radio externo de 25 mm y una presión interna de 500 MPa.

En la gráfica mostrada en la (Fig. 2.4) se presentan los resultados del cálculo de la distribución de esfuerzos tangenciales en la sección transversal del inyector. En dicha figura se observa que existe una concentración de esfuerzos tangenciales positivos cuyo valor máximo asciende a 526 MPa. Este valor disminuye conforme se avance de la superficie interna hasta la superficie externa; en esta última el valor mínimo que alcanzó el esfuerzo tangencial fue de 26.3 MPa.

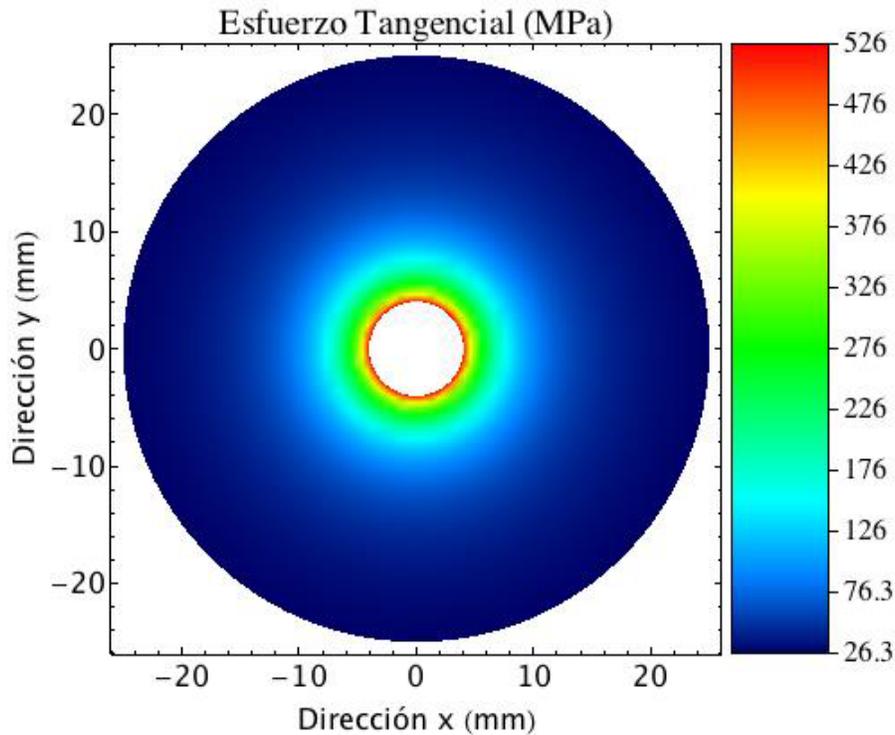


Figura 2.4. Distribución del esfuerzo tangencial del recipiente a presión considerando un acero 17-7 PH, un radio interno de 4mm, un radio externo de 25 mm y una presión interna de 500 MPa.

En cuanto al esfuerzo cortante, se determinó la distribución de esfuerzos sobre la región transversal de la camisa del inyector de acuerdo a las consideraciones descritas en las ecuaciones 2.9 y 2.10. La distribución de esfuerzo cortante, sobre la sección transversal de la camisa del inyector se presenta en la (Fig. 2.5); en ella se observa en color rojo, un valor máximo de 513 MPa localizado en la superficie interior de la camisa del inyector. Asimismo, se observan valores mínimos en la superficie externa de dicha camisa.

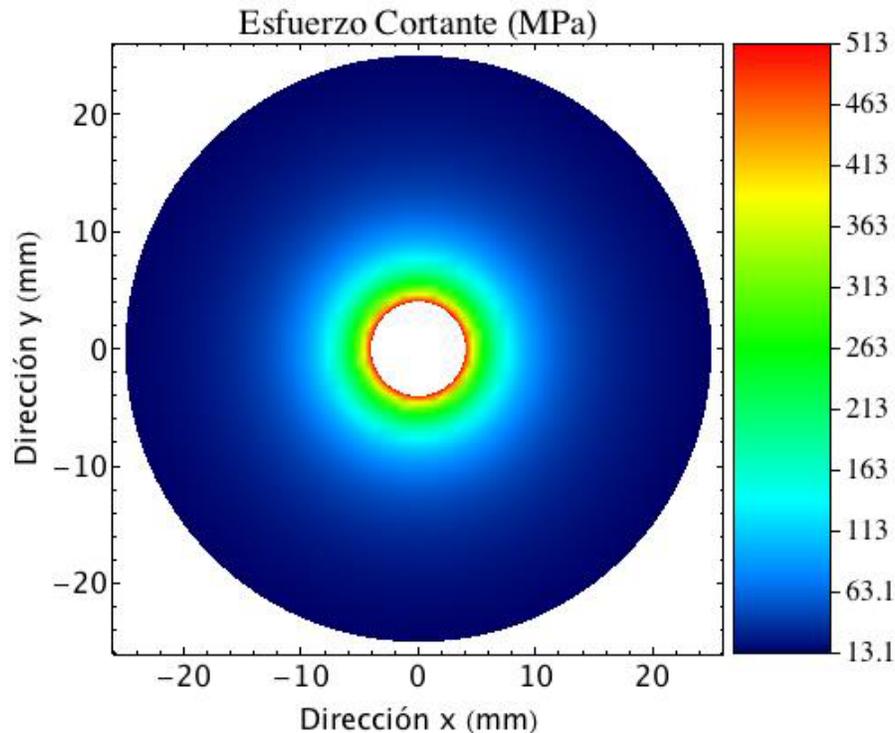


Figura 2.5. Distribución del esfuerzo cortante del recipiente a presión considerando un acero 17-7 PH, un radio interno de 4mm, un radio externo de 25 mm y una presión interna de 500 MPa.

Hasta este momento, los resultados mostrados en las figuras 2.3-2.5 muestra el estado de esfuerzos en plano “ r, θ ” y se está asumiendo que el esfuerzo en la dirección “ z ” será nulo. Para estos cálculos se considerado un acero inoxidable 17-7-PH cuyo límite de elasticidad es de 1590, una presión interna de 500 MPa y radios interno y externo de 4 y 25 mm, respectivamente. La función escrita en Mathematica hace posible que se realice un número ilimitado de evaluaciones en donde se puede cambiar las dimensiones del cilindro, el valor de límite de elástico del material o la presión de trabajo.

Ahora considerando los esfuerzos calculados con el acero, la geometría propuesta y la presión interna a la que va a estar sometida la camisa del inyector se procederá a realizar un análisis de esfuerzo y deformación utilizando elementos finitos en donde se considerará la geometría de la camisa del inyector ensamblada. En este punto es importante presentar la geometría completa que se tiene contemplada para la camisa del inyector. En la (Fig. 2.6) se presenta un esquema de la camisa del inyector; en ella se observa que la camisa del inyector está compuesta de dos piezas y dos accesorios. El

primer elemento mecánico es la cámara de presión de la camisa del inyector y el segundo elemento corresponde a el tapón de la cámara de presión; en cuanto a los accesorios se tienen un conector y un sello metálico para alta presión; una vez ensambladas todas las piezas y accesorios se tiene la camisa del inyector. En la (Fig. 2.6) se muestra el ensamble de la camisa del inyector en una vista en explosión.



Figura 2.6. Vista en explosión de la camisa del inyector. Se muestra el sello de alta presión y un conector a la salida de la camisa del inyector.

2.2.4 Análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos

Para conocer los efectos de las fuerzas aplicadas, sobre los modelos de cada una de las piezas que conforman la camisa del inyector, se realizará el análisis por elemento finito de las piezas y su respectivo ensamble. Este tipo de análisis permite hacer un sinnúmero de simulaciones sin tener que manufacturar y probar los elementos. También permite cambios en geometría, considerar propiedades del material a utilizar, así como definir las cargas y restricciones apropiadas de acuerdo a las condiciones de frontera del problema a estudiar. Lo anterior permitirá calcular el estado de esfuerzo, deformación

y desplazamiento de los elementos y ayudará a visualizar la falla del elemento de acuerdo a las condiciones preestablecidas (González Gómez, 2016).

El programa a utilizar se llama SolidWorks (SW); en el que es posible se dibujar los elementos con las respectivas dimensiones y se también permite utilizar un complemento llamado “SolidWorks Simulation”; este realiza un análisis estático basado en el Método de Elementos Finitos (Gómez González, 2015).

A continuación, se presenta el análisis de esfuerzos de las partes críticas involucradas en la camisa del inyector a presión. En la (Fig. 2.7) se observa la camisa del inyector considerando un acero 17-7 PH; las dimensiones a considerar en el análisis de elementos finitos son las siguientes: el diámetro interno de la camisa de inyector es de 8.001 mm y cuenta con la longitud de 150 mm. El diámetro exterior del cilindro es de 50 mm y consta de una longitud de 100.5 mm; al termino de dicha distancia comienza una zona roscada de 45 mm. El tipo de rosca que se propone para el recipiente a presión es la rosca *Buttres* conocida como “rosca diente de sierra”. Los detalles sobre el perfil, tolerancias y pasos de dicha rosca se muestran en el Apéndice 1. Este tipo de rosca es usado en piezas mecánicas cuando la presión a ejercer actúa en un sólo sentido o dirección. La sección de forma trapezoidal le da una gran resistencia al corte (Ober, 2012). Una vez que el tipo de rosca se ha definido, en las siguientes secciones y subsecciones se presentará el diseño mecánico y su respectivo análisis por elemento finito para los elementos que componen la camisa del inyector. Uno de los propósitos de realizar este tipo de estudio es que se puede realizar el ensamble de piezas que a su vez dan origen a un elemento más complejo. Este último puede someterse al análisis de esfuerzo por medio de elementos finitos y así observar el campo de esfuerzos en cada una de las piezas que componen a dicho elemento. En este punto es posible observar la interacción de piezas y su respuesta mecánica; este tipo de simulaciones permite realizar un rediseño de las piezas o del elemento completo en caso de ser necesario. En la siguiente sección se presentará el análisis para la camisa del inyector.

2.2.5 Distribución de esfuerzos en la camisa del inyector

En la (Fig. 2.7) se presenta una imagen de la camisa del inyector obtenida a través del diseño asistido por computadora (SW). Cabe mencionar que en dicho ensamble se está considerando un acero 17-7PH. A continuación, se presenta una imagen del ensamble y la información relevante del acero 17-7 PH que se ha considerado para realizar el estudio. Las dimensiones y detalles geométricos de cada una de las piezas referidas en la (Fig. 2.7) se pueden consultar en los planos del apéndice 1.

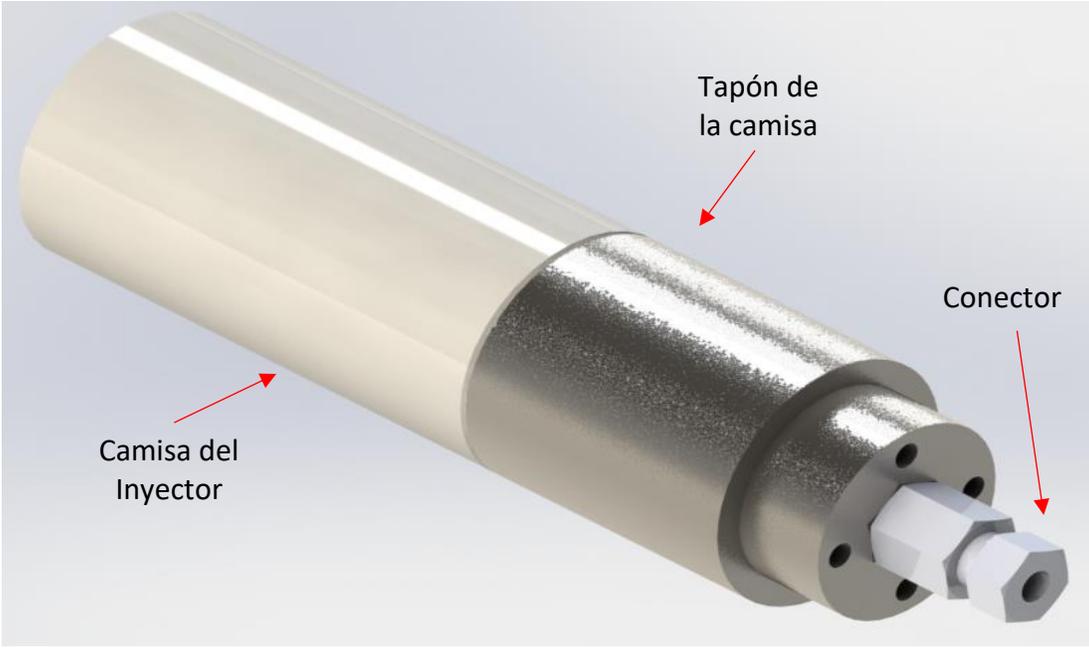
Referencia del modelo: Ensamble de la camisa del inyector a presión	
	
Propiedades mecánicas	Propiedades volumétricas aprox.
Material: Acero inoxidable 17-7 PH Límite elástico: 1590 MPa Límite de tracción: 1650 MPa Modulo elástico: 204,000 MPa Dureza: 44 HRC Coefficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7800 Kg/m ³ Coefficiente de dilatación térmica: 11°K ⁻¹	Masa camisa: 1.09 kg Peso camisa: 10.73 N Masa Tapón: 0.3054 kg Peso Tapón: 2.99 N

Figura 2.7. Ensamble de la camisa del inyector en acero 17-7 PH y sus principales propiedades.

Para simular la pieza, primero se definieron las condiciones de frontera; se empezó por las sujeciones; dichas condiciones fueron fundamentales para definir y restringir correctamente el tipo de desplazamientos/deformaciones que soportará el ensamble de piezas al aplicarle carga. En la (Fig. 2.8 a) se puede observar la ubicación de cargas y sujeciones; estas últimas definirán todos los grados de libertad de traslación como cero en el sólido seleccionado; la camisa del inyector se sujetó en las zonas achuradas en color verde y etiquetadas como zona de sujeción como se observa en la (Fig. 2.8 a). Lo anterior implica que los desplazamientos u , v y w en las direcciones x , y y z respectivamente serán nulos (Gómez González, 2015).

Una vez definidas las sujeciones y regiones de contacto del ensamble de piezas fue necesario definir la fuerza o el sistema de fuerzas al que estará sujeta la camisa del inyector. Esta etapa es muy importante para el análisis ya que el sistema de inyección a alta presión debe operar a 5,000 atmósferas; es decir, la presión interna dentro de la camisa del inyector debe ser de 500 MPa. Para alcanzar dicha presión se utiliza un fluido (incompresible) dentro de la cámara de presión; al desplazar el fluido mediante un pistón o émbolo dentro de la camisa (Fig. 2.8 a), la presión interna a la que se somete el fluido incrementará. La sección transversal de la camisa es circular con un radio de 4mm y por lo tanto se tiene un área de 50.26 mm². Dado que se requiere una presión de 500 MPa, entonces la fuerza que se debe aplicar al émbolo debe de ser de 25 kN; como se observa en la (Fig. 2.8 a). Esta fuerza será posible aplicarla a través de un actuador Kollmorgen EC5X-100-10B-300-MF1-FT1MIDR61X (Kollmorgen, 2003).

Una vez que se tiene el elemento mecánico diseñado en SW, se generó una red de elementos y nodos para discretizar la geometría de la pieza. A dicha discretización se le conoce como mallado. El elemento de malla utilizado fue triangular lineal; también conocido como de primer orden. Cabe señalar que la malla se define por tres nodos angulares y tres aristas. Cada nodo tiene seis grados de libertad. El desplazamiento se describe con los tres componentes de traslación y los tres componentes de rotación. Una representación gráfica de la operación de mallado que se aplicó al ensamble camisa del inyector-tapón se presenta en la (Fig. 2.8 b).

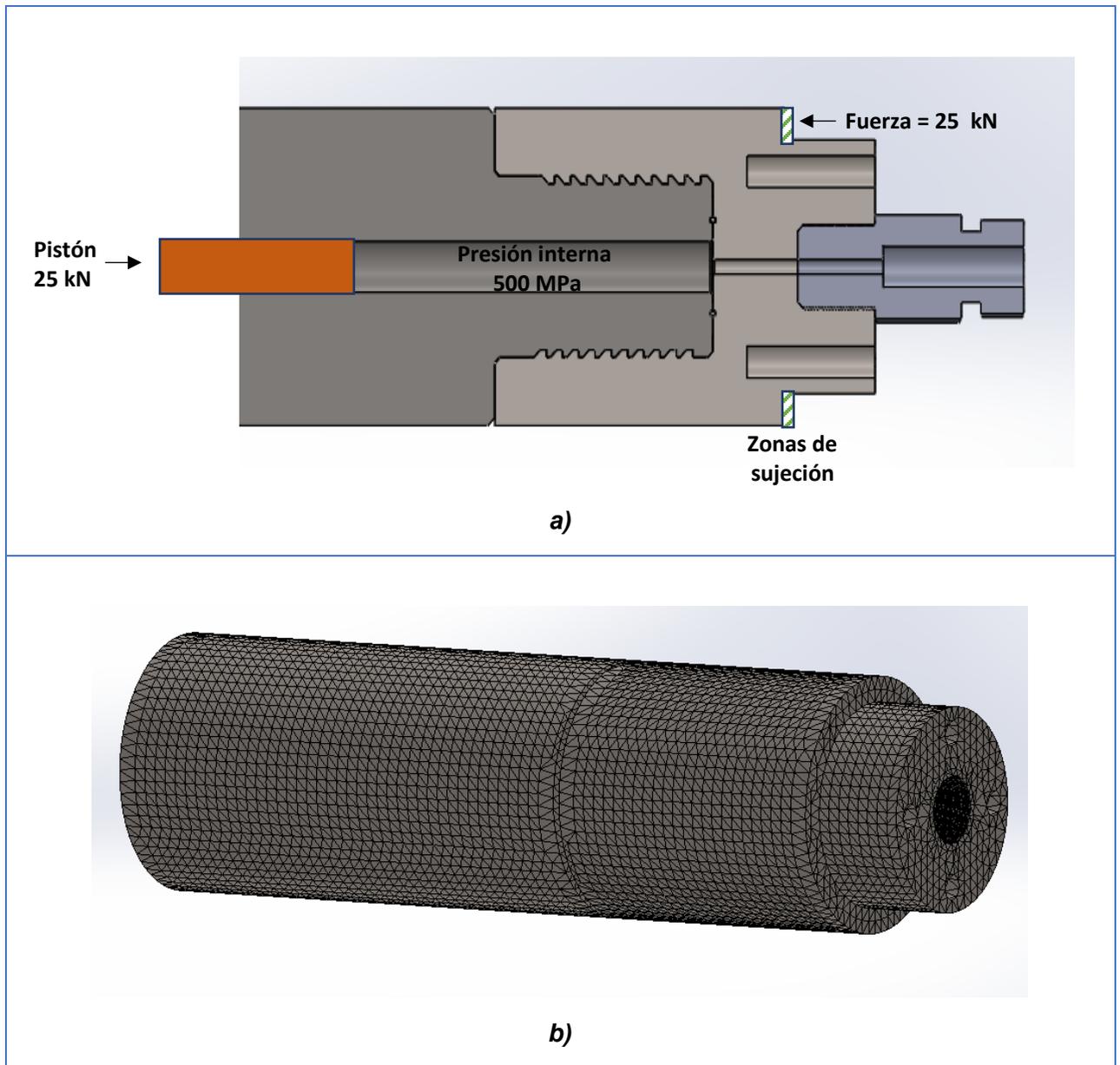


Figura 2.8. Parámetros utilizados para análisis de elemento finito de la camisa del inyector ensamblada considerando un acero 17-7 PH. a) Condiciones de frontera indicando fuerzas y sujeciones, b) Malla propuesta para la camisa del inyector.

Los parámetros de malla utilizados en este caso se definieron dentro de las capacidades del complemento “SolidWorks Simulation”. Se utilizó una malla basada en curvatura debido a que es adecuada para modelos con pequeños radios de curvatura y permite controlar mucho mejor el mallado de aristas y caras curvas. Se utilizó un mallado fino para aumentar el número de elementos y así incrementar la calidad y precisión de los

resultados. Es muy importante utilizar una alta densidad de nodos en piezas geoméricamente complejas. En el ensamble se registró un número total de nodos de 2,947691 y el número total de elementos fue de 202,796.

Hasta este momento se ha definido la geometría, las sujeciones, regiones de contacto entre piezas ensambladas, las cargas y también se ha establecido la malla. Ahora se debe de elegir el tipo de análisis a realizar. En la camisa del inyector es de interés conocer la distribución de esfuerzos en el elemento con el propósito de localizar puntos de concentración de esfuerzo en la geometría propuesta. Asimismo, es de interés determinar el desplazamiento en la dirección “z” pues es aquí donde pudiera presentarse un desplazamiento crítico causando una separación entre las piezas cámara de presión, tapón y sello. Esto resultaría en una fuga de fluido a alta presión y esta condición es no deseada además de ser de alto riesgo.

El análisis de esfuerzos por medio de elementos finitos también es utilizado para determinar el estado de cedencia de los elementos mecánicos. En el análisis por elementos finitos realizado en esta tesis, se utilizará la teoría de la energía de distorsión máxima (conocida también como el criterio de von Mises) como criterio de falla por cedencia. Este criterio relaciona el esfuerzo de cedencia, obtenido por tracción uniaxial, con los esfuerzos principales; para el caso de esfuerzos planos en coordenadas polares tenemos que dicho criterio se resume a la siguiente expresión:

$$\sigma_{yp} = \sqrt{\frac{(\sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta)^2}{2}} \quad (2.14)$$

En las siguientes subsecciones se presentarán los resultados que aportó el análisis de elementos finitos (Ansel C. Ugural, 2012) (Gómez González, 2015).

2.2.6 Resultados del análisis de esfuerzos por el método de los elementos finitos

En esta sección se presentarán los resultados principales obtenidos a través del análisis de elementos finitos. Los resultados comprenden la distribución de esfuerzos y

desplazamientos sobre el ensamble de piezas denominado camisa del inyector. A continuación, se presenta los resultados correspondientes a esfuerzo.

2.2.6.1 Esfuerzo

En la (Fig. 2.9) se muestra una vista seccionada de la camisa del inyector; el plano seleccionado fue el “yz”. Se debe recordar que el material seleccionado para realizar el análisis de elementos finitos fue un acero 17-7PH cuyas propiedades fueron descritas anteriormente. En este punto es importante volver a mencionar el valor del límite elástico y el módulo de elasticidad del material; 1,590 MPa y 204 GPa respectivamente. El valor del límite elástico es importante para este estudio ya que la camisa del inyector debe trabajar por debajo del límite elástico del material.

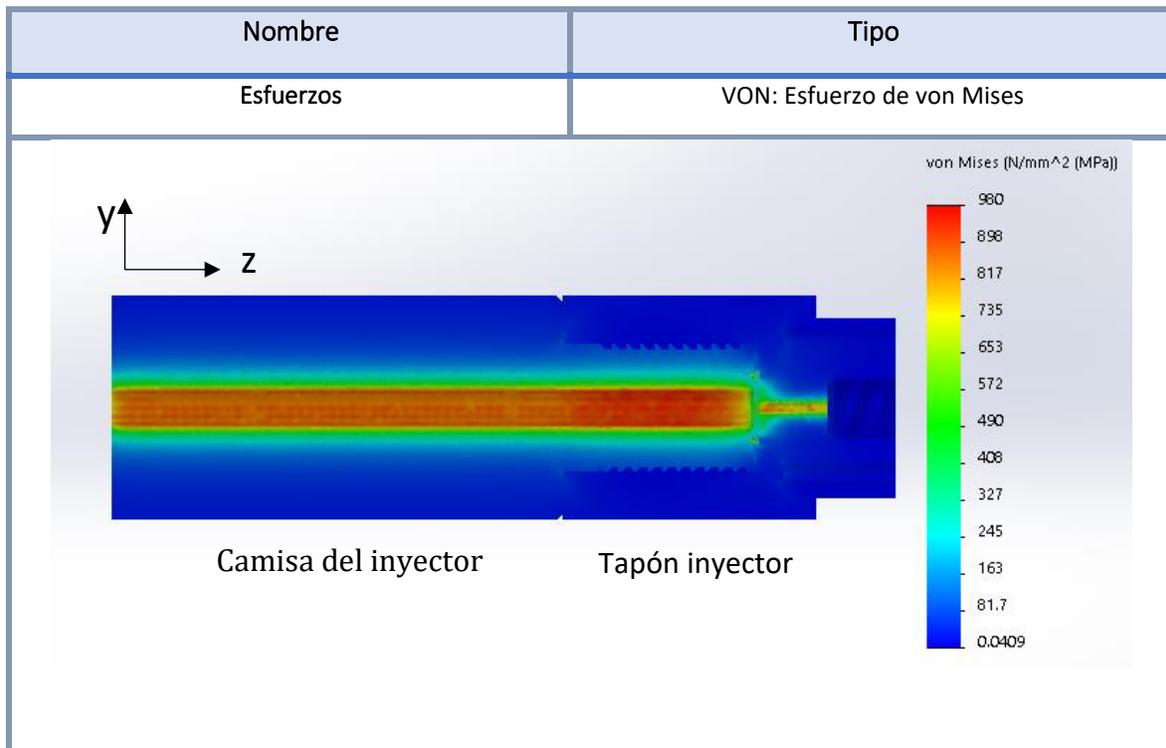


Figura 2.9. Distribución de esfuerzos utilizando el criterio von Mises obtenida por MEF. Los contornos de colores representan el valor de esfuerzo en términos de las condiciones de frontera y cargas aplicadas. Acero 17-7 PH, un radio interno de 4mm, un radio externo de 25 mm y una presión interna de 500 MPa.

En la (Fig. 2.9) se observa el resultado en una escala de colores falsos que van desde el azul como valor mínimo hasta el rojo como valor máximo. Dicha distribución de colores

corresponde a la distribución de esfuerzos bajo el criterio de von Mises que van desde prácticamente 0 hasta los 890 MPa (tono naranja) para el exterior e interior respectivamente de la camisa del inyector.

En cuanto a la parte final de la camisa de inyector (sección roscada) se aprecian valores ligeramente mayores (95 MPa); esto puede ser una consecuencia de la disminución del radio exterior de la pieza y del roscado que existe sobre la superficie externa. Ahora se realizará una comparación entre los resultados obtenidos por elementos finitos y los obtenidos analíticamente utilizando las ecuaciones descritas en la Sec. 2.12. Dicha comparación se realizará únicamente sobre la sección transversal de la camisa del inyector con el propósito de visualizar y comparar la variación del esfuerzo en el plano “ r, θ ”. En la (Fig. 2.10) se muestran los resultados obtenidos de manera analítica (Fig. 2.10 a) y los resultados obtenidos por MEF (Fig. 2.10 b).

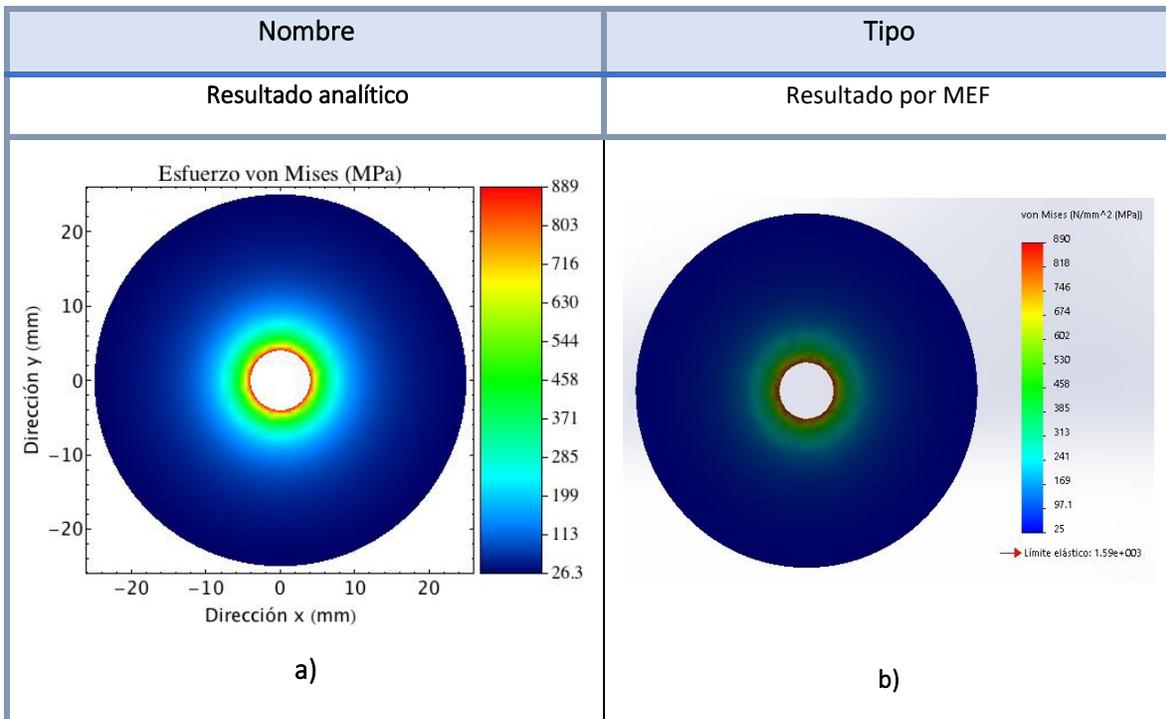


Figura 2.10. Distribución de esfuerzos utilizando el criterio von Mises (ecuación 2.14). a) Obtenida analíticamente y b) por MEF.

En ellos se observa que la distribución de esfuerzos, bajo el criterio de von Mises, para ambos casos es congruente; la concentración de esfuerzos se localiza en el interior de la camisa mientras que los valores más pequeños se localizan en la superficie exterior

de la camisa del inyector. Los valores determinados para el esfuerzo efectivo o de von Mises fueron prácticamente los mismos para el interior y el exterior de la camisa; como se observa en la (Fig. 2.10). Este resultado implica que las condiciones de frontera que se utilizan en MEF son adecuadas.

El análisis de esfuerzos para el ensamble de piezas, en la (Fig. 2.9) presenta otra zona de interés; ésta se localiza justo en la unión de la camisa y tapón del inyector. Entre estas dos piezas debe ir un sello. La función de este sello es evitar fugas y así mantener la presión deseada dentro de la cámara de presión del inyector. En la (Fig. 2.11) se muestra una vista ampliada justo en la zona de interacción camisa-sello-tapón; en ella se observa que efectivamente existe una concentración de esfuerzo en el sello metálico; de hecho, esta concentración es necesaria para garantizar la correcta operación de la camisa de inyector.

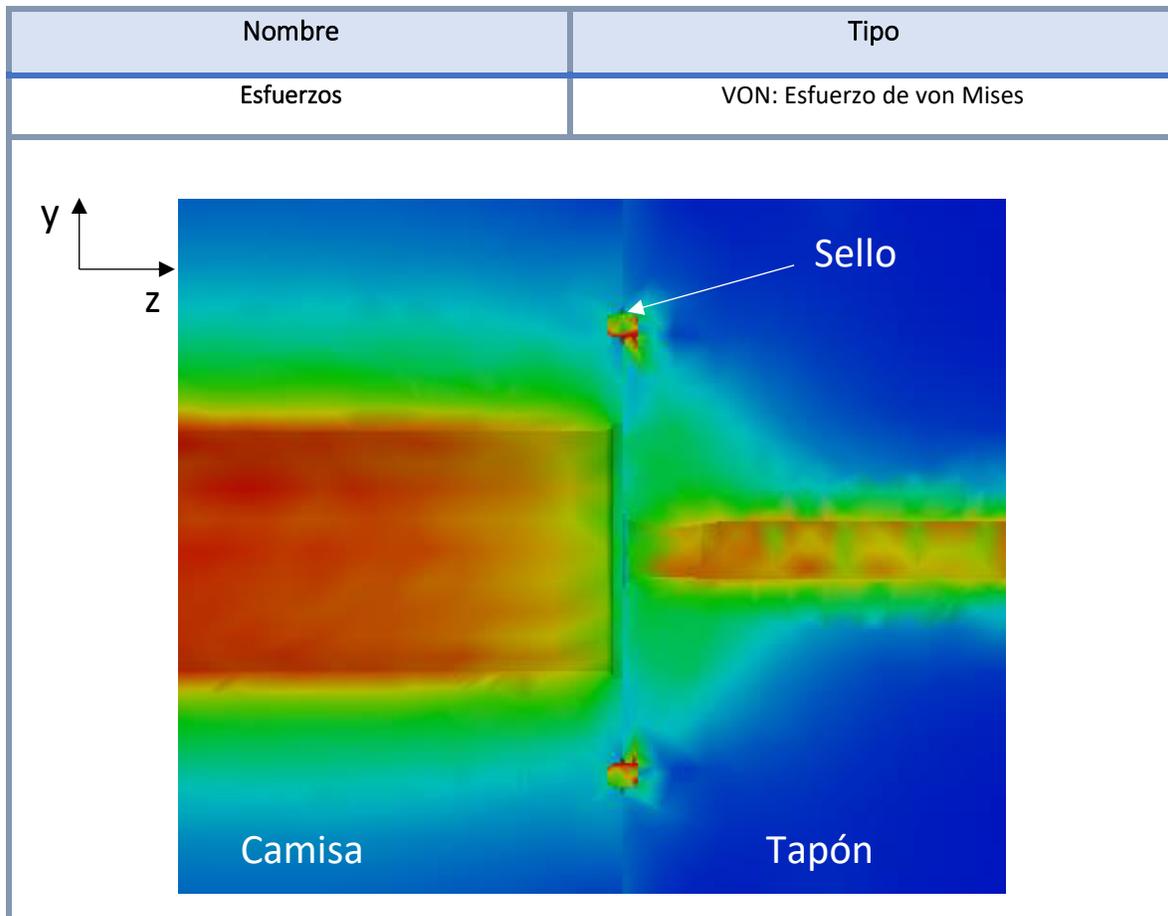


Figura 2.11. Vista ampliada para visualizar detalles en la sección donde unen la camisa, el tapón y el sello metálico.

De acuerdo a los valores registrados en MEF, los valores de esfuerzo efectivo (1,686 MPa) que se registraron para el sello estuvieron por encima del límite elástico; esto implica que ocurrió una deformación plástica en el sello. Esta condición es deseable ya que garantiza un sello perfecto.

El sello que se debe utilizar para este tipo de aplicaciones a alta presión se le conoce de manera comercial como “Wills Rings”. Son sellos construidos a partir de tubos metálicos de alta calidad y revestidos con un material más blando para aumentar el rendimiento de sellado. Los Wills Rings® se pueden personalizar para adaptarse a los requisitos específicos de un sistema. Están construidos de metal, su capacidad para manejar como se puede apreciar en la tabla 2.1, hay dos tipos de sellos que son ideales para aplicaciones de presión extrema (TRELLEBORG, 2012).

Tabla 2.1 Clasificación de los sellos Wills Rings

Seal			Extreme Conditions	Seating Loads	Spring-back	Vacuum Sealing	Pressure MPa/psi	Max. Working Temp. °C / °F	Standard Material	
Code	Page								Seal	Coating
 Type MOT	9	Pres-surized	A	C	C	1x10 ⁻⁹ mbar.l.s. ⁻¹	40 MPa 5,800 psi	850 °C 1,550 °F	Mild steel Stainless Steel 316 L Stainless Steel 321 Inconel® 600 Inconel® 718 Copper	Silver Nickel Copper Gold Indium
 Type MOV	9	Vented internal	B	B	C	-	1,000 MPa 145,000 psi	600 °C 1,100 °F		
 Type MOW	9	Vented external								
 Type MOU	10	Non-Pres-surized	C	B	C	1x10 ⁻⁵ mbar.l.s. ⁻¹	4 MPa 580 psi	400 °C 750 °F		
 Type MOS	10	Solid	C	D	D	1x10 ⁻⁵ mbar.l.s. ⁻¹	4 MPa 580 psi	500 °C 925 °F		
 Type MCX	12	Internal pressure	B	A	A	1x10 ⁻⁷ mbar.l.s. ⁻¹	200 MPa 29,000 psi	750 °C 1,375 °F		
 Type MCY	12	External pressure								

Properties: A = Excellent B = Good C = Satisfactory D = Poor

El sello que se recomienda para la interfaz camisa-sello-tapón es el del (tipo MOV) ya que su diámetro interno se utiliza para presión interna y el del (tipo MOW) su diámetro exterior es para la presión externa. Condiciones extremas supera la de los tipos de sellos de polímeros y elastómeros (TRELLEBORG, 2012). Este tipo de sellos presenta varias ventajas y beneficios tiene un rango de temperatura hasta los 850°C, de presión desde ultra vacío hasta los 1,000 MPa; también son compatibles con una gran variedad de

soportes y presentan buena resistencia a la corrosión y radiación; el sellado es sencillo, confiable y además presentan un amplio rango de tamaños. En la tabla 2.1 se muestran los principales tipos de Wills Rings y sus características.

2.2.6.2 Desplazamientos

En la (Fig. 2.12) se muestra un corte longitudinal de la camisa del inyector; en esta figura se aprecian los desplazamientos en el eje “z” después de haber aplicado las cargas. En dicha figura, el mapa de colores definen la magnitud de los desplazamientos que corresponden a cada uno de los nodos (mm). Los colores cálidos (rojo, amarillo) representan las zonas con mayores desplazamientos positivos mientras que los colores más fríos (azules y verdes) representan las zonas que sufren desplazamientos mínimos o en dado caso desplazamientos negativos.

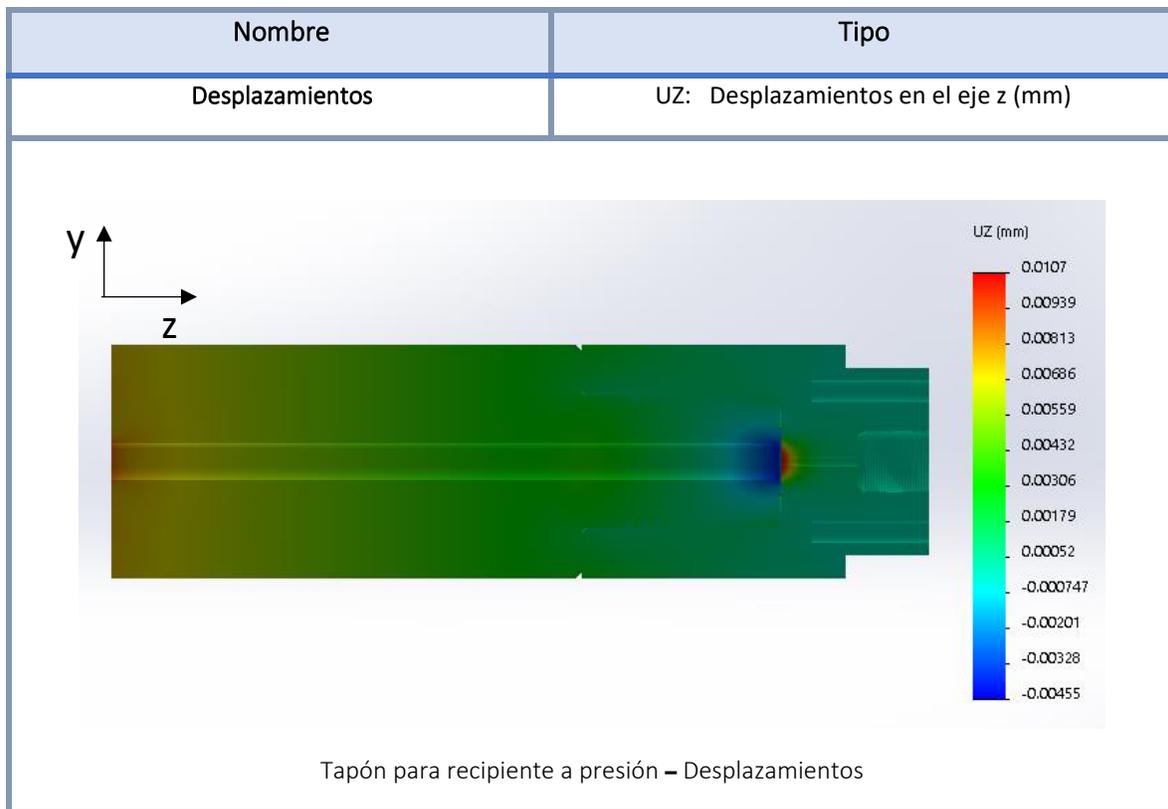


Figura 2.12. Resultado de desplazamientos en la dirección z obtenida por MEF. Se observa el ensamble de la camisa-sello-tapón del inyector considerando un material 17-7 PH para la camisa- tapón y para el sello un Wills Rings a una presión de 500 MPa.

La (Fig. 2.12) es bastante clara; muestra desplazamientos mayores y positivos en la dirección “z” justo sobre la zona que recibe la carga de presión en el tapón de la camisa del inyector. Lo anterior MEF lo representa en un tono rojo y corresponde a 10 micras de desplazamiento. En esta misma zona, se observa que la camisa del inyector también sufre un desplazamiento considerable; sin embargo, este es en la dirección contraria y es por eso que se observa un tono azul que corresponde a 4 micras en sentido opuesto al que se está desplazando el tapón; es decir que se tendrá un desplazamiento total de 14 micras entre ambas piezas. Este resultado es muy importante ya que las 14 micras que de desplazamiento pueden contribuir de manera importante a la falla del sello de alta presión. Esta situación se presenta con mayor detalle en la (Fig. 2.13); en ella se observa una ampliación de la zona crítica en desplazamientos en la dirección “z”.

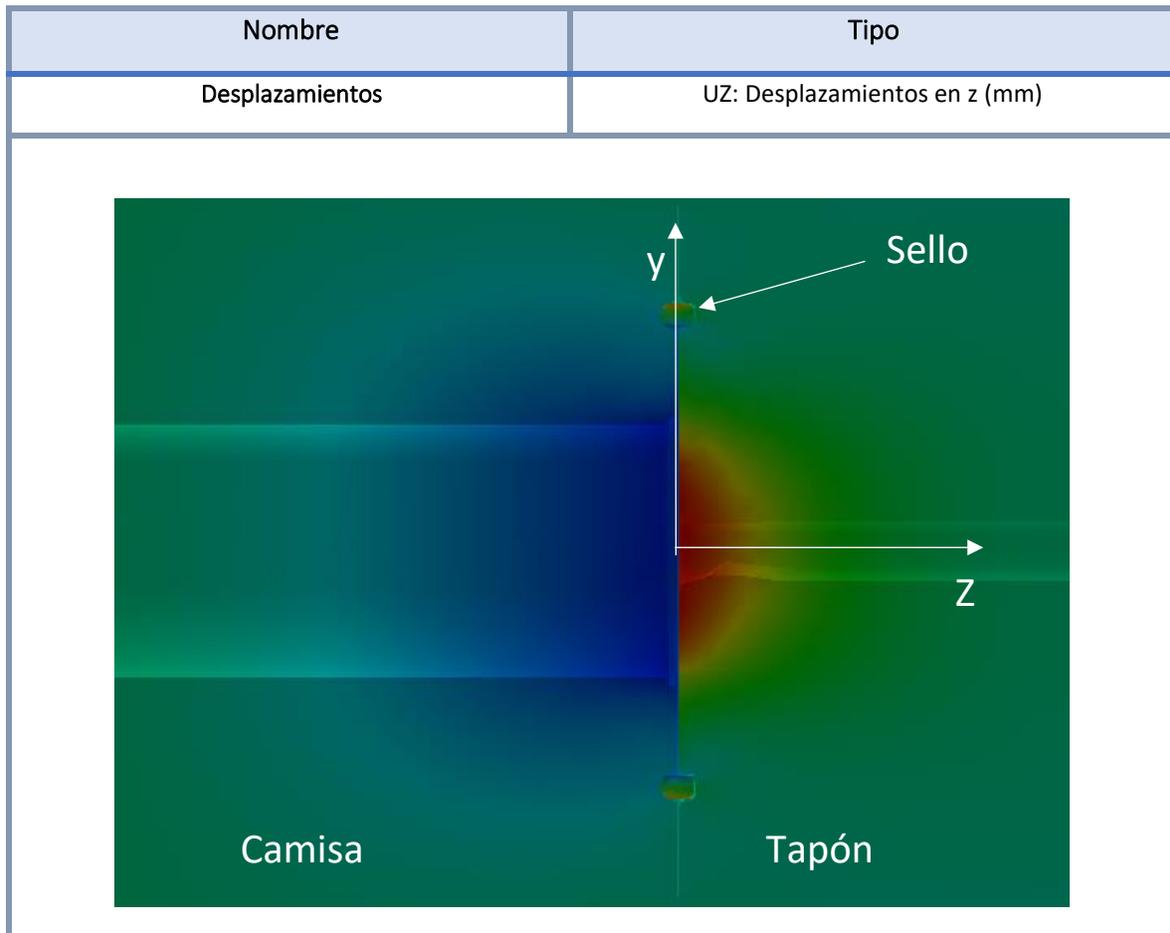


Figura 2.13. Ampliación de la zona de desplazamiento en la dirección z. Interfaz de la camisa-sello-tapón.

En la (Fig. 2.13), es claro que existirá una región crítica para desplazamientos en la dirección z; dicha zona se localiza justo en la interacción entre la camisa y el tapón. La presión interna de los 500 MPa (5,000 atmósferas) tenderá a separar el ensamble entre las piezas camisa-tapón. El desplazamiento entre ambas piezas asciende a 14 micras como se comentó anteriormente. Este desplazamiento se ubica en la vecindad del diámetro interno de la camisa y el canal de salidad dl tapón. Este resultado ha ayudado a proponer una distancia mas segura para el sello Wills Rings. Dicha distancia se ubica a 14 mm del centro de la cámara de presión, En dicha zona los desplazamientos son menores a una micra; por lo tanto ,se mantiene el sello sin riesgo de fuga.

2.3 Material para la camisa y tapón del inyector a presión

Uno de los principales objetivos del diseño y análisis de esfuerzos es obtener elementos mecánicos que desempeñen su función con confiabilidad y sin riesgo de falla. En el caso de los recipientes a presión el código ASME (American Society of Mechanical Engineers), sección VIII, división 1, en el que se detalla el código UG-101 donde considera que la máxima presión de trabajo permitida no debe de exceder el 62% del límite elástico de nuestro material (ASME, 1992).

Para el diseño de la camisa y tapón del inyector se ha propuesto utilizar un acero 17-7 PH cuyo límite elástico es de 1,590 MPa. De acuerdo al análisis de esfuerzos realizado para el ensamble de dichas piezas se ha determinado que las piezas operaran aun esfuerzo de 980 MPa; es decir, por debajo del límite elástico del material propuesto.

El ensamble camisa-tapón del inyector a presión es imprescindible que los materiales no fallen; de lo contrario, podría representar una situación de trabajo muy peligroso para el usuario por las altas presiones que se estarán trabajando. Algunos de los riesgos que podrían presentar son los siguientes:

- 1- Chorro de fluido con energía suficiente para penetrar la piel.
- 2- Fragmentos disparados a alta velocidad
- 3- Daños a otros componentes

Es importante mencionar que el acero inoxidable 17-7 PH fue el material que arrojó mejores resultados debido a sus propiedades, ya que tiene mayor límite elástico y módulo de Young. Otra razón por la que presenta excelentes propiedades, tiene un endurecimiento por precipitación o envejecimiento, que da como resultado precipitados mediante un tratamiento térmico (Askeland, 2004).

CAPÍTULO 3.

Pistón y sello del inyector

3.1 Pistón

El elemento mecánico llamado pistón, es una barra sólida y redonda. En uno de sus extremos se localiza la montura del sello y por el otro extremo la barra presenta un ensanchamiento gradual en el diámetro; este extremo se ensamblará al actuador mecánico mismo que dará impulso al pistón del inyector de manera controlada. La condición mecánica que presenta el pistón se puede enmarcar como un problema de estabilidad de columnas (Mott R. L., 2009). En la siguiente sección se presentarán los detalles y relaciones básicas para dicho problema.

3.1.1 Estabilidad en columnas

La estabilidad en columnas se demuestra que el comienzo de la falla estructural de un elemento relativamente largo y esbelto, cargado axialmente a compresión, puede ocurrir incluso a valores de esfuerzo menores a los de cedencia. Es por eso que es de suma importancia explorar la falla del elemento causada por pandeo. Entiéndase por pandeo como el desplazamiento lateral que experimenta una estructura o columna, con gran relación longitud/sección, cuando es cargada axialmente a compresión. (Ansel C. Ugural, 2012).

El análisis que se aplicará al elemento mecánico denominado Pistón se le considerará como una columna ideal. Una columna ideal es aquella columna perfectamente manufacturada de un material que obedece a la ley de Hooke y que permanece recta bajo una carga de compresión axial centrada.

3.1.2 Carga crítica por pandeo en columnas

Para demostrar los conceptos de carga crítica y pandeo se considerará una barra esbelta y recta que se encuentra sujeta por sus extremos; uno de ellos tiene un sistema de sujeción a través de un perno y en el otro recibe la carga axial tal y como se muestra en la (Fig. 3.1).

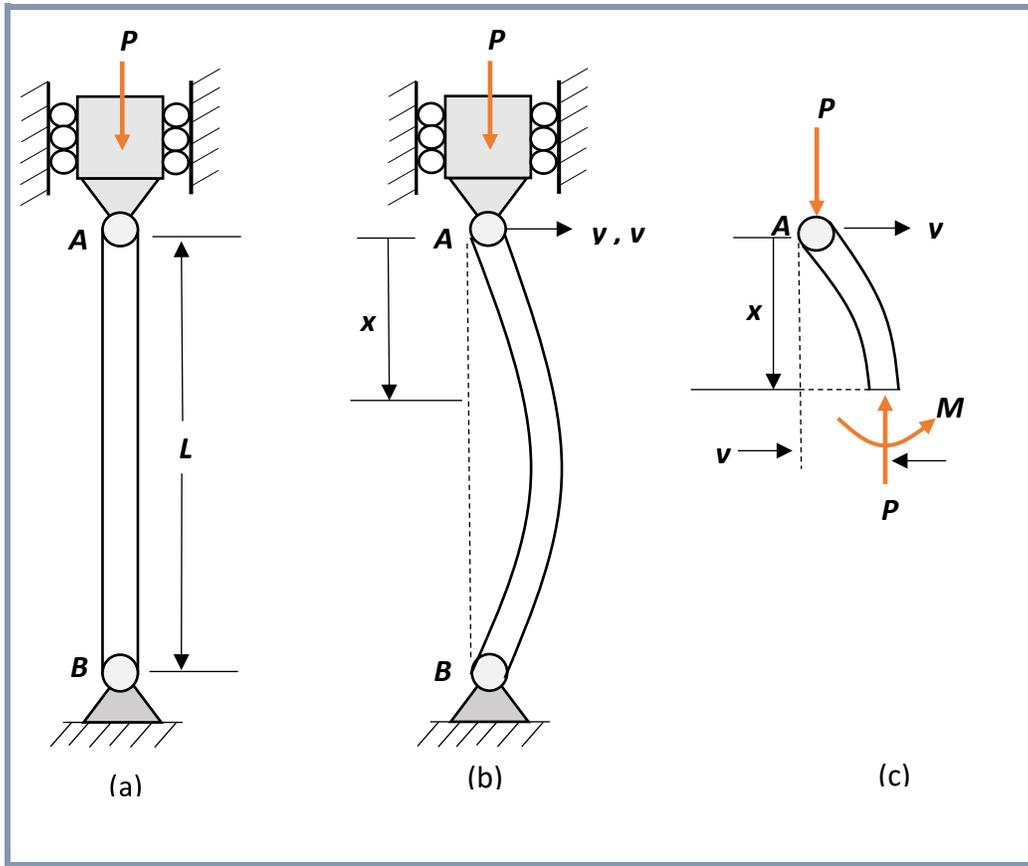


Figura 3.1. Estabilidad de columnas ideales. a) Columna en su configuración inicial b) columna en configuración deformada, c) Diagrama de cuerpo libre de una sección de la columna deformada.

En la (Fig. 3.1b), se muestra a la columna en una configuración deformada ya que sobre ella está actuando la carga P . La columna puede permanecer en dicha configuración en un régimen elástico ya que el tipo de sujeción en el perno lo permite (Ansel C. Ugural, 2012).

La deflexión de la columna esquematizada en la (Fig. 3.1b) es originada por las fuerzas colineales (P) que están actuando sobre la sección transversal de la columna; ahora si se realiza un corte o seccionamiento de la columna (Fig. 3.1c), se tendría que el momento flexionante (M) en cualquier sección estará dado por $M=-Pv$. Cuando esta expresión se introduce en la ecuación que describe la curva deflexión de una viga (Ec. de la elástica), se obtendrá la ecuación 3.1; dicha ecuación describirá el desplazamiento lateral (v) que sufrirá la columna como consecuencia de la carga aplicada; también considerará la geometría de la columna a través de su momento de inercia (I) y

Contemplará una de las propiedades mecánicas importantes del material como lo es el módulo de elasticidad (E) (Ansel C. Ugural, 2012).

$$EI \frac{d^2 v}{dx^2} + Pv = 0 \quad (3.1)$$

Una vez planteada la ecuación diferencial que describe el desplazamiento lateral de la columna, ahora se debe encontrar su solución general y aplicar las condiciones de frontera para encontrar la solución particular.

La ecuación 3.1 se puede reescribir de tal forma que se aprecie más claramente una ecuación diferencial lineal de segundo orden, homogénea y con coeficientes constantes; como se muestra en la ecuación 3.2.

$$\frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{Pv}{EI} = 0 \quad (3.2)$$

La ecuación 3.2 también se puede representar a través de la ecuación 3.3 donde $\alpha^2 = \frac{P}{EI}$.

$$v'' + \alpha^2 v = 0 \quad (3.3)$$

Ahora sea $v(x) = e^{mx}$ una solución propuesta para la ecuación 3.3; entonces se tiene que su primera y segunda derivada son:

$$v'(x) = m e^{mx} \quad (3.4a)$$

$$v''(x) = m^2 e^{mx} \quad (3.4b)$$

Sustituyendo las derivadas en la ecuación 3.3 se obtiene la ecuación 3.5 cuyas raíces son $m_1 = i\alpha$ y $m_2 = -i\alpha$

$$m^2 + \alpha^2 = 0 \quad (3.5)$$

Por lo tanto, la solución se reescribe como:

$$v(x) = c_1 e^{i\alpha x} + c_2 e^{-i\alpha x} \quad (3.6)$$

Donde $\alpha = \sqrt{\frac{P}{EI}}$, ahora sustituyendo los valores de α en la solución de la ecuación 3.6 y expresando dicho resultado a través de la fórmula de Euler ($e^{i\theta} = \text{Cos}\theta + i\text{Sen}\theta$) se llega a la ecuación 3.7 que representa la solución general de la ecuación 3.2.

$$v(x) = c_1 \text{Sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} x + c_2 \text{Cos} \sqrt{\frac{P}{EI}} x \quad (3.7)$$

La solución particular se encontrará al determinar las constantes de integración, c_1 y c_2 , aplicando las siguientes condiciones de frontera: la primera condición de frontera establecerá que el desplazamiento lateral de la columna (v) debe ser cero cuando x tome el valor de cero; es decir en el extremo superior de la columna ($v(0) = 0$). La segunda condición de frontera establece que el desplazamiento lateral de la columna también debe ser cero en el extremo inferior de la columna ($v(L) = 0$). Estas dos condiciones de frontera se aprecian fácilmente en el esquema de la (Fig. 3.1c).

Aplicando la primera condición de frontera de $v(0) = 0$, en la ecuación 3.7 se determina que la constante $c_2=0$.

Condición 1.

$$\begin{aligned} x &= 0 \\ v(0) &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 0 &= c_1 \text{Sen}(0) + c_2 \text{Cos}(0) \\ c_2 &= 0 \end{aligned}$$

Condición 2

$$\begin{aligned} x &= L \\ v(L) &= 0 \end{aligned}$$

De la condición 1, se sabe que $c_2=0$; por lo tanto, la ecuación 3.7 se reduce a:

$v(x) = c_1 \text{Sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} L$; Entonces aplicando la segunda condición tenemos que $0 = c_1 \text{Sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} L$ por lo tanto, para satisfacer la relación anterior, el término $\text{Sen} \sqrt{\frac{P}{EI}} L$ debe valer cero. Esta condición se cumplirá cuando el argumento de la función seno, $\sqrt{\frac{P}{EI}} L$ sea múltiplo entero de π ; es decir que

$$\sqrt{\frac{P}{EI}} L = n\pi \quad (3.8).$$

En el caso que $n=1$, se tendrá únicamente un lóbulo de la función seno y corresponderá al caso de la columna ideal bajo carga de compresión axial. De la ecuación 3.8 se determinará la carga crítica que puede soportar una columna ideal sin presentar pandeo; esto se puede apreciar en la ecuación 3.9.

$$(P_{cr})_n = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad (3.9)$$

Donde $n=1$, L representa la longitud original de la columna, I es el momento de inercia y E corresponde al módulo de elasticidad. Suponiendo que la deflexión de la columna no está de ninguna manera restringida a un plano particular, se puede esperar que la deflexión se produzca alrededor de un eje a través del centroide para el cual el segundo momento de área es mínimo [(Ansel C. Ugural, 2012), (Mott R. L., 2009)].

A continuación, se muestran varios materiales como posibles candidatos para manufacturar el pistón del inyector. En la tabla 3.1, se muestra el módulo de elasticidad de los materiales a considerar; también se muestra el momento de inercia para la geometría a de la barra. Se está considerando una barra sólida y redonda con diámetro de 7.99 mm. La última columna de la tabla 3.1 corresponde a la carga crítica obtenida por la ecuación 3.9.

Para presentar este resultado de una manera gráfica, se ha calculado la carga crítica en función del diámetro del pistón. En la (Fig. 3.2) se observa una línea punteada en la parte inferior de la gráfica; dicha línea indica la carga necesaria de 25 kN que se requiere para alcanzar una presión interna de 500 MPa en el inyector. Para tal efecto,

las cargas críticas por pandeo mostradas en la tabla 3.1, sugieren que sólo dos de los materiales analizados para un pistón de radio de 4 mm serán capaces de soportar los 25 kN en compresión; estas aleaciones son Mo-Re y W-Ni-Cu clase 4.

Tabla 3.1 *Materiales considerados para el pistón*

Material	Módulo de Elasticidad (GPa)	Momento de inercia (m ⁴)	Longitud (m)	Carga crítica (kN)
A-17-7 PH	204x10 ⁹	2.01x10 ⁻¹⁰	150x10 ⁻³	18
Inconel X750	207x10 ⁹			18.2
Hastelloy N	219x10 ⁹			19.3
Mo-Re alloy	357x10 ⁹			31.5
WNiCu Class 4	365x10 ⁹			32.2

Las curvas mostradas en la (Fig.3.2) también sugieren que un cambio en el diámetro del pistón podría ampliar la posibilidad de utilizar otros materiales en la fabricación del pistón; por ejemplo, si se decidiera utilizar un pistón con radio de 4.7 mm; el acero inoxidable 17-7 PH, Hastelloy N e Inconel cumplirían los requerimientos de carga crítica para evitar pandeo. En este trabajo se ha optado por seleccionar la aleación de Mo-Re; ya que para un pistón con radio de 4 mm resiste una carga crítica de 31.5 kN; es decir, resiste una carga 1.26 veces mayor que la carga crítica. Para este caso en particular se prefiere que el radio del pistón sea lo más pequeño posible; esto obedece a la necesidad de inyectar de manera controlada volumen pequeño del fluido a alta presión. De acuerdo a la geometría de la cámara y del pistón del inyector, considerando un radio del pistón de 4 mm, se tendría un área de 50.26x10⁻⁶ m²; por lo tanto, si el pistón avanza 10 micras, entonces se obtiene un volumen desplazado de 0.5 µl.



Figura 3.2. Carga crítica en función del radio del pistón.

En la siguiente sección se mostrarán los resultados obtenidos por el método de elementos finitos considerando un pistón de Mo-Re con 4 mm de radio.

3.2 Estabilidad del Pistón: análisis de pandeo por el Método de los elementos finitos

En esta sección se presentará el diseño mecánico del pistón y su respectivo análisis por MEF; como ya se mencionó, se considerará una aleación de Mo-Re por las razones arriba expuestas; ahora es momento de analizar posibles complicaciones en el resto de la geometría del pistón, la interacción con el sello y la camisa del inyector; es por ello, que ahora el uso del MEF se torna más interesante. En la (Fig. 3.3) se presenta la sección crítica del pistón que presenta la geometría de una barra redonda y sólida que estará expuesta a una carga axial por compresión. En dicha figura también se muestran las principales propiedades de la aleación a utilizar en la simulación por MEF.

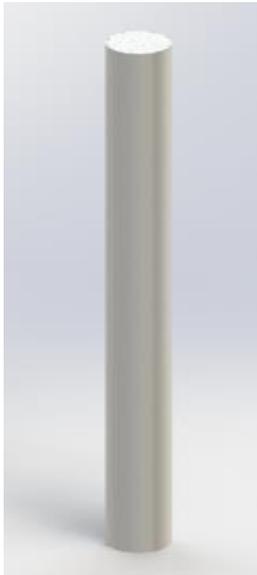
Referencia del modelo	
	
Propiedades mecánicas	Propiedades volumétricas
Material: Mo-Re alloys Límite elástico: 848 MPa Límite de tracción: 1,034 MPa Dureza: 250 HV Modulo elástico: 357,000 MPa Coefficiente de Poisson: 0.30	Masa: 0.161,399 kg Densidad: 13,700 kg/m ³ Peso: 1.58171 N

Figura 3.3. Geometría de la sección crítica del pistón del inyector considerando una aleación de Mo-47.5 Re

Con la geometría mostrada en la (Fig. 3.3), se utilizó una malla basada en curvatura y se realizó un mallado fino para aumentar el número de elementos y poder incrementar la precisión de los resultados. En la (Fig. 3.4) se puede apreciar la geometría mallada.

El elemento de malla a utilizar fue la de elementos triangulares lineales. La malla tiene tres nodos angulares y tres aristas. Cada nodo tiene seis grados de libertad. El desplazamiento se describe con los tres componentes de traslación y los tres componentes de rotación. El número total de nodos de esta geometría es de 46,334 y el

Número total de elementos fue de 30,326. Las condiciones de sujeción y carga fueron las siguientes; en el extremo inferior se restringieron desplazamientos en las tres direcciones, la carga axial se aplicó en el extremo superior de la barra (25kN).

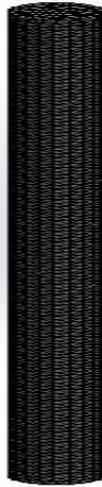


Figura 3.4 Malla propuesta para la sección crítica del pistón considerando una aleación Mo-47.5 Re.

Una vez aplicada la malla, las condiciones de sujeción y carga, se realizó el análisis por pandeo en MEF. En la (Fig.3.4), se muestra los desplazamientos que sufre la barra en la dirección “y” debido a la carga de compresión. Como se demostró en la ecuación 3.9 la constante C_1 debe de valer cero para evitar pandeo y por lo tanto determinar la carga crítica antes de que se presente dicha condición. Este mismo principio lo retoma MEF para el análisis presentado en la (Fig. 3.5), en ella se observa que la barra analizada permanecerá recta y se obtuvo un factor de carga (carga permisible antes del pandeo) de 31.8 kN. Hasta este punto, se ha demostrado que el pandeo no tendrá lugar en el pistón; sin embargo, otro resultado interesante que mostró la simulación de MEF se observa en el acortamiento que sufre la barra cargada axialmente en compresión.

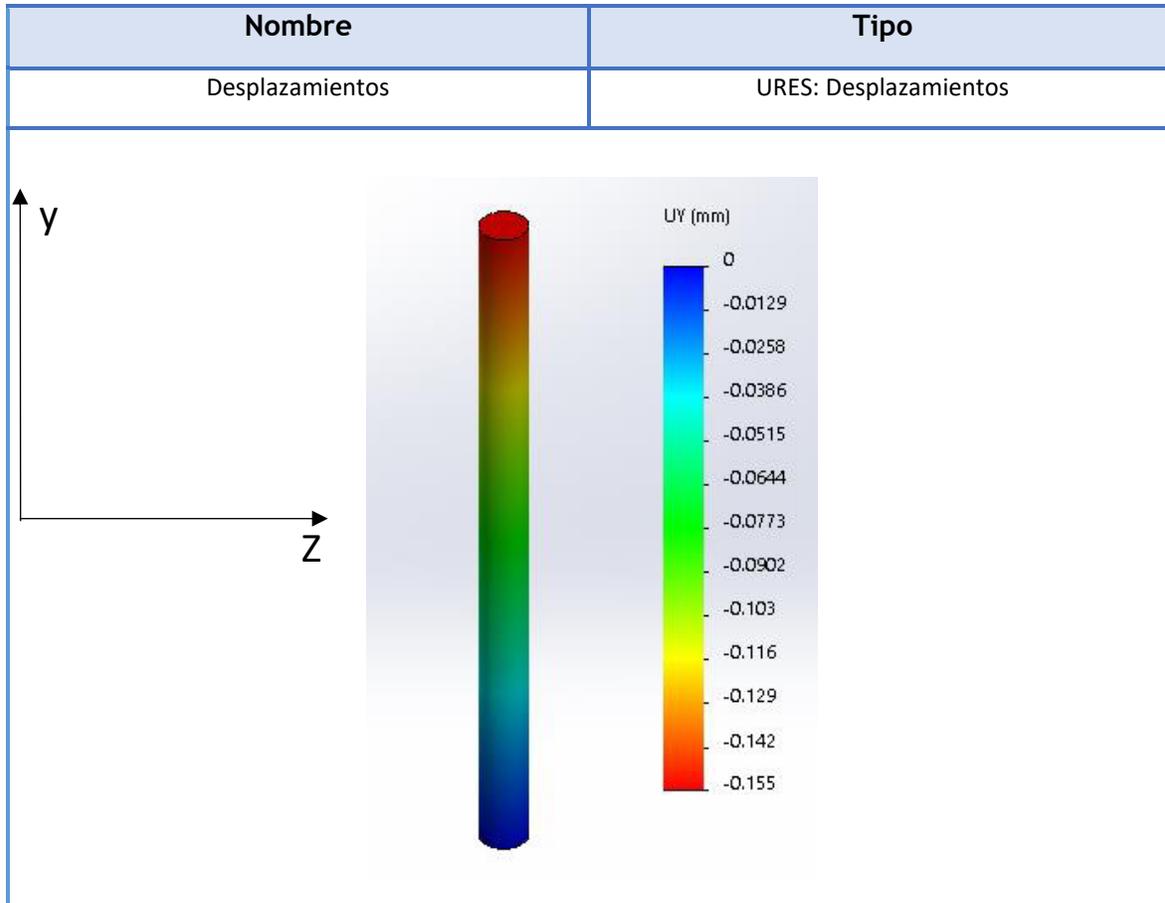


Figura 3.5. Resultado del desplazamiento en la dirección “y” debido a la carga crítica de pandeo obtenida por MEF de la aleación Mo-47.5 Re.

De acuerdo a la (Fig. 3.5), la barra sufre un acortamiento en su eje longitudinal “y” de 155 micras. Este acortamiento en la dirección longitudinal causará un ensanchamiento en la dirección transversal. Es aquí donde este cambio en dimensión puede ocasionar que el pistón se atasque en la cámara del inyector. Este escenario es sin duda no deseado; por lo tanto, se deben realizar los cálculos correspondientes para evitar tal situación.

3.2.1 Variación del diámetro del pistón en función de la carga aplicada

Utilizando la expresión $\Delta d = \frac{\nu P d}{AE}$ y el módulo de elasticidad y coeficiente de Poisson se determinó el cambio de diámetro. Esto debido a que cuando se aplica la fuerza en la parte superior del pistón en la dirección “y” (de acuerdo a la Fig. 3.5) al mismo tiempo

experimentará una expansión o incremento en su diámetro Δd (William D. Callister, 2003).

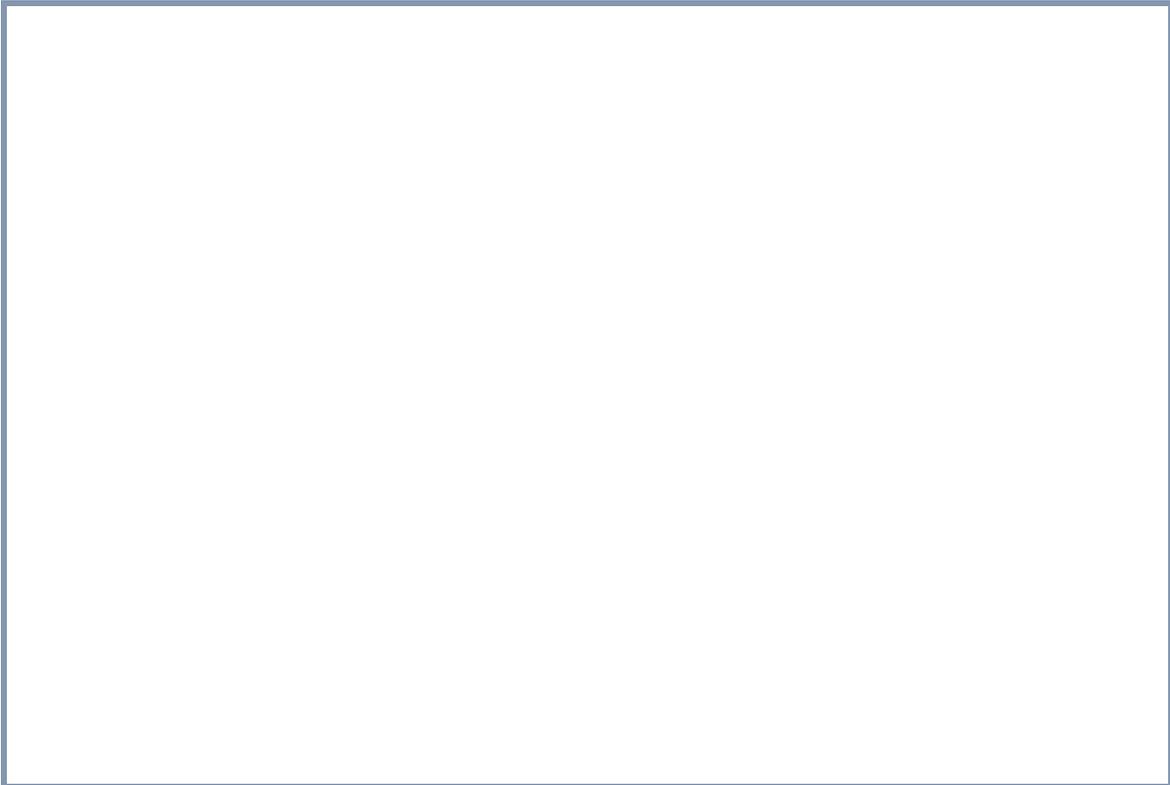


Figura 3.6. Variación del diámetro del vástago del pistón en función de la carga.

En la (Fig. 3.6) se presentan los resultados del cambio de diámetro de cinco materiales distintos. Para tal efecto se han considerado los módulos de elasticidad de la tabla 3.1 y el coeficiente Poisson de 0.3 por tratarse de metales. Es claro que los materiales con módulos de elasticidad mayores tenderán a acortarse una cantidad menor y, por lo tanto, también su cambio en diámetro será menor. Para una barra de la aleación de Mo-Re sujeta a una carga axial de compresión de 25 kN, sufrirá un cambio en diámetro de aproximadamente tres micras por encima de la dimensión original; mientras que la camisa del inyector tendrá un cambio en diámetro de aproximadamente 4 micras; por lo tanto, no se presentará la situación de interferencia entre estas piezas. La única interferencia que debe existir será entre el sello y la camisa del inyector cuyo análisis se presentará en la siguiente sección.

3.3 Sello y montura del sello

El sello y su montura son parte fundamental del diseño del inyector. En esta sección se presentarán los requerimientos para obtener un sello que cumpla adecuadamente con su función. Es decir que el inyector en operación sea capaz de suministrar pequeños volúmenes de fluido a alta presión de manera controlada, repetible evitando fugas y cualquier otro tipo de falla en el inyector. Una falla que podría estar presente en el inyector es la pérdida del sello o en su defecto que el sello y pistón se deformen excesivamente causando que las piezas se atasquen.

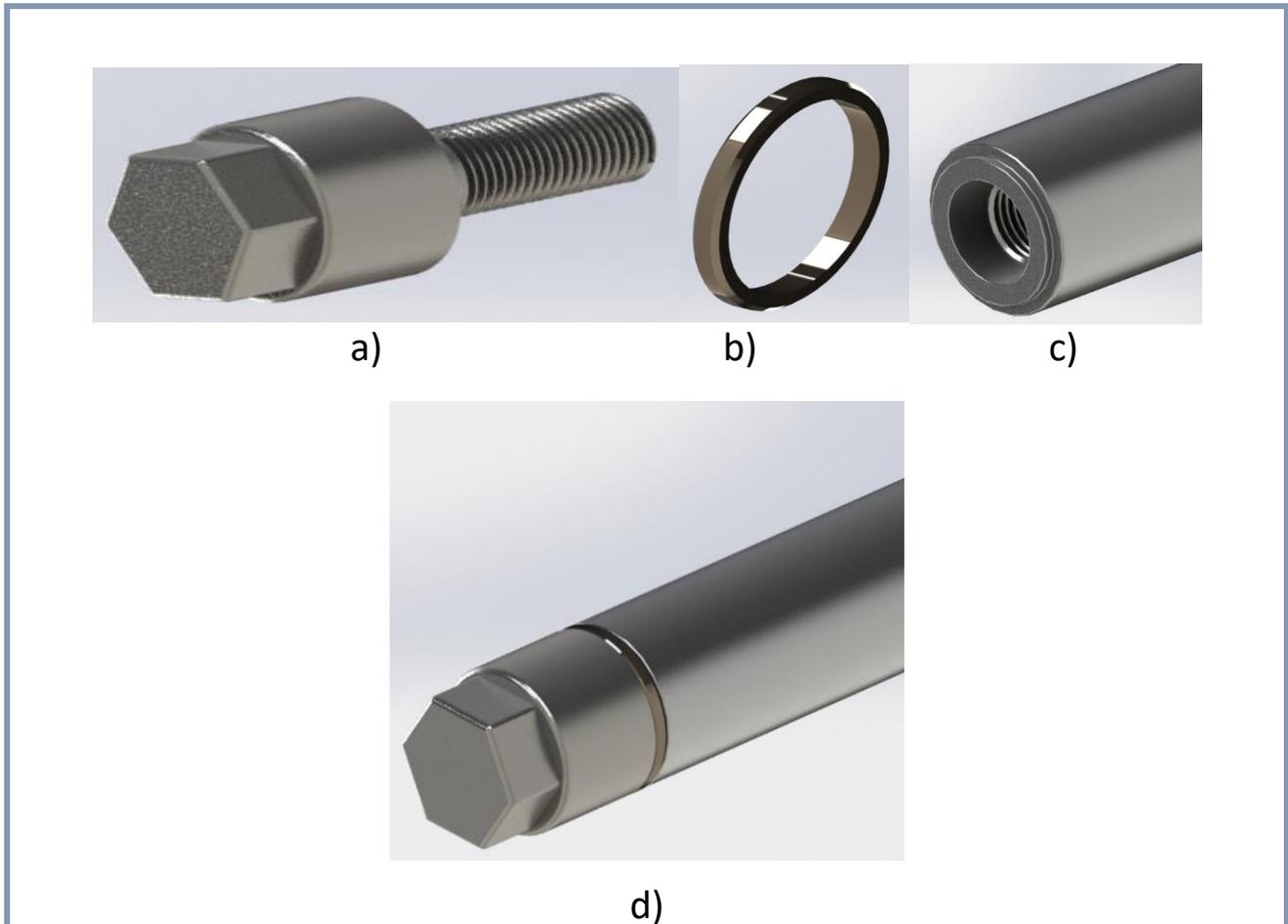


Figura 3.7. Sello y montura del sello. a) Sujetador del sello, b) Sello metálico, c) vástago del pistón d) émbolo del pistón

Para montar el sello en el pistón y dar origen al émbolo del inyector se requieren tres piezas. La primera la conforma el sujetador del sello; mostrado en la (Fig. 3.7a). La segunda pieza la conforma el sello metálico en forma de anillo (Fig. 3.7b). La tercera pieza corresponde a vástago del pistón; en él se observa una ceja en donde se montará el anillo metálico (Fig. 3.7c). Una vez ensambladas estas tres piezas se obtiene el émbolo del inyector como se muestra en la (Fig. 3.7d).

3.3.2 Ensamble del embolo del inyector

Con las piezas mostradas en la (Fig. 3.7) se ensambla el émbolo del inyector. Inicialmente los diámetros del pistón y de la montura del sello estarán 2 micras por debajo de la dimensión inicial de la cámara del inyector cuyo diámetro es de 8.001 mm. Para armar el pistón-émbolo se ensamblarán las piezas tal y como se muestra en la (Fig. 3.8). Cabe mencionar que inicialmente la montura de sello debe montarse a tope sin utilizar herramienta.

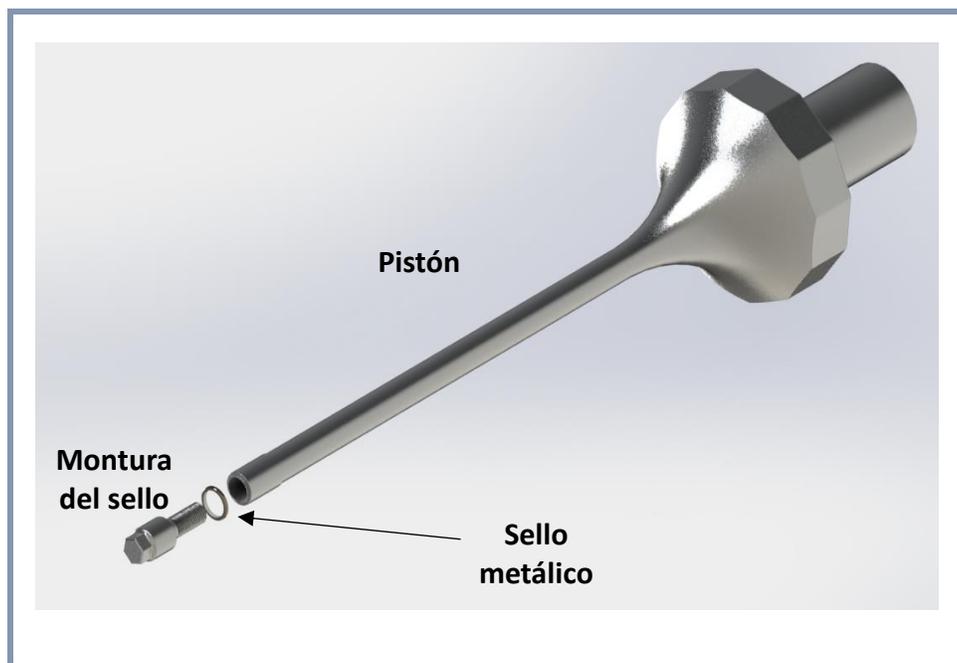


Figura 3.8. Ensamble de Pistón-Sello para formar el émbolo del inyector

3.3.3 Cambio de diámetro del sello

Una vez armado el émbolo del inyector, se debe introducir a la camisa del inyector. Estas piezas deben deslizar una sobre otra sin mayor complicación. El sello metálico está diseñado para que el montaje inicial camisa-pistón se logre sin interferencia de las

piezas. Una vez acopladas las piezas se debe aplicar un torque suficiente, con una herramienta, en la montura del sello. Esto aplicará una fuerza normal al sello que lo comprimirá axialmente. De tal que también experimentará un cambio en su diámetro ($\Delta d = \frac{\nu P d}{AE}$) debido a la relación de Poisson de los metales (William D. Callister, 2003). La variación en diámetro del sello esperada es de tres micras; es decir que, de acuerdo a las dimensiones originales se obtendrá una micra de interferencia para lograr el sello deseado.

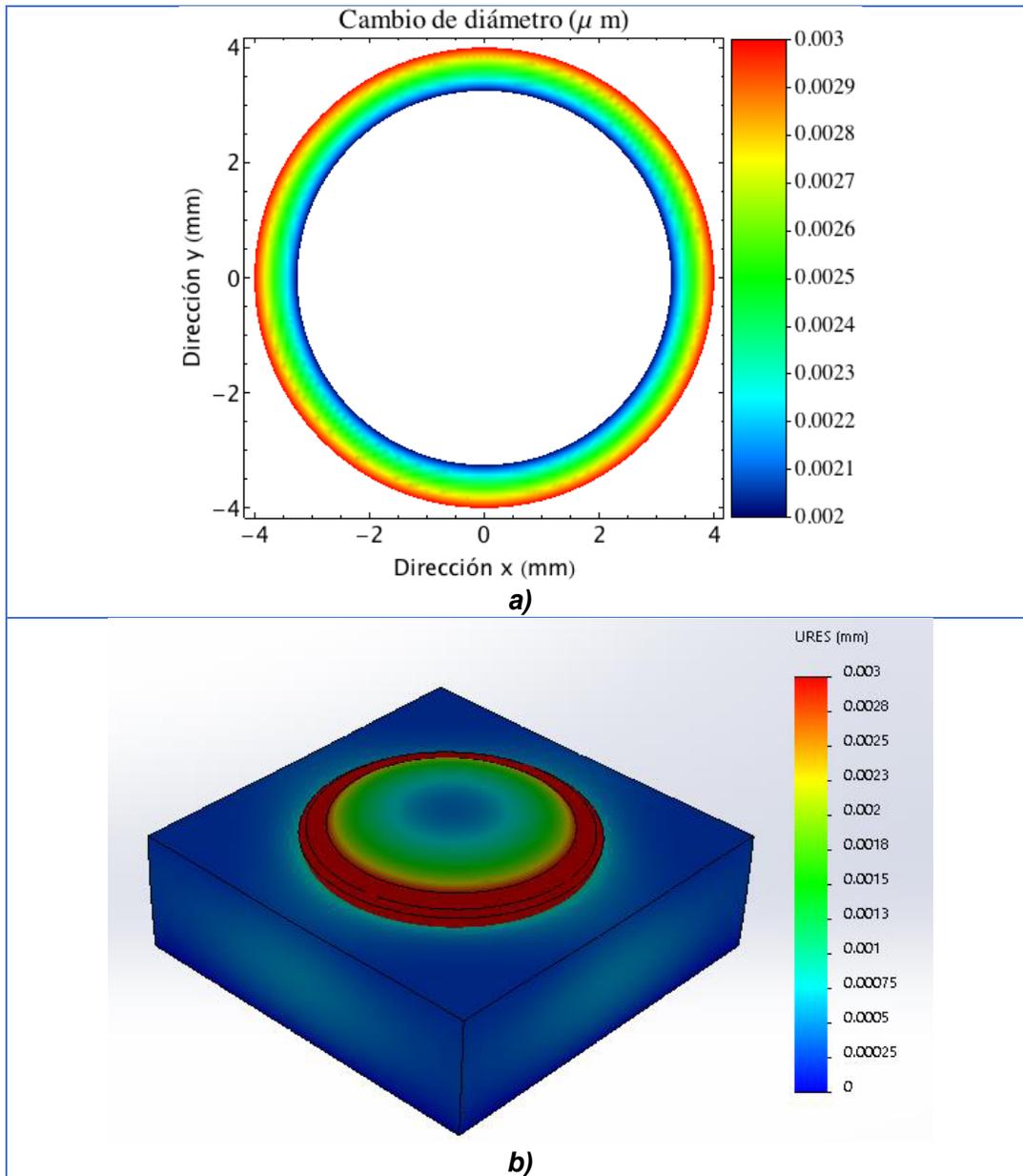


Figura 3.9. Variación del diámetro del sello a) resultado analítico, b) resultado por MEF.

En la (Fig. 3.9 a) se muestra el cambio en diámetro que experimentará el sello bajo la acción de la carga axial que le transmite la montura del sello. Los cálculos analíticos realizados contemplan un sello metálico con módulo de elasticidad de 207 GPa y una relación de Poisson de 0.3; la fuerza aplicada fue de 4,420 N; como resultado la (Fig. 3.9 a) muestra un cambio de diámetro de tres micras. Este resultado también se comprobó a través de MEF; por lo que se ha realizado la comparación del cambio de diámetro entre ambos métodos. En la (Fig. 3.9 b) obtenida por MEF, también se observa un cambio de diámetro de las mismas tres micras; es decir, en ambos métodos existe congruencia en el resultado. Como se mencionó anteriormente, la fuerza axial que debe aplicarse al sello para que este cambie su diámetro por tres micras es de 4,420 N. Esta condición se analizará en la siguiente subsección.

3.3.4 Carga de apriete en la montura del sello

Par torsional de apriete

La carga de sujeción se crea en la montura del sello al ejercer un par torsional de apriete sobre la cabeza de este componente. Una relación aproximada entre el par torsional y la fuerza de sujeción está dada por la ecuación 3.10 (Mott R. L., 2006).

$$T = KDP \quad (3.10)$$

Donde

T= torque, (Nm)

D= diámetro exterior nominal de la rosca, (mm)

P = Carga de sujeción, (N)

K = Constante que depende de la lubricación presente. Para las condiciones comerciales promedio, se maneja K=0.15, (Mott R. L., 2006).

Aplicando la ecuación 3.10, se obtiene el torque que se debe aplicar para apretar la montura del sello y deformarlo tres micras, $T = (0.15)(5 \times 10^{-3} \text{ m})(4420 \text{ N}) = 3.3 \text{ Nm}$.

3.4 Análisis de esfuerzos para el ensamble del pistón y sello por MEF

Considerando la geometría propuesta y la presión a la que estará sometida el inyector, se comenzará a realizar un análisis de esfuerzo utilizando elementos finitos en donde ahora se considera el ensamble del pistón-sello-Montura del sello. En la (Fig. 3.10) se presenta la configuración geométrica que tendrá el arreglo pistón-émbolo. En esa misma figura también se muestran las propiedades del material que se está considerando para el pistón y montura del sello. El material que se ha seleccionado para el sello metálico considera un módulo de elasticidad de 207 GPa.

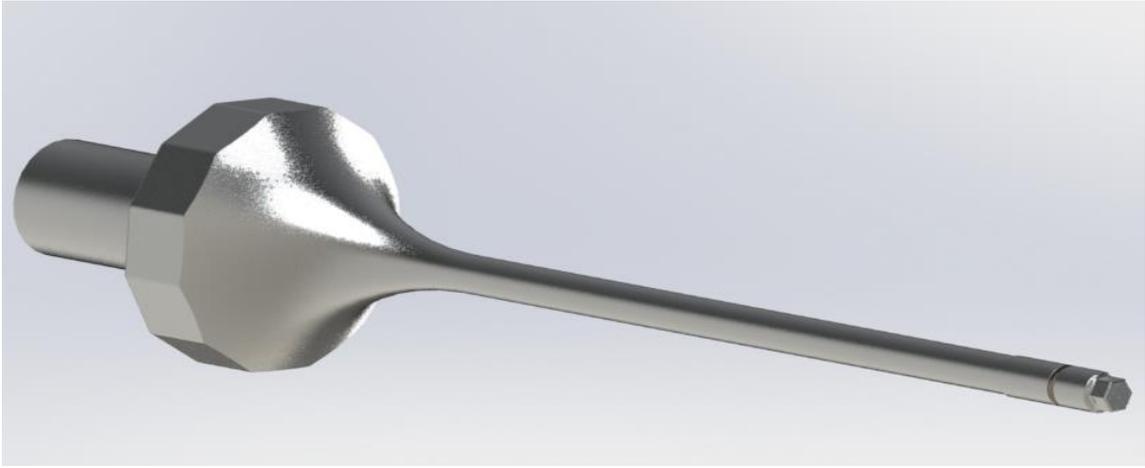
Referencia del modelo	
	
Propiedades mecánicas	Propiedades volumétricas
Material: Mo-Re alloys Límite elástico: 848 MPa Límite de tracción: 1,034 MPa Modulo elástico: 357,000 MPa Dureza: 250 HV Coefficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 13,700 Kg/m ³	Masa: 0.8910 kg Volumen: 6.50e-005 m ³ Peso: 8.7 N

Figura 3.10. Ensamble del inyector Mo-Re alloys y sus principales propiedades.

Una vez realizado el ensamble en el ambiente CAD, se procede al mallado. Se utilizó una malla fina basada en curvatura con elementos triangulares lineales. El número total de nodos de esta geometría es de 78,973 y el número total de elementos fue de 53,032. En la (Fig. 3.11) se muestra la geometría con la malla aplicada.

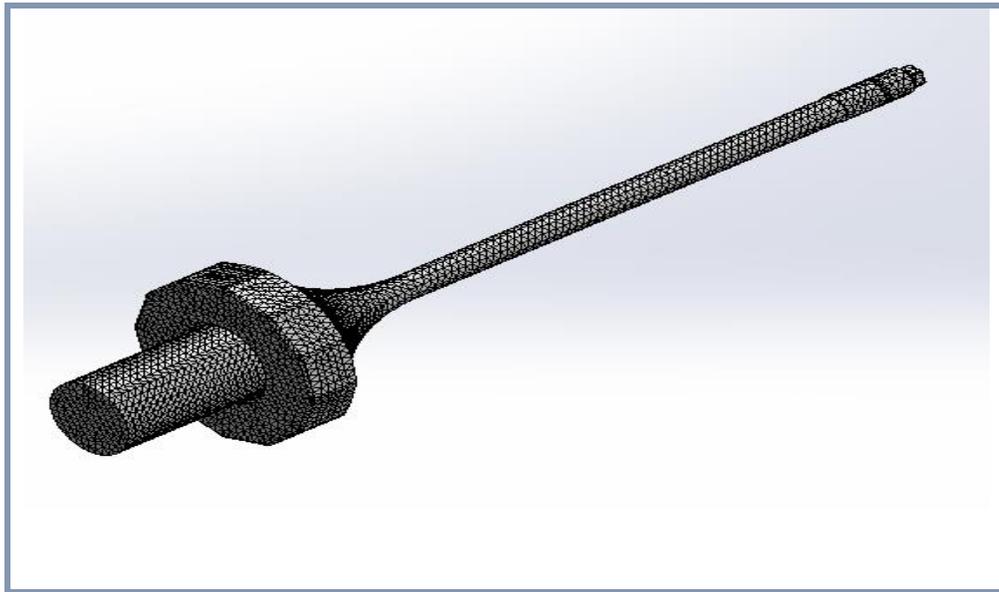


Figura 3.11. Malla propuesta para el ensamble de Pistón-Sello-Montura del sello para formar el émbolo del inyector

En este ensamble se aplicaron condiciones de sujeción y carga muy similares a las que se utilizaron en el análisis de las piezas solas. Incluso se declararon zonas de coactado entre las piezas para llevar a cabo el análisis del ensamble. Las zonas de contacto se establecieron entre caras del pistón, el sello y la montura del sello; de tal forma, que la simulación de este ensamble replique las condiciones de operación reales.

La (Fig. 3.12) muestra el resultado de la simulación por MEF para el análisis de esfuerzo bajo el criterio de cedencia de von Mises. De acuerdo a la escala de colores de la derecha el valor máximo que se alcanzará en el elemento es de 258 MPa. Estos valores se localizan en el sello metálico. Se debe recordar que para el sello se ha propuesto una aleación de níquel con esfuerzo de cedencia de 900 MPa; por lo tanto, el sello en operación trabajará deformado plásticamente; esta condición ofrecerá el sello requerido entre ambas piezas. Otro factor que se ha considerado es que el sello metálico presente menor dureza que la camisa del inyector; esta consideración es para conservar

intacta la camisa y en todo caso únicamente reemplazar el sello en caso de desgaste por fricción.

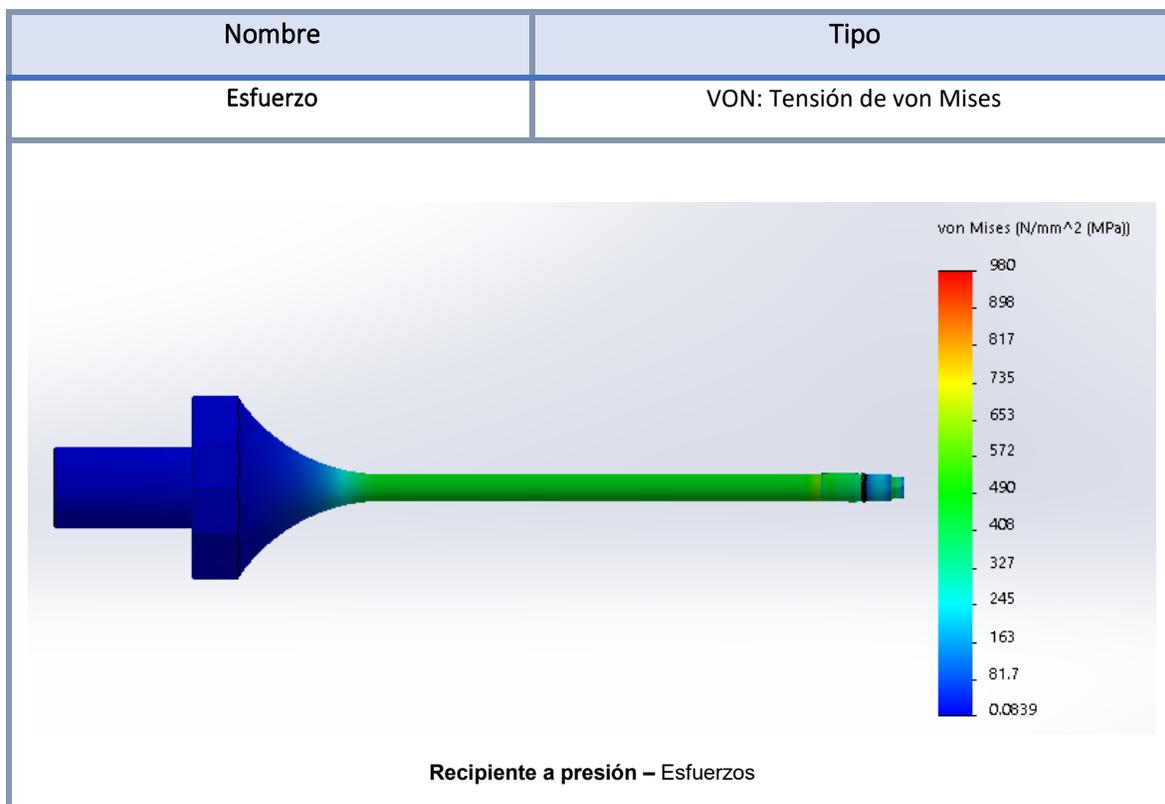


Figura 3.12. Resultado de esfuerzo de Von Mises obtenida por MEF para ensamble del pistón-émbolo considerando una Aleación Mo-Re bajo carga de compresión axial en el extremo izquierdo y a una presión actuando de manera normal sobre la superficie de la montura del sello.

Sin lugar a duda una zona interesante de la (Fig. 3.12) se localiza en la parte del émbolo; ya se ha discutido el comportamiento del sello; sin embargo, la montura del sello presenta una disminución en el esfuerzo; esto se debe a que el vástago del pistón es empujado hacia la derecha con una fuerza de 25 kN y la zona del émbolo y montura del sello estarán sujetos a la presión generada por el fluido dentro de la cámara; dado que dicha presión interna (500 MPa) actúa de manera normal a todas las superficies, ésta inhibe el efecto del ensanchamiento de la montura ocasionado por la carga axial.

La (Fig. 3.13) muestra el resultado obtenido para desplazamientos en la dirección "y". En esta figura se aprecia que existirá un cambio de diámetro en el pistón en el elemento, este cambio también lo experimentará la camisa del inyector. Es decir, ambas piezas en

operación deberán presentar incrementos de diámetro similares para que la cámara permanezca sellada a alta presión. Lo que se puede observar en la (Fig. 3.13) es que tendrá un incremento en el diámetro de 3 micras en la dirección radial.

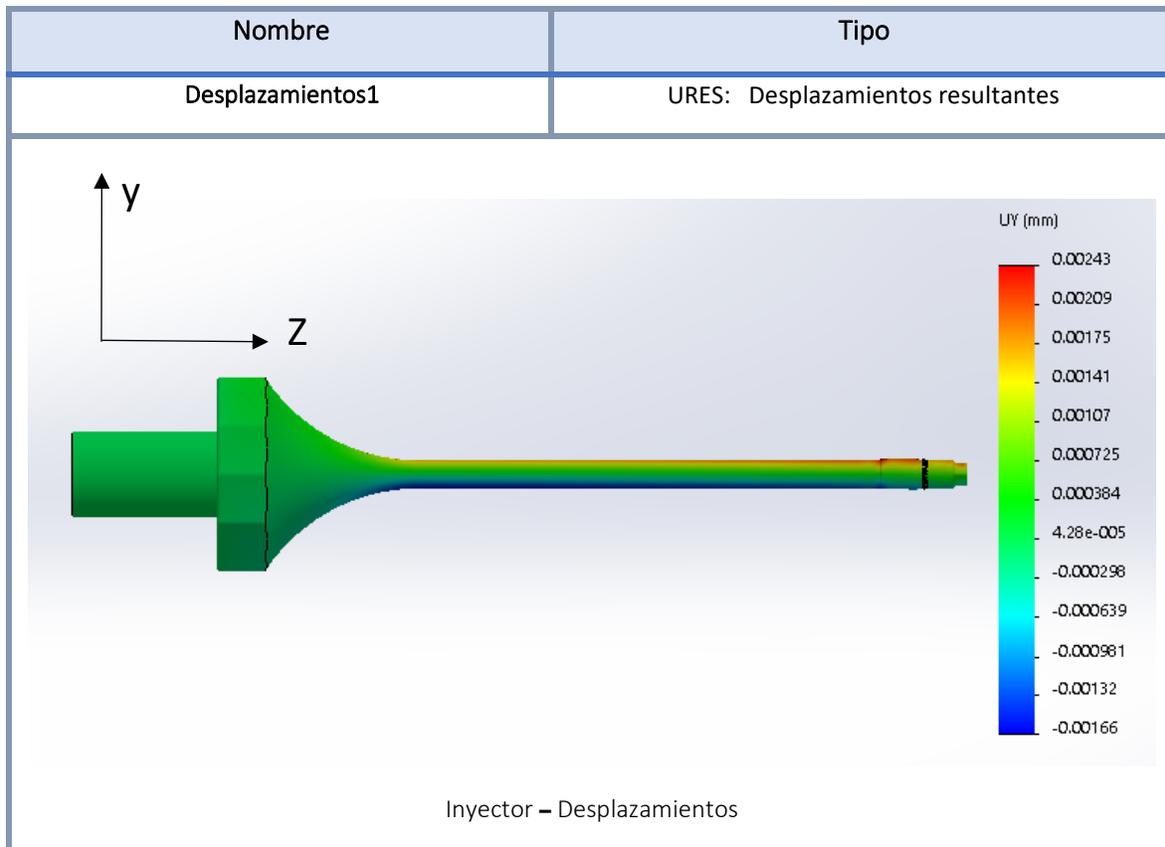


Figura 3.13. Resultado de desplazamiento obtenida por MEF para el ensamble del pistón-émbolo considerando una Aleación Mo-Re bajo carga de compresión axial en el extremo izquierdo y a una presión actuando de manera normal sobre la superficie de la montura del sello.

3.5 Análisis del inyector por MEF

La (Fig. 3.14) muestra la distribución de esfuerzos de von Mises en el inyector de alta presión. En este ensamble se aprecia que la camisa alcanzará valores de esfuerzo cercanos a los 980 MPa; ahora considerando que el esfuerzo de cedencia del acero 17-7 PH, utilizado para modelar la camisa, es de 1,590 MPa dicho elemento estará operando en al 60% del rango elástico del material; esta condición es aceptable de acuerdo a las normas de operación de recipientes a presión enunciadas en el código ASME sección VIII, división 1, código UG-101 (ASME, 1992).

Se seleccionó un acero inoxidable 17-7 PH por que desarrollan una resistencia muy alta a través de un tratamiento térmico, estas aleaciones se usan cuando se requiere una alta resistencia, resistencia a la corrosión moderada, y buena maquinabilidad. Las aplicaciones más utilizadas para este material son para componentes de aviones, bombas de alta presión y sujetadores a altas temperaturas (Francois, 2000).

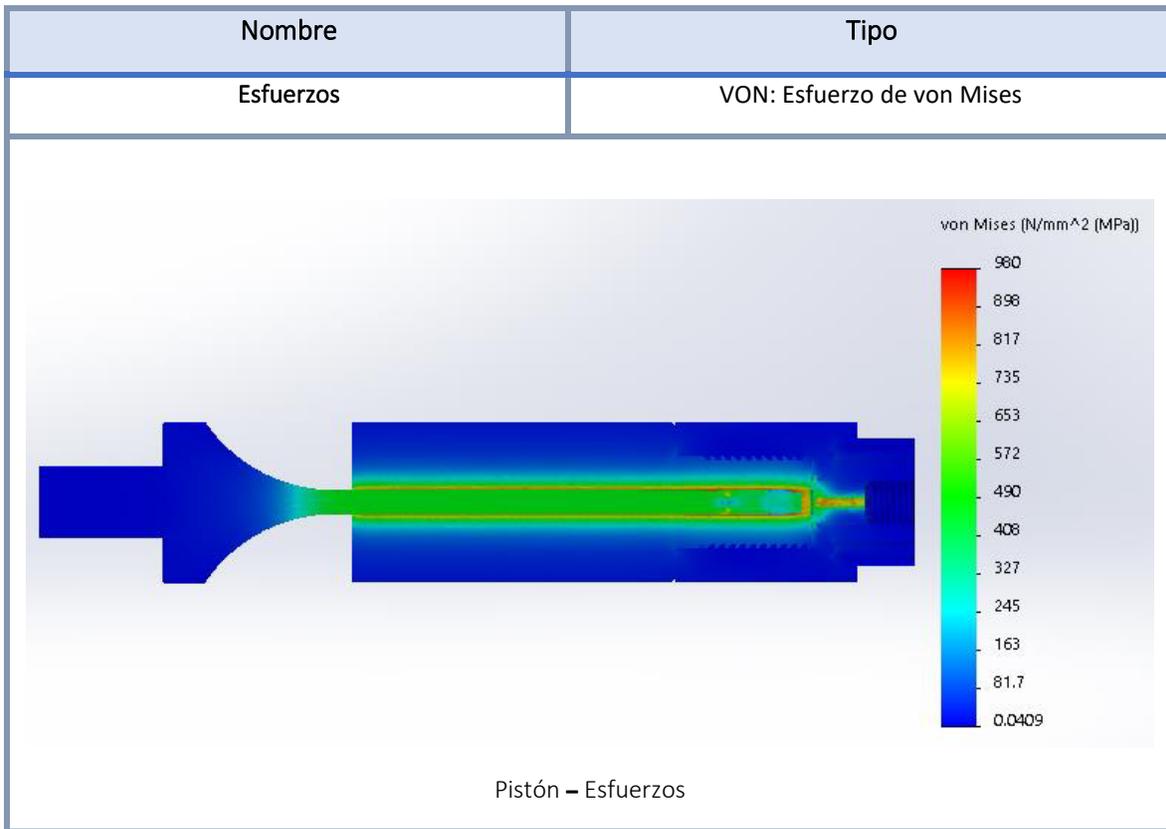


Figura 3.14 Resultado de esfuerzo de Von Mises obtenida por MEF para ensamble denominado inyector de cámara de presión. Para la camisa se ha considerado un acero 17-7 PH, En el pistón se ha considerado una aleación Mo-Rey para el sello el Inconel x750. El pistón aplicará una carga axial de 25 kN; por lo tanto el fluido generará una presión interna de 500 MPa dentro de la cámara.

En cuanto al pistón, se aprecia que el nivel de esfuerzo que alcanza está cercano a los 500 MPa actuando en la sección transversal de la barra de 8 mm; por lo tanto; si se multiplica el esfuerzo por el área correspondiente de la barra, se obtendrá aproximadamente los 25 kN que estará aplicando el pistón.

De acuerdo al material seleccionado para el pistón, aleación Mo-Re, la carga crítica antes del pandeo será de 31 kN; por lo que los 25 kN que se requieren solo representan el 80% de la carga crítica y por lo tanto el pistón estará operando en condiciones aceptables.

Considerando el análisis de materiales desarrollado, así como los resultados obtenidos se obtiene suficiente evidencia para tomar la decisión de cual material seleccionar.

Una opción que podría utilizarse en el pistón es el material Mo-Re alloys, esta aleación está estabilizada por una segunda fase dispersada que es el 47.5% de Renio, Las composiciones químicas del molibdeno y renio hace que presente excelentes propiedades al desgaste, dureza y buena resistencia al impacto, elasticidad y resistencia a alta temperatura. Esta aleación presenta también alto módulo de Young y límite elástico (848 MPa). Esta aleación es muy utilizada para soporta altas temperaturas y presiones siendo muy resistente, por lo que se usa para fabricar piezas de aviones y piezas forjadas de automóviles. Además, es también utilizado en el proceso industrial de los lubricantes es resistente a altas temperaturas, reduce el desgaste y la fricción de las piezas de los motores (Francois, 2000).

Las características consideradas para seleccionar el material del sello son las siguientes: bajo coeficiente de fricción, resistencia al desgaste, confiabilidad a largo plazo, consistencia de desempeño, larga vida sin mantenimiento y buen desempeño al desgaste (Bharat, 1999).

Por lo anterior, y después de investigar diferentes materiales, se llegó a la conclusión que para el sello metálico se puede utilizar la aleación Inconel® X-750 con módulo de Young (207 GPa) y límite elástico (900 MPa) que es básicamente una aleación de níquel-cromo con una matriz de solución cúbica centrada en la cara que contiene carburos y el precipitado intermetálico γ -Ni₃ (Al, Ti) coherente. Este último precipitado proporciona la mayor parte del refuerzo de la aleación y da como resultado temperaturas operativas útiles de hasta el 90% del comienzo de la fusión. Otras adiciones de aluminio, titanio, niobio y tántalo se combinan con níquel, y adiciones de cromo fortalecen la matriz de solución sólida. La finalidad de estas aleaciones es

producir una combinación de alta resistencia a temperaturas elevadas, resistencia a la termofluencia a temperaturas de hasta 1000°C y resistencia a la corrosión (Askeland, 2004) (Francois, 2000).

Los metales hexagonales tal como el cobalto y magnesio y otros metales no hexagonales como el molibdeno y cromo exhiben baja fricción. Co, Mo y Cr son elementos en los metales para reducir la fricción, desgaste y resistencia a la corrosión; En general el coeficiente de fricción para las aleaciones, lo cual significa que la fuerza de rozamiento entre las dos superficies de contacto es muy baja. Las aleaciones binarias de cobalto y cromo con más de 10% de cromo exhiben excelente resistencia a la corrosión y oxidación. El tungsteno y molibdeno se agregan para aumentar su resistencia y mejorar propiedades de fricción y desgaste, lo cual asegura que la fuerza de rozamiento es muy baja. Haynes Stellites (Co-Cr-W-C) y Triballoys (Co-Cr-Mo-Si-C) son comúnmente usados para aplicaciones tribológicas (Bharat, 1999).

A continuación en la tabla siguiente se muestran algunos materiales recomendados para el sello y que tienen como característica reducir la fricción:

Tabla 3.2 *Materiales considerados para el sello*

Material	Uns	Composición Química	Densidad ($\rho/\text{Kg.m}^{-3}$)	Módulo de Young (GPa)	Límite de elasticidad (MPa)	Dureza Rockwell (HRC)
Stellite®7	R30007	Co-26Cr-6W	8,130	214	461	30-35
Stellite®8	R30008	Co-30Cr-6Mo-0.2C	8,100	214	490	30-35
Stellite®X-40	R3004	Co-25Cr-10Ni-7W-0.3C	8610	214	431	30-35
Haynes®6B	n.a	58Co-30Cr-4W-3Fe-2.5Ni-1.5Mn-1Mo-1.1C-0.7Si	8390	210	619-635	37

CAPÍTULO 4.

Balanza de precisión

El objetivo principal de este componente es medir la masa del fluido a estudiar, ya que una vez conocida esta variable, podemos determinar una propiedad muy importante de los fluidos como lo es la densidad. Hay que recordar que en el capítulo anterior el inyector de alta presión propuesto será capaz de inyectar gotas con volúmenes aproximados de 0.5 μL , por lo tanto si el volumen y la masa de la gota son conocidos entonces la densidad se podrá determinar sin problema. La balanza será capaz de medir gotas con una masa hasta 0.5 mg, esto quiere decir que la balanza deberá operar con la misma precisión que trabaja una balanza analítica (diseñada para medir masas muy pequeñas).

La balanza de precisión propuesta en este capítulo deberá desarrollarse con circuitos electrónicos muy similares a los utilizados en balanzas analíticas con la finalidad de alcanzar el mismo nivel de precisión de estas últimas; sin embargo, el arreglo experimental requerido para trabajar a altas presiones implica el manejo de una masa muy grande (asociada al sistema de alta presión que deberá montarse sobre la balanza) de la cual deberá monitorearse el cambio de la misma en el orden de decimas de miligramos. Este requerimiento no es fácil de resolver experimentalmente y la propuesta de diseño se explica a continuación.

Este dispositivo funcionará como una palanca de primer grado, ya que el punto de apoyo o fulcro se encuentran situado al centro de las cargas. Cuando el cuerpo está en reposo, la segunda ley de Newton es la primera condición de equilibrio que tenemos que considerar y esta manifiesta, que la suma de las fuerzas que actúan sobre él sistema deben ser cero. Puesto que la fuerza es un vector, cada uno de los componentes de la fuerza neta deben ser cero. En consecuencia, se debe cumplir la condición de equilibrio dada por:

$$\Sigma F_x = 0; \quad \Sigma F_y = 0; \quad \Sigma F_z = 0; \quad (4.1)$$

Principalmente se tratará con fuerzas que actúan en un plano, así que por lo general sólo se necesitarán componentes x y y . A las ecuaciones 4.1 se les llama la primera condición para el equilibrio.

Mediante el principio de la palanca de primer grado, este dispositivo de precisión medirá la masa. Utilizará un actuador eléctrico y un servomotor que tienen un peso total de 25 Kg por lo que todo el sistema de alta presión, accesorios y el sistema de contrapeso que se explicará más adelante también se diseñó de tal forma que tenga un peso de 25 Kg. Mediante el establecimiento de una situación de equilibrio entre pesos de los cuerpos, este componente permitirá comparar masas. En la (Fig. 4.1) se muestran arreglos esquemáticos de cómo sería la balanza propuesta primero bajo el principio de una palanca de primer grado y después mostrando los dispositivos o componentes diseñados en su posición de esfuerzo, carga y fulcro.

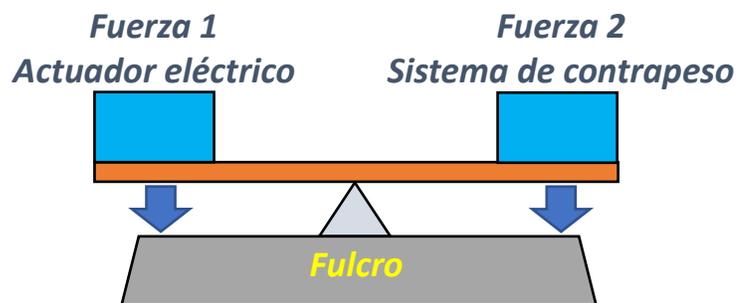


Figura 4.1. Diagrama de balanza de primer grado con sus respectivos componentes

En la (Fig. 4.1) se puede ver que básicamente está constituida por una barra rígida, un punto de apoyo “fulcro” y dos fuerzas presentes: una fuerza a la que hay que vencer (normalmente es un peso a sostener, levantar o mover en general) y otra fuerza que se aplica para realizar la acción que se menciona. La distancia que hay entre el punto de apoyo y el lugar donde está aplicada cada fuerza, en la barra rígida, se denomina brazo. Así, a cada fuerza le corresponde un cierto brazo.

Como en casi todos los casos de máquinas simples, la palanca trata de vencer una resistencia, situada en un extremo de la barra, aplicando una fuerza de valor más pequeño que se denomina potencia, en el otro extremo de la barra.

En una palanca podemos distinguir entonces los siguientes elementos:

- 1- **El punto de apoyo o fulcro.**
- 2- **Fuerza 1:** la fuerza que se ha de aplicar; el peso del Actuador eléctrico.
- 3- **Fuerza 2:** el peso que se ha de mover; la masa con desplazamiento en dirección opuesta y, corresponde al sistema de contrapeso.
- 4- **Brazo de fuerza 1:** distancia entre el fulcro y el punto de la barra donde se aplica la fuerza 1.
- 5- **Brazo de fuerza 2:** distancia entre el fulcro y el punto de la barra donde se encuentra la fuerza 2.

En todo experimento que se realiza es indispensable llevar registros, para poder registrar el peso en la balanza se utilizarán sensores de fuerza también conocidos como celdas de carga que son usados para realizar mediciones de fuerza/peso. A fin de lograr la transducción de fuerza a una señal eléctrica y después ser registradas las señales eléctricas observadas en una pantalla estas requieren ser amplificadas y esto va a hacer posible empleando amplificadores operacionales.

4.1. Fulcro

El fulcro lo podemos definir como el punto de reacción de las palancas destinado a permanecer en posición fija; puede ensamblarse como un simple apoyo acabado en punta o redondeado para que permita el libre balanceo, o también puede ser con algún tipo de articulación; para nuestro caso adoptaremos el fulcro terminado en punta, ya que ofrece menos superficie de contacto entre los materiales y lo hace más sensible a los esfuerzos de carga y resistencia a los que será sometido.

En resumen, el fulcro será el punto de apoyo de balance o equilibrio de la balanza de precisión, este componente tendrá sobre su arista una carga de hasta de 50 Kg. En la (Fig. 4.2) se presenta el diseño mecánico.

4.1.1 Análisis de esfuerzos y deformación por el Método de los Elementos Finitos

Con la finalidad de conocer los efectos de las fuerzas aplicadas sobre el fulcro y descubrir si la pieza soportará la carga sin llegar a deformarse plásticamente, se realizó un análisis de esfuerzos para saber si realmente es capaz de soportar la carga sin deformaciones permanentes. Una vez realizado el diseño se procedió a su simulación

mediante elemento finito y un mallado fino (Fig. 4.3). Se utilizó una malla basada en curvatura con elementos triangulares lineales. El número total de nodos de esta geometría es de 18,409 y el número total de elementos fue de 11,503.

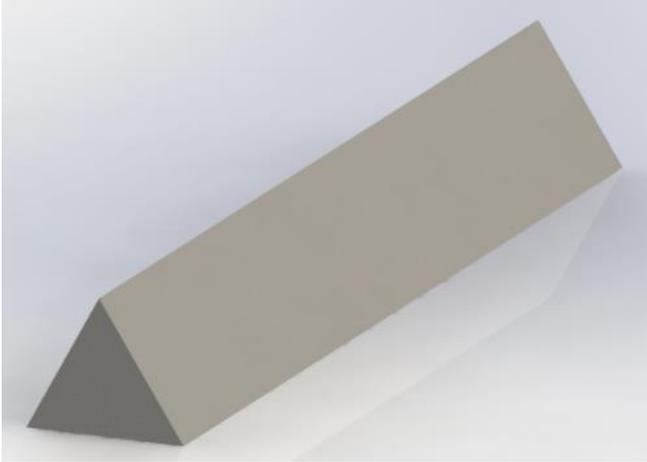
Referencia del modelo	
	
Propiedades mecánicas	Propiedades volumétricas
Material: Acero inoxidable 17-7 PH Límite elástico: 1,590 MPa Límite de tracción: 204 GPa Modulo elástico: 204 GPa Coefficiente de Poisson: 0.29 Coefficiente de dilatación térmica: 11°K^{-1}	Masa: 754.038 g Densidad: 7800 kg/m^3 Peso: 7.38958 N

Figura 4.2. Diseño del Fulcro 17-7 PH y sus principales propiedades.

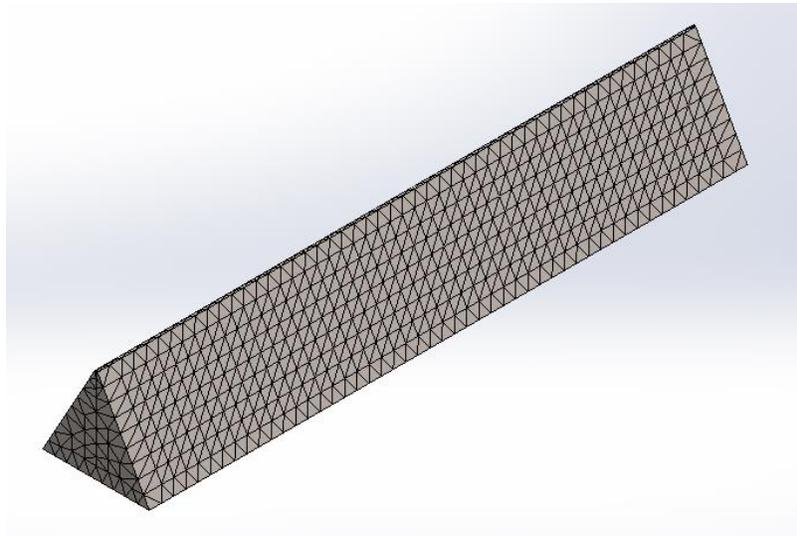


Figura 4.3. Malla propuesta para el fulcro material 17-7 PH.

Resultados de estudios

Esfuerzo

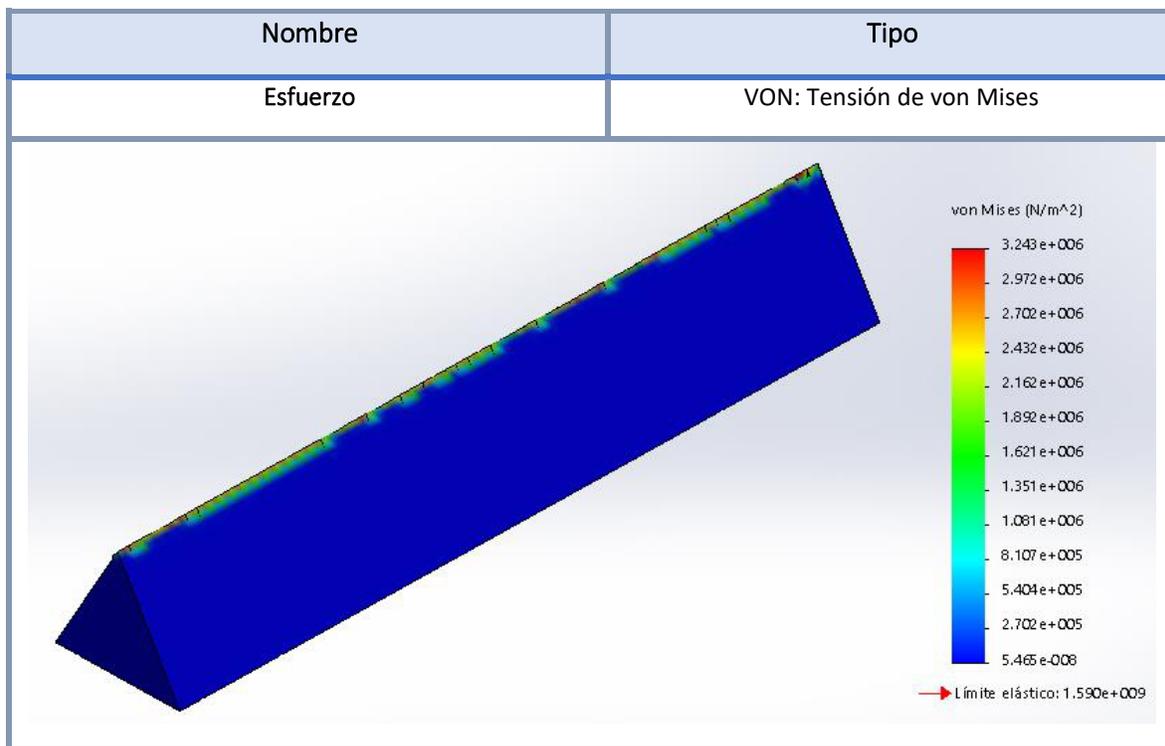


Figura 4.4. Resultado de esfuerzo von Mises obtenida por MEF. Fulcro material 17-7 PH con una carga en la arista de 50 Kg.

Desplazamientos



Figura 4.5. Resultado de desplazamiento obtenida por MEF. Fulcro material 17-7 PH con una carga en la arista de 50 Kg.

4.1.2 Selección de material del fulcro

De acuerdo al estudio realizado por el Método de Elemento Finito (MEF), se concluye que la carga de 50 Kg en el fulcro no presentará deformaciones que pudieran hacer que este componente de la balanza falle durante el experimento, ni tampoco a un largo plazo. El material de este elemento se seleccionó de acero inoxidable 17-7 PH debido a que presenta muy buena resistencia a la deformación de la superficie y al desgaste por su dureza de 44 HRC.

4.2 Dispositivo de contrapeso

El objetivo del dispositivo de contrapeso, es fundamentalmente contrarrestar la variación del peso en los extremos, ejercido cuando se desplaza el pistón del actuador eléctrico para presionar el fluido en el recipiente a presión (Fig. 2.7). Al momento que el pistón del actuador sale, el contrapeso por medio de un tornillo sinfín (Fig. 4.10) y un buje (Fig. 4.8) unido al servomotor, se desplaza en la dirección opuesta, esto para mantener el equilibrio; de esta manera, a de compensarse la variación en la carga en los extremos producida por el desplazamiento de pistón-cilindro.

Este proceso será controlado por medio de servomotores, y mantendrán sincronizados los del sistema de contrapeso y los del actuador eléctrico; el objetivo es que la celda de carga que evalúe cambios de masa que son hasta 10^{-7} veces menores que la masa del actuador. El algoritmo de control de los dos desplazamientos se optimizará una vez que se tenga el experimento, pues depende de un sinnúmero de elementos, que todavía no se han seleccionado.

El diseño de los componentes de esta parte del sistema consta principalmente de 3 placas, una base de 6.35 mm de espesor y las otras dos placas se fijaran en los extremos de la base de forma perpendicular, las dos placas estarán soldadas a la base. De un lado de la placa irá atornillado el servomotor, dispositivo de la serie AKM y entre esas dos placas irán dos ejes y el tornillo sinfín de tal forma que el contrapeso se pueda desplazar.

4.2.1 Diseño y ensamble dispositivo de contrapeso

En este punto se muestra la forma en cómo se ensambla el dispositivo de contrapeso. Primero es soldar las tres placas, como se muestran en la (Fig. 4.6) y (Fig. 4.7).



Figura 4.6. Base dispositivo de contrapeso acero inoxidable 316L, vista isométrica.

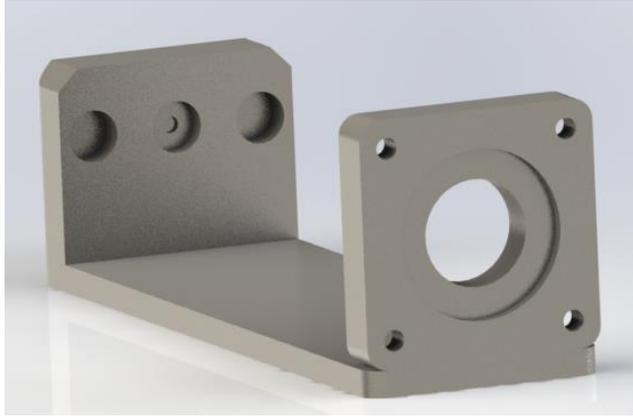


Figura 4.7. Base dispositivo de contrapeso acero inoxidable 316L, vista frontal.

En la parte de donde se sitúan los cuatro orificios de la vista frontal, se colocan 4 tornillos M5 x 20 mm de longitud para unir el servomotor con la base, (Fig. 4.8).

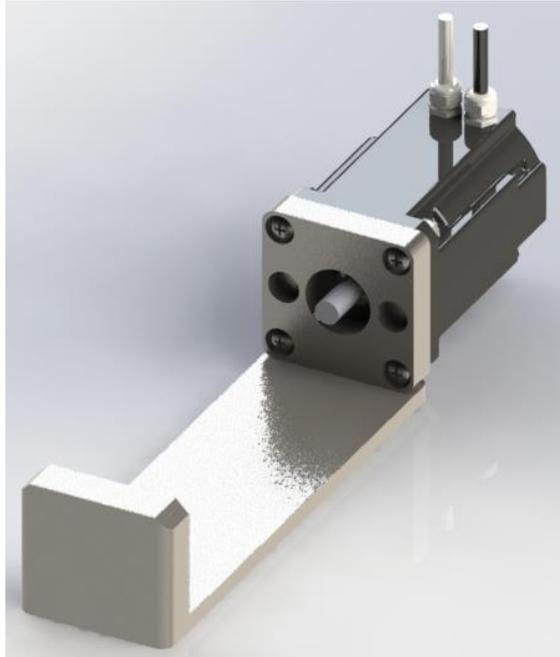


Figura 4.8. Base AISI 316 L y servomotor AKM fijados con tornillos M5

En el eje del servomotor se coloca un buje con cuñero, (Fig. 4.9), cuya función será ensamblar un tornillo sinfín con paso de 2 mm (Fig. 4.10) donde el otro extremo del mismo se apoyará en un rodamiento o balero con su respectiva caja. (Fig. 4.11).

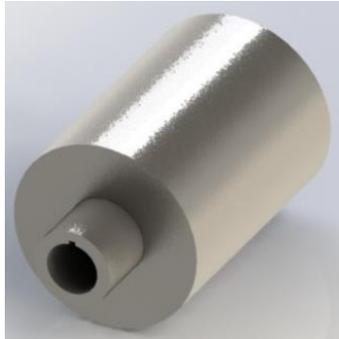


Figura 4.9. Buje rodamiento material AISI 316 L



Figura 4.10. Tornillo sinfín material AISI 316 L

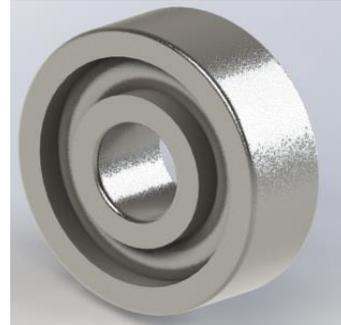


Figura 4.11. Rodamiento SKF 68

En la (Fig. 4.8), en la parte media de la placa, también aparecen 2 barrenos en los extremos; en esa parte se colocan dos varillas de 175 mm de largo (Fig. 4.12) que tendrán como función ser el eje de la base que cargará el contrapeso. En la (Fig. 4.13) se muestra el diseño de la forma del contrapeso, e incluye los taladros donde pasaran las varillas.



Figura 4.12. Eje material acero inoxidable 316 L

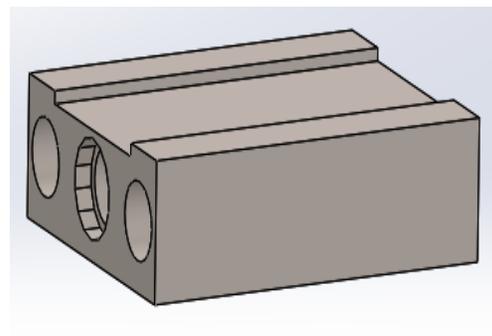


Figura 4.13. Cuerpo de contrapeso material acero inoxidable 316 L

El ensamble completo del dispositivo de contrapeso se muestra a continuación en la (Fig. 4.14)

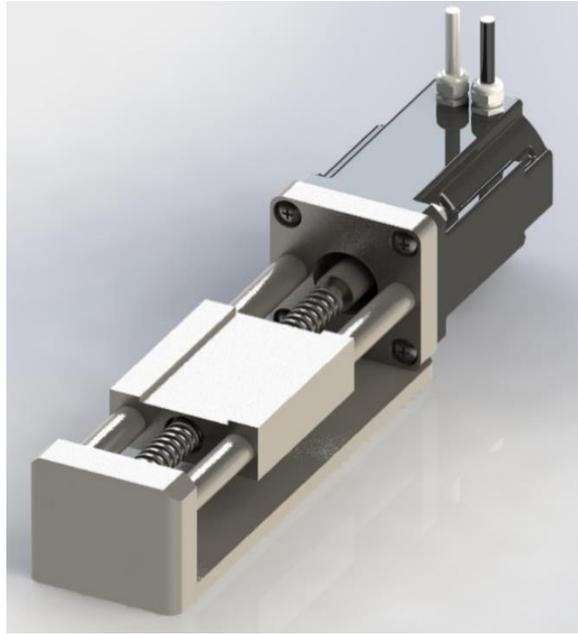


Figura 4.14. Dispositivo de contrapeso

4.3 Registro de mediciones fuerza/peso. Instrumentación y control

La medición de cargas en la balanza puede realizarse de diversas formas. Por ejemplo, utilizando celdas de carga también conocidas como galgas extensiométricas que son sensores de deformación, siendo una de las principales aplicaciones en sistemas de medición de peso. Las celdas de carga en general son dispositivos electrónicos desarrollados con la finalidad de generar señales eléctricas provocadas por una variante de un peso aplicado sobre una balanza, información o señal que a su vez transmite hacia un indicador de peso (Corona, 2015).

Materiales para la medición de carga con una galga extensiométrica:

- Celda de carga miniatura tipo botón modelo LCM300
- Arduino uno®
- Cables de conexión
- Amplificador de instrumentación AD620
- Amplificador operacional TL081
- 3 resistencias de 1 K Ω

- 4 resistencias de 100 K Ω
- 1 resistencia de 10 K Ω
- 1 capacitor de 100 nF
- Fuente de 5 V

Su desarrollo será por medio de una galga extensiométrica de 100g que cambiará el valor de su resistencia al ser deformada. Primero se hace la medición de dichas deformaciones y se asocia a la carga ejercida por el objeto, y esta, a su vez, con el peso del objeto por medio de la tarjeta Arduino®. Debido a que la variación de la resistencia en la galga es muy pequeña, es necesario hacer un condicionamiento de señal para llevar a cabo una sola lectura (Corona, 2015).

Se propone el circuito de la (Fig. 4.15), donde la galga extensiométrica es conectada en un puente de Wheatstone. La galga se conectará usando un par de sus brazos que tengan una resistencia de 1k Ω . Después, con un amplificador de instrumentación se mide y amplifica la diferencia de potencial entre los nodos del puente Wheatstone. Configurando el AD620 para operar con una ganancia de 100, la señal del AD620 se pasa por un filtro pasa-bajas, que también amplificará con una ganancia de 10. Por último, la señal obtenida del filtro es conectada a la entrada analógica A0 del Arduino®. Para fines prácticos se conectarán dos resistencias de 1 K Ω en paralelo en las terminales RG del AD620, con lo que se tendrá una resistencia equivalente de 500 Ω , aproximando la ganancia a 100.

Se recomienda usar en el brazo complementario a la galga un potenciómetro de calidad, con el fin de ajustar a un voltaje nulo (la salida acondicionada) cuando no hay carga alguna sobre la galga. Para la calibración del sensor, se debe de aplicar una carga conocida.

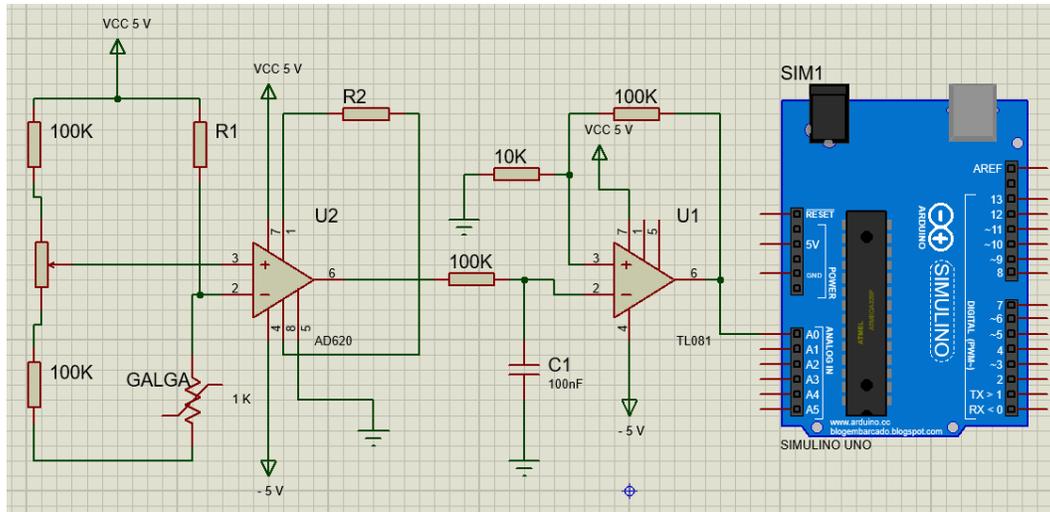


Figura 4.15. Diagrama de medición de carga con una galga extensométrica

4.3.1 Código de programación Arduino para la medición de carga con una galga extensométrica

Arduino emplea un lenguaje de programación especial cuya sintaxis es similar a otros lenguajes de programación modernos, como pueden ser C y C++. Aun así, el lenguaje utilizado en Arduino posee sus características propias. Con este lenguaje se realiza – escribe— el código de programación para que el microprocesador (ordenador) pueda ejecutar aquello que se desea realizar.

A continuación se presenta el código de programación para medir el peso de la balanza por medio de una galga extensométrica.

```
void setup () {
  Serial.begin (9600);
}

void loop () {
  float x=0;
  float v = 0, p = 0;
}

//Lectura promedio del voltaje en un intervalo de 500
milisegundos
for (int i=0; i<100; i++){
  x = x + analogRead (0);
  delay (5);
}
x = x / 100;
v = 1000 * 5 * x / 1023

//Calculo del peso aplicado sobre la galga extensiométrica
p = v * 1000000 / 15000; // Tomando en cuenta que con
100 Kg se tienen 15000

//Se imprimen los resultados cada medio segundo
Serial.print ("Voltaje en [mv]: \t\t");
Serial.print (v);
Serial.print ("Peso aproximado en [mg]:\t");
Serial.println (p);
Serial.println ();
}
```

4.4 Diseño mecánico de la balanza

Ensamble de la balanza

La base de la balanza consta de una placa de 24.5 mm espesor x 967 mm largo x 189 mm ancho, como se muestra en la (Fig. 4.16), cuenta con dos cajas circulares de 60 mm de diámetro, colocadas en los extremos donde se colocaran los ultra thinjack (gato ultra delgado) (Fig. 4.17), tal como se mencionó en el capítulo anterior, estos tienen la finalidad de trabajar como gatos hidráulicos, pero en lugar de aceite operaran con aire comprimido, su objetivo será levantar los actuadores y el ensamble completo el cual se encargará de comprimir el fluido cuando la balanza no esté en operación

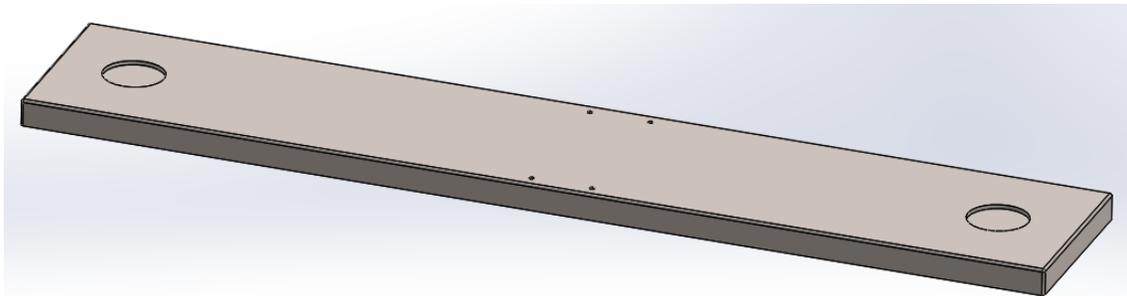


Figura 4.16. Base de la balanza material AISI 316 L

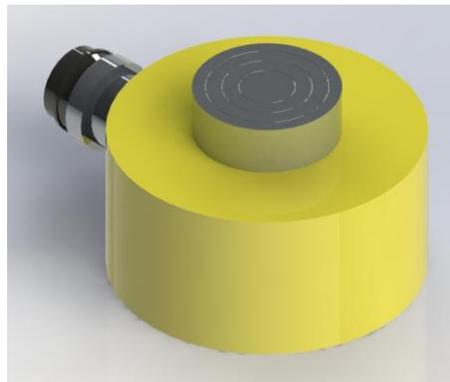


Figura 4.17. Soportes neumáticos "Ultra thin jack"

En los 4 taladros que se encuentran en la parte central de la placa base de la balanza se colocarán 4 tornillos M5 x 25 mm de longitud para unir la placa para fulcro. Tal como se muestra en la (Fig. 4.18).

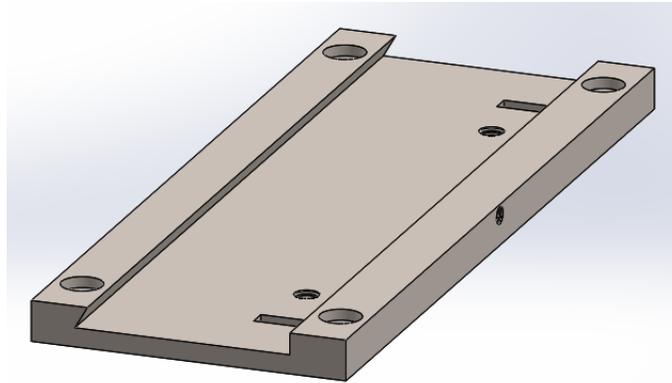


Figura 4.18. Diseño placa donde va montado el fulcro material AISI 316 L.

También en la (Fig. 4.18) se observan dos taladros y dos ranuras en la parte de la cavidad, en ese lugar se coloca el fulcro y el sujetador de fulcro como se muestra en las (Fig. 4.19 y 4.20).

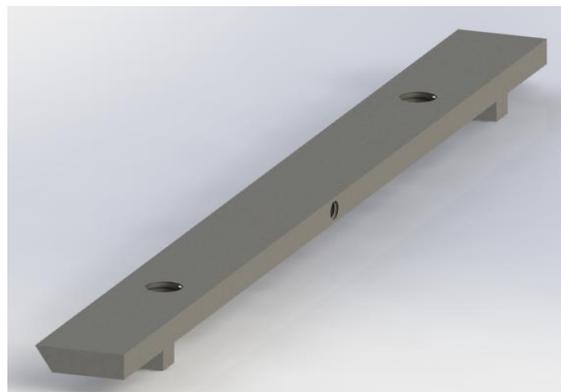


Figura 4.19. Vista isométrica Sujetador de fulcro material AISI 316 L



Figura 4.20. Vista lateral Sujetador de fulcro material AISI 316 L

La unión de la placa donde va el fulcro y su sujetador será por medio de dos tornillos M5 x 8 mm de longitud, En la (Fig. 4.19.) se logra ver un orificio en la parte central cara

lateral, se ajustará un tornillo, el cual su función será trabajar como si fuera un tornillo sinfín hasta apretar el fulcro que se muestra en las (Fig. 4.21 y 4.22).

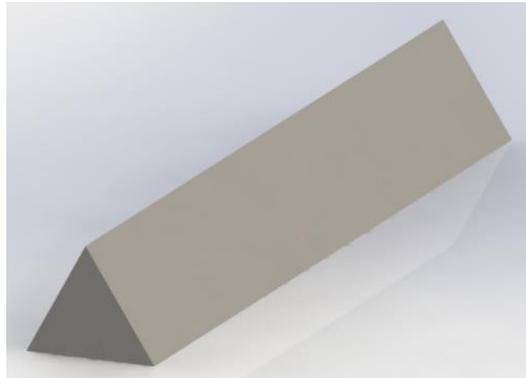


Figura 4.21. Vista isométrica Fulcro acero inoxidable 17-7 PH

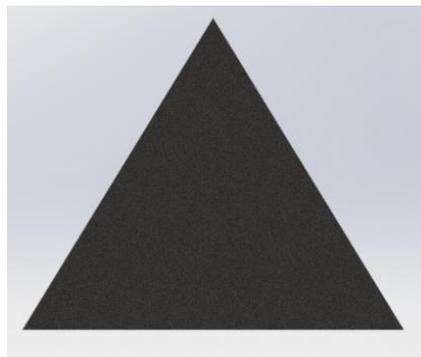


Figura 4.22. Vista lateral Fulcro material acero inoxidable 17-7 PH

Con la finalidad de proporcionar una descripción más explícita a continuación se muestra en la (Fig. 4.23), una vista explosionada de las piezas debidamente ensambladas y así mostrar una mejor descripción del ensamble de componentes, con el objetivo de tener un fulcro estable.

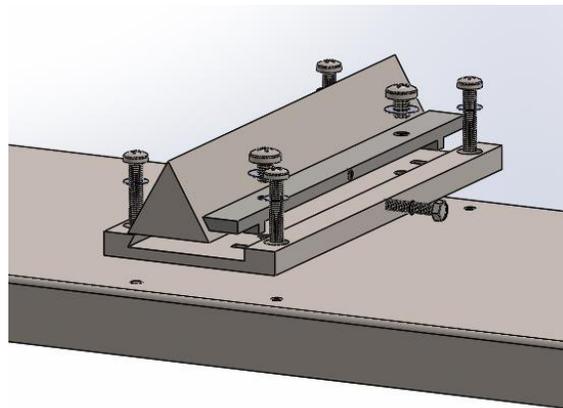


Figura 4.23. Vista explosionada de los componentes de la balanza

Resultado de lo anterior, en la (Fig. 4.24) se muestra el ensamble del fulcro y sus componentes como son placa base y su dispositivo de sujeción, así como un gato hidráulico en cada extremo, que tendrán como función principal servir como soporte y equilibrio de la balanza.

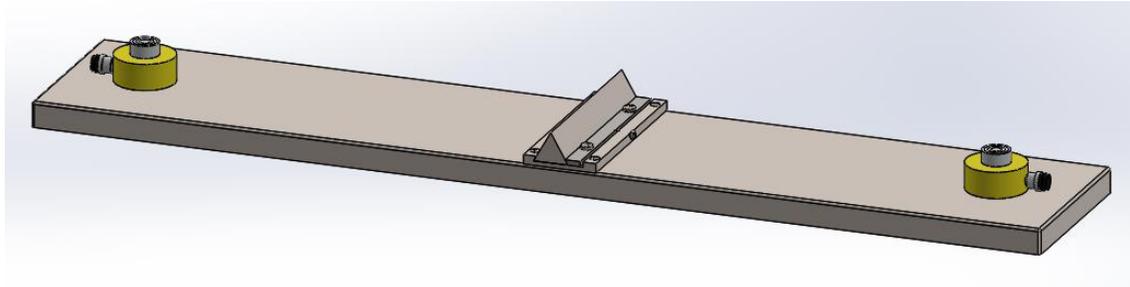


Figura 4.24. Ensamble completo balanza de precisión

Continuando, en la (Fig. 4.25) se muestra el ensamble de la balanza con el conjunto de partes que completan el diseño de este componente del equipo experimental como son: placa base de la balanza, soportes neumáticos, placa para fulcro, sujetador de fulcro, fulcro, así como accesorios para el ensamble completo de la balanza de precisión.

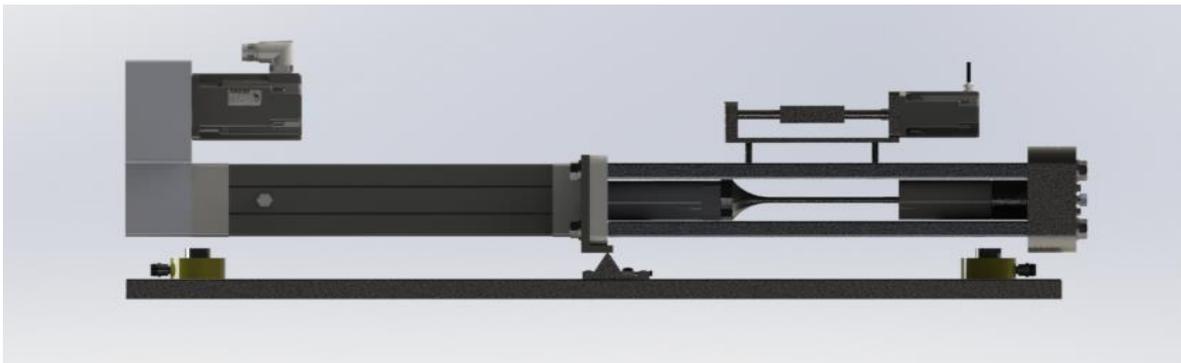


Figura 4.25. Ensamble balanza de precisión y sistema de alta presión

CAPÍTULO 5.

Propuesta de diseño de dispositivo para la caracterización de propiedades físicas de fluidos en condiciones extremas

La propuesta de diseño de dispositivo para la caracterización de propiedades físicas de fluidos en condiciones extremas se toca en este capítulo, presentando las partes que componen el equipo experimental para estudiar fluidos a altas presiones (500 MPa), se describen los componentes que se encargaran de hacer funcionar este equipo como la mesa *Vision IsoStation Newport*, las modificaciones a esta estación de trabajo, partes unión como placa en C, varilla, placas de titanio, pistones, actuadores, etc. Explicando ensambles y sub-ensambles para conformar este dispositivo que se utilizará para alcanzar las condiciones extremas, etc. En la parte final se muestra el ensamble completo del equipo experimental.

5.1 Diseño y ensamble de *Vision IsoStation Newport*

Vision IsoStation Newport (Fig. 5.1), consiste en una mesa, que tiene como peculiaridad una superficie de trabajo aislada de las vibraciones mediante el uso de cojinetes neumáticos atenuados; proporciona una plataforma ideal de trabajo para dispositivos influenciados por vibraciones apenas perceptibles tales como interferómetros, microscopios y balanzas de precisión, etc. De esta manera, la mesa protege los instrumentos mejorando su resolución aislándolos del movimiento del piso (Newport., 2009). Esta estación de trabajo es la base para el equipo experimental de caracterización de las propiedades físicas de fluidos a altas presiones y temperaturas.

Con el objetivo de ensamblar la totalidad de los componentes que forman el equipo experimental, a la mesa se le realizarán algunas modificaciones menores, que permitan incorporar gran parte de los elementos en la parte inferior de la mesa.



Figura 5.1. Mesa Vision IsoStation del laboratorio de Reología-Óptica, con capacidad disponible de 1300 lb, equipada con aisladores neumáticos que reducen vibraciones verticales y horizontales atenuadas en un 85% para menos de 5 Hz y en más del 95% por arriba de 10 Hz.



Figura 5.2 Vista isométrica de Prensa en C, mostrando su parte superior con 4 barrenos que unirá la mesa de trabajo.

Por la parte inferior de la mesa de trabajo, se perforan 16 orificios de 6mm de diámetro para atornillar una pieza llamada “prensa C”, la cual está formada por 3 placas de 12.7 mm de espesor x 139.95 mm largo x 76.2 mm ancho.

La prensa en “C” se fabricará soldándose las tres placas. En las (Fig. 5.2 y 5.3), se muestra que en la parte Superior de esta prensa se ubican los 4 barrenos u orificios para 4 tornillos M6 con 40 mm de longitud. La función de estos tornillos será la de unir la prensa en C con la mesa; cada tornillo llevara unas arandelas que se encargaran de soportar la carga de apriete.

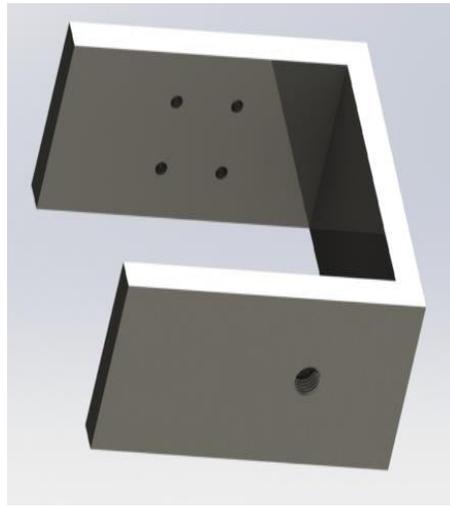


Figura 5.3. Vista isométrica Prensa en C, que muestra la parte inferior con 1 barreno que unirá una varilla para sujetar la placa de titanio.

En la parte inferior de la prensa en C, se ubica un taladro de 12.7 mm de diámetro, para colocar una varilla y unir la placa de titanio con la prensa en C, en la (Fig. 5.4) se muestra la varilla que mantendrá unidos estos componentes.

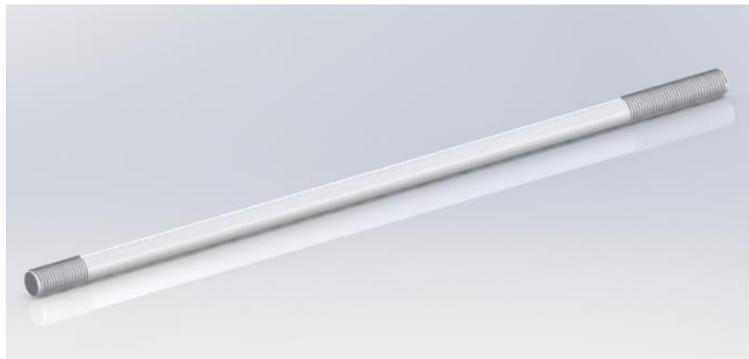


Figura 5.4. Varilla

Esta varilla pasará por los orificios de la placa de titanio y tendrá dos tuercas, una por la parte superior de la placa de titanio y otra del lado inferior que permitirá sujetar y

fijar estos dos elementos. Se agregarán arandelas para que tenga mejor apriete y fijación.

Vista explosionada parte superior de la mesa Vision IsoStation

En la siguiente (Fig. 5.5) se muestra con más detalle una vista explosionada de la unión de la prensa en C con la mesa Vision Isostation.

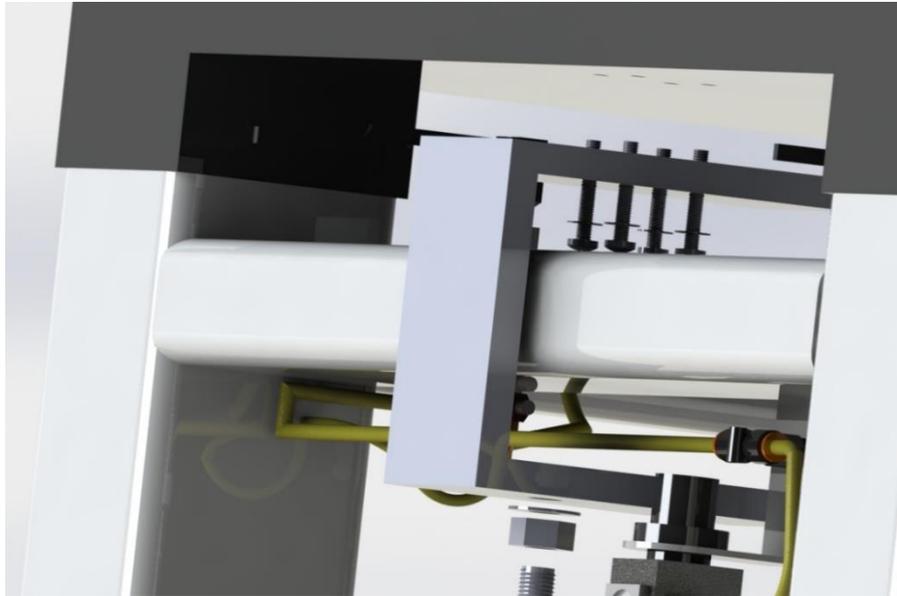


Figura 5.5. Vista explosionada parte superior de la mesa Vision IsoStation Newport

En la (Fig. 5.6) se muestra como queda la mesa de trabajo con las modificaciones realizadas.

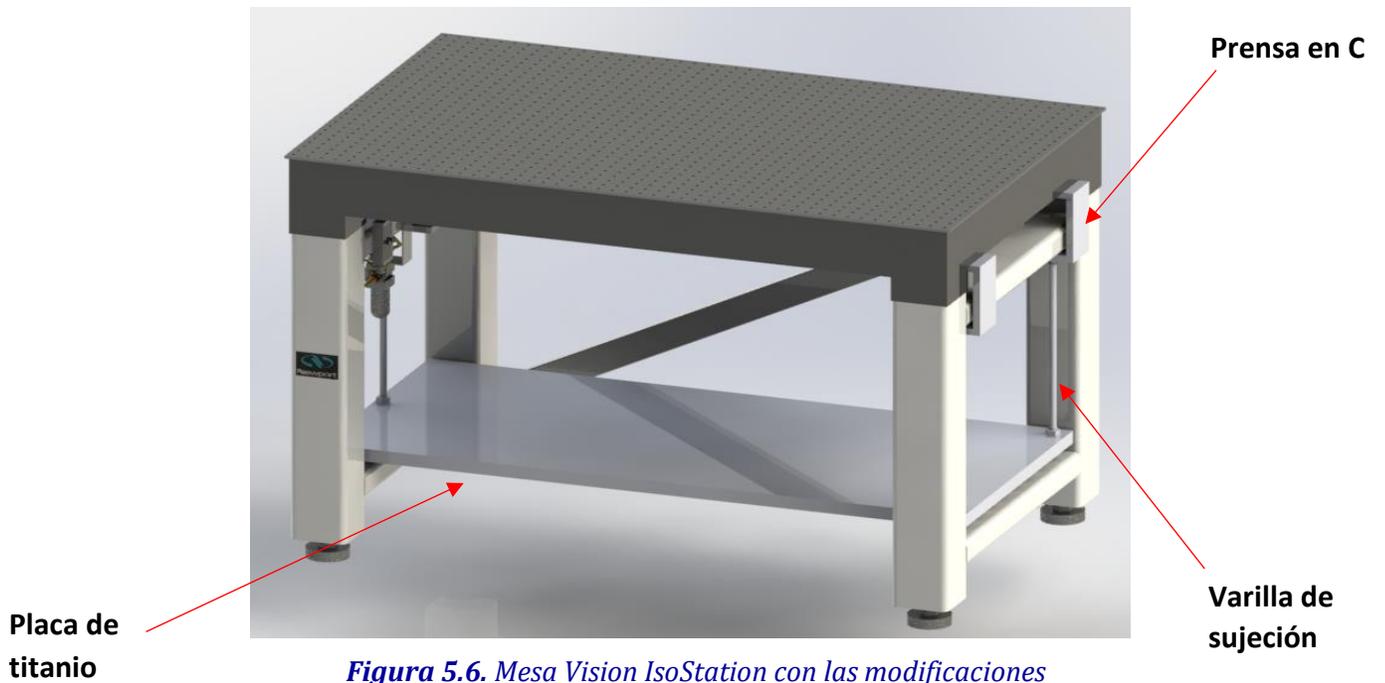


Figura 5.6. Mesa Vision IsoStation con las modificaciones

5.2 Diseño y ensamble del sistema de alta presión

El diseño y ensamble del sistema de inyección de alta presión es una de las partes más importante del proyecto, por la razón que ensambla el actuador eléctrico y el sistema de alta presión con cargas que superan las tres toneladas. Por lo mismo, se realizaron varios estudios y análisis mostrados en los capítulos anteriores para asegurar que los materiales seleccionados puedan soportar una presión de 500 MPa. Procedemos primero a explicar el ensamble.

El ensamble para conformar este dispositivo para altas presiones se inicia con el actuador eléctrico mostrado en la (Fig. 5.7).

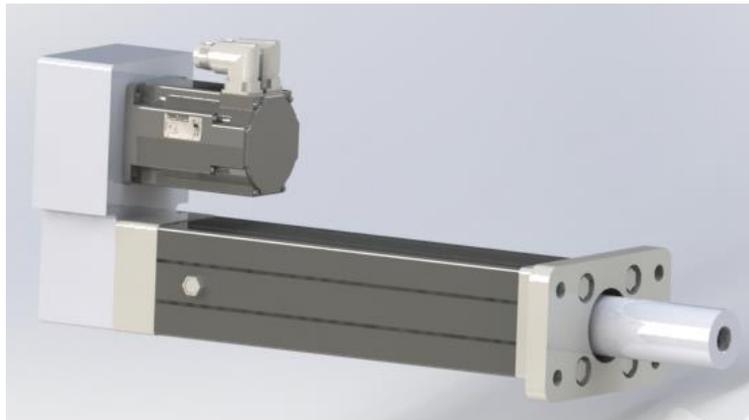


Figura 5.7. Actuador eléctrico IC5 KOLLMORGEN

Este actuador tiene en la parte frontal unos orificios para atornillar en unas placas de 19.98 mm de espesor, con dimensiones de 442.49 mm de largo x 183.99 mm de ancho, como se ve en las (Fig. 5.8 y 5.7). Estas placas serán maquinadas de una placa de aleación de aluminio 1060 de 25.4 mm espesor.

En la (Fig. 5.8) se muestran 4 orificios sobre la superficie; estos sirven para montar el sistema de contrapeso (Fig. 4.13) con tornillos M6 x 40mm. También se pueden observar dos barrenos en la parte frontal de las placas y al igual están en la parte trasera; en la parte trasera se colocará el componente sujeción en forma de L mostrado más adelante en la (Fig. 5.10), que se encargará de ser el punto de descanso sobre el fulcro —del actuador y sistema de presión sobre la balanza. Éste se unirá con tornillos cabeza hexagonal M14 x 120 mm de longitud. Por el otro extremo esa placa se unirá con otra sujeción mostrada abajo en la (Fig. 5.11).

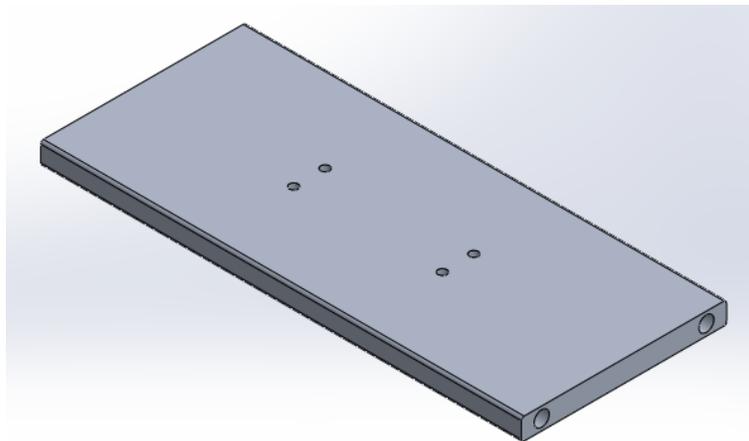


Figura 5.8. Placa con 4 taladros para juntar sujeción forma L y sistema de presión.

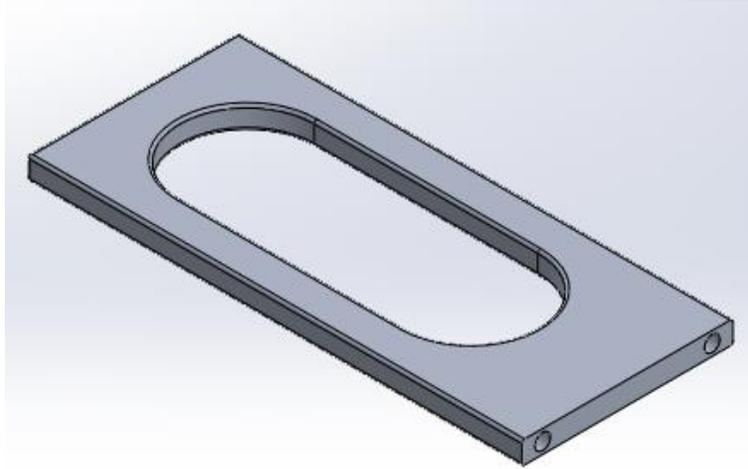


Figura 5.9. Placa para juntar sujeción forma L y sistema de presión

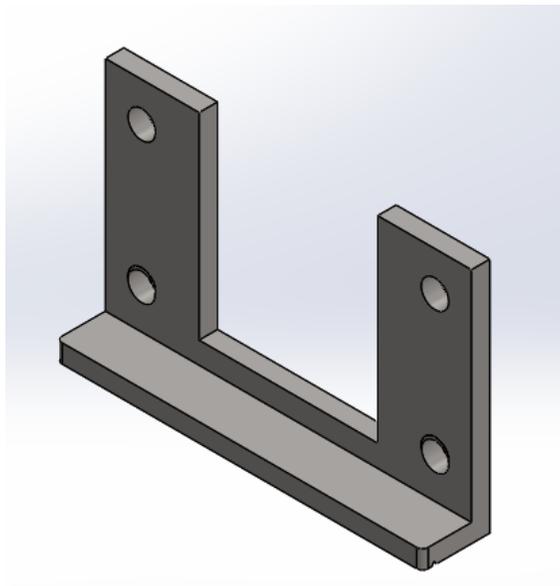


Figura 5.10. Sujeción en forma de L

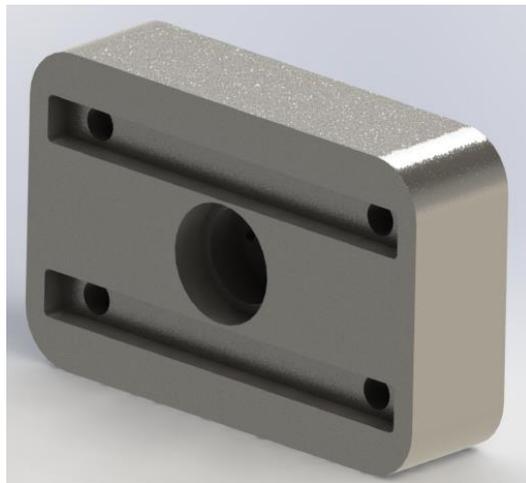


Figura 5.11. Sujeción de acero inoxidable 316 L

Colocando el recipiente a presión (Fig. 2.25) en la sujeción, esto estará unido con cuatro tornillos M5 de 45 mm de longitud, mostrando una vista seccionada (Fig. 5.12).

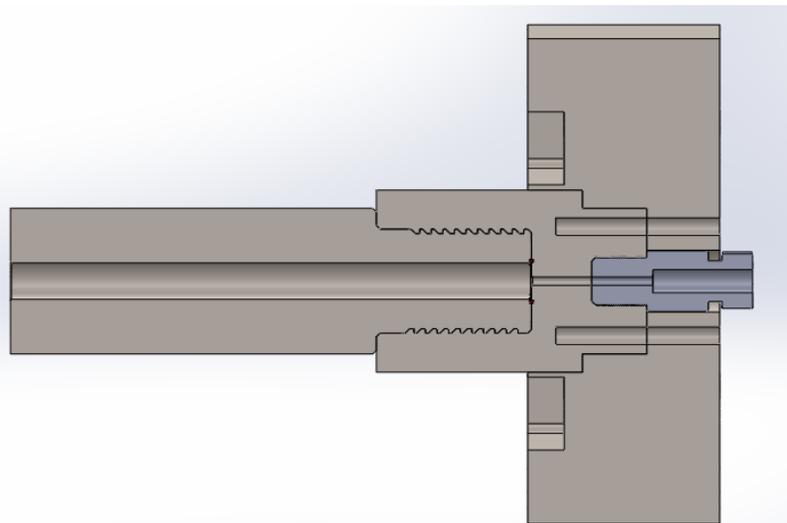


Figura 5.12. Vista seccionada Recipiente a presión material 17-7 PH y sujeción de acero inoxidable 316 L

Colocando el pistón (Fig. 3.16) sobre el roscado del actuador eléctrico IDC 5 KOLLMORGEN y uniendo el ensamble del recipiente a presión con los componentes de sujeción, el ensamble queda de la siguiente forma (Fig. 5.13).



Figura 5.13. *Ensamble de Recipiente a presión 17-7 PH y actuador eléctrico IDC 5 KOLLMORGEN*

Por último colocando el ensamble del sistema de contrapeso en el ensamble de la (Fig. 5.13) ensamble de la camisa del inyector que estará unido por medio de cuatro tornillos M8 de 40 mm de longitud, se completa todo el dispositivo del sistema de alta presión, el cual se muestra en la (Fig. 5.14).

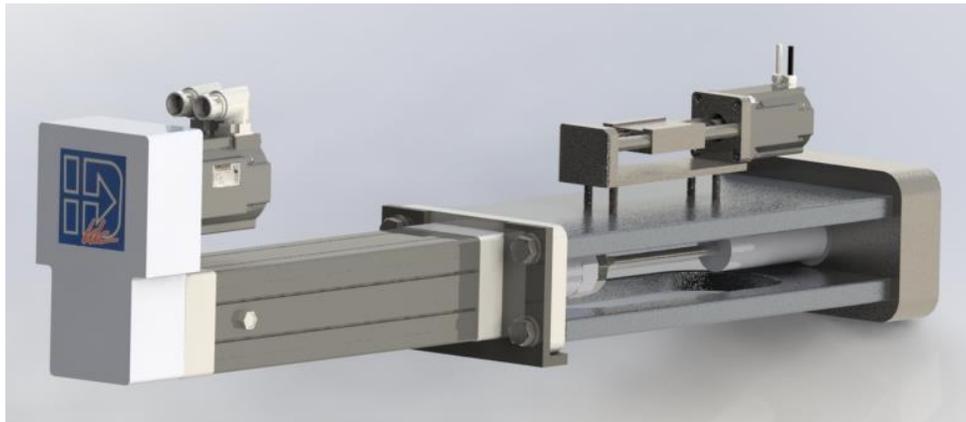


Figura 5.14. *Ensamble del sistema de alta presión*

5.3 Conexión hidráulica

El sistema de conexión hidráulica se ha seleccionado con componentes capaces de soportar las altas presiones del fluido a estudiar. En la (Fig. 5.15) se presenta la manera en que los accesorios y tubería respectiva estarán conectados.

Este sistema funcionará primero por medio de una bomba hidráulica que impulsará el fluido a estudiar situado en un contenedor y éste llegará hacia el recipiente a presión, para esto la válvula V2 tendrá que estar cerrada. Una vez que esté lleno el recipiente a presión, se abrirá la válvula V2 y se cerrará válvula V1, después pasará por dos manómetros, digital y analógico y entrará a la celda de alta presión. Por último el fluido saldrá hacia el otro recipiente a presión (4), y una vez que sale el fluido de la celda de alta presión se tiene que tener abierto la válvula V3 y cerrada válvula V4 para que pueda llenarse el recipiente a presión; una vez que esté lleno el recipiente a presión, se cerrará válvula V3 y abrirá válvula V4 para retirar el fluido del recipiente a presión.

La siguiente figura muestra una descripción general de cómo estarán conectado los accesorios y tubería; también se muestra en la tabla 9 su lista de símbolos.

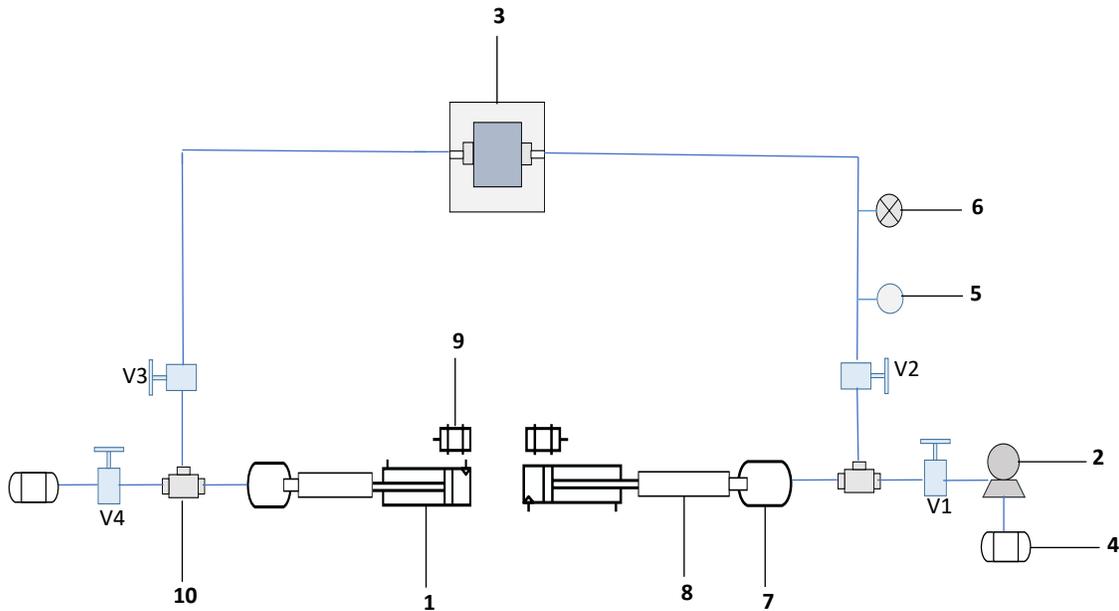


Figura 5.15. Esquema de la conexión hidráulica

Tabla 9 Representación de símbolos de la conexión hidráulica

Numero	Cantidad	Descripción	Símbolo
1	2	Actuador eléctrico EC5 IDC	
2	1	Bomba hidráulica	
3	1	Celda de alta presión	
4	2	Contenedor de fase dispersa	
5	1	Manómetro analógico	
6	1	Manómetro digital	
7	2	Recipiente a presión	
8	2	Pistón	
9	2	Servomotor	
10	2	Unión T	
11	4	Válvula	

5.4 Diseño completo del equipo experimental

A continuación se muestra el ensamble completo del equipo experimental, como paso posterior al diseño de piezas, partes y ensamblado de componentes que forman el equipo. En la parte superior de la mesa de trabajo Vision IsoStation Newport se montará la celda de alta presión y en la parte inferior de la misma se instalarán las partes y componentes como actuadores eléctricos, balanza, pistón, placa de titanio, servomotores, etc., que forman el sistema capaz de presurizar el fluido a estudiar. Las (Fig. 5.16 y 5.17) muestran una vista frontal e isométrica del equipo ya debidamente ensamblado.

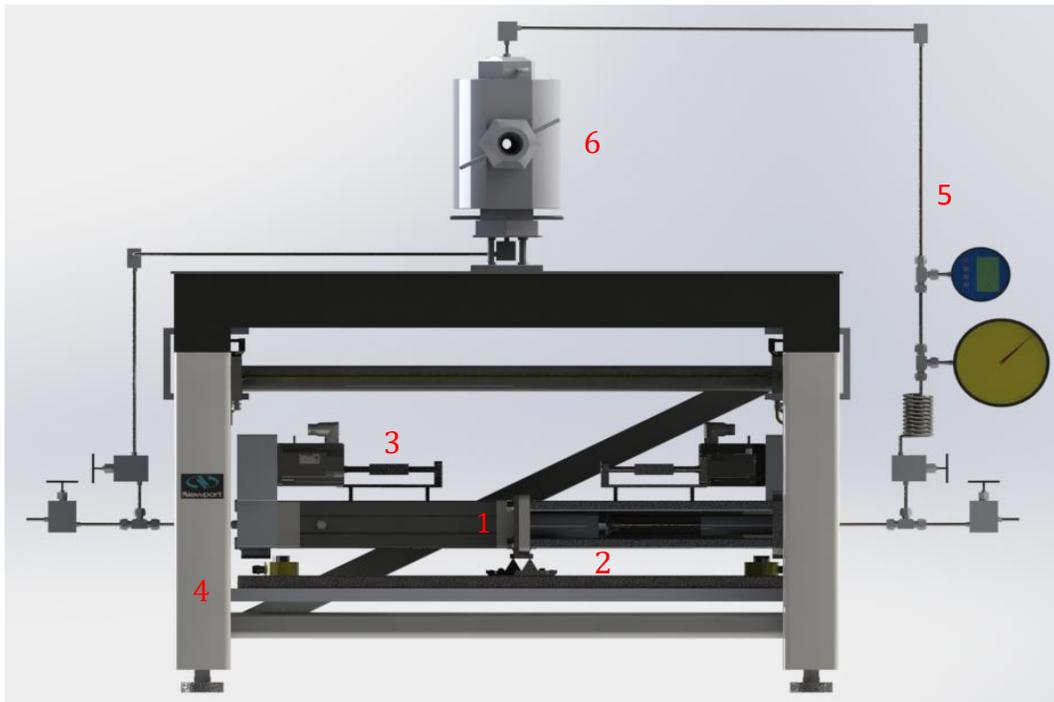


Figura 5.16. Diseño de equipo experimental, vista frontal. 1- Sistema de alta presión, 2- balanza, 3- sistema de contrapeso, 4- mesa Isostation Newport, 5- Conexión hidráulica, 6- celda de alta presión.

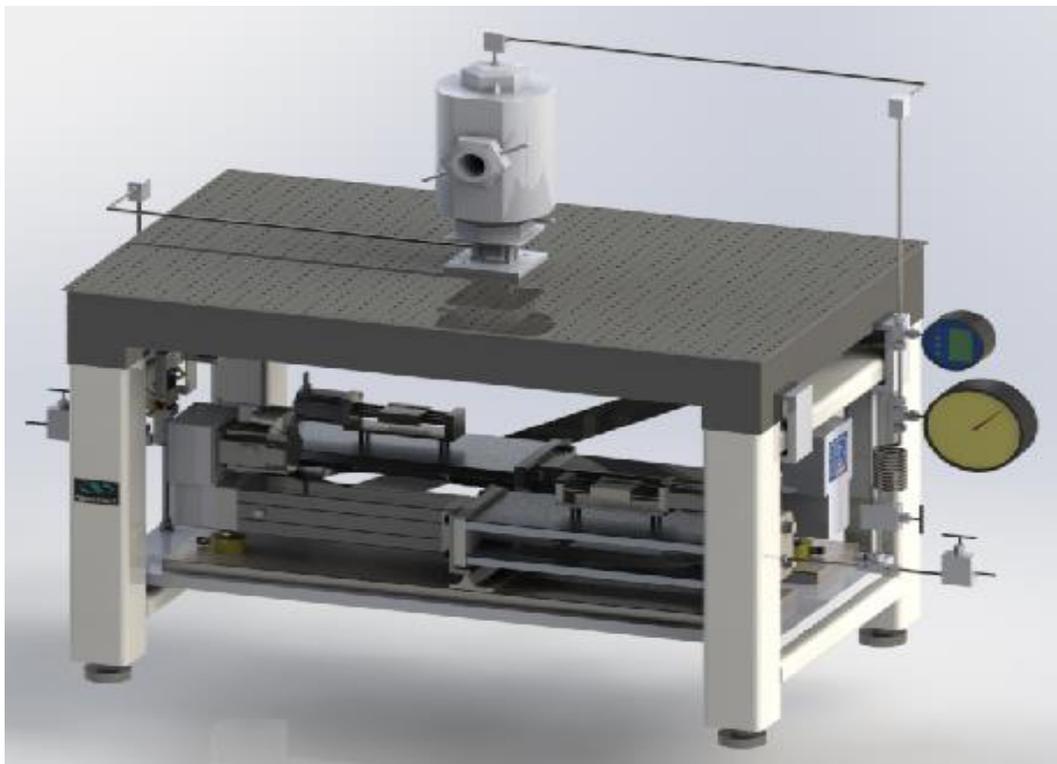


Figura 5.17. Diseño de equipo experimental vista isométrica

Conclusiones

La presente tesis se ha dedicado al diseño de un dispositivo experimental cuya función primordial es el estudio de fluidos a altas presiones y temperaturas para el Laboratorio de Reología-Óptica del IIM-UNAM con el propósito de estudiar flujos bifásicos y de sistemas agua-aceite-surfactante con gran detalle, tanto de sus propiedades físico-químicas como de su hidrodinámica. Suministrar fluido de gotas (fase dispersa) es una de las funciones principales del equipo experimental, permitiendo caracterizar y medir, para así determinar sus propiedades con una alta precisión y exactitud, así como fotografiar con alta resolución espacial las interfaces entre fluidos.

El estudiar fluidos bajo condiciones de presión y temperatura extremas es consecuencia del deseo de investigar fenómenos como el comportamiento de los hidratos de metano, los métodos de recuperación terciaria para la extracción de hidrocarburos que se encuentran en aguas profundas, o el transporte de dichas mezclas en tuberías submarinas mediante técnicas de transporte lubricado.

El objetivo medular de este trabajo fue determinar el esfuerzo máximo en la camisa del inyector y comprobar la seguridad de ese nivel de esfuerzo con respecto al esfuerzo de diseño en el material, fue una tarea necesaria para cumplir con las especificaciones de trabajo, evaluación y selección de materiales. Para ello se realizaron cálculos teóricos y simulaciones numéricas que aportaran una visión detallada de los efectos de las condiciones de trabajo requeridas por el proyecto.

Para ello, se realizaron cálculos de esfuerzos tangencial y radial para la camisa del inyector, con el propósito de conocer la presión interna máxima sin que genere un esfuerzo cortante excesivamente elevado en las paredes del recipiente, trabajo indispensable para llegar a la selección del material. Con todo lo anterior se concluyó que el acero inoxidable 17-7 PH es el que presentó mejores propiedades; Esto debido a que tiene el mayor límite elástico y módulo de Young. Los insumos o materiales que se encontraron se explican en la Metodología y el Apéndice.

Además, se han definido, diseñado, analizado y seleccionado los diversos materiales para las piezas y componentes que forman el equipo experimental tales como: celda de alta presión, camisa y pistón del inyector, sello de la camisa del inyector (conector y sello), pistón (sello y montura de sello, sujetador de sello, sello metálico, vástago y embolo del pistón), balanza de precisión (fulcro, dispositivo de contrapeso para la tara), dispositivo de contrapeso, (base dispositivo, servomotor, buje rodamiento, tornillo sinfín, rodamiento, eje, cuerpo de contrapeso), sistema de registro fuerza/peso —instrumentación y control (Galga extensiométrica, Arduino uno®, cables de conexión, amplificador de instrumentación, Amplificador operacional, resistencias, capacitor, fuente de poder).

Dentro de los objetivos específicos referidos al diseño de los diferentes componentes como camisa del inyector, pistón, balanza de precisión, se logró:

- ✓ Determinar el material de la camisa del inyector de alta presión de acero inoxidable 17-7 PH; dicha camisa se considera un recipiente de alta presión de pared gruesa cuyo radio interno es de 4 mm y un radio externo de 25 mm; de acuerdo los cálculos realizados. Este diseño se llevó a cabo bajo las recomendaciones marcadas en el código ASME, Sección VIII, División 1.
- ✓ Se realizaron gráficas elaboradas en Wolfram Mathematica de los esfuerzos radial, tangencial y cortante para observar los valores máximos y mínimos de los esfuerzos a los que estará sometido la camisa del inyector y comprobar que la magnitud del esfuerzo de operación estará por debajo del límite elástico del material propuesto para su fabricación.
- ✓ Se determinó la ubicación más adecuada para colocar el sello entre los dos componentes en el ensamble de la camisa del inyector previo estudio de desplazamiento por el Método de Elemento Finito (MEF).
- ✓ Resultado del análisis, se seleccionó un sello estático en la camisa del inyector, del tipo Willy Rings, por su gran capacidad para operar a presiones de hasta 1000 MPa.

- ✓ Se seleccionó, previa investigación, el tipo de rosca y el número de hilos para tornillos especiales para utilizarse en el ensamble de la camisa de alta presión; esto apegado a la norma ANSI/ASME B1.3M-1992.
- ✓ En referencia al pistón, resultado de los análisis éste se diseñó con un radio de 3.99 mm y se comprobó su capacidad de trabajo para condiciones extremas por medio de estudios de Método de Elemento Finito (MEF); además, de manera analítica se estudió la carga crítica para asegurar que no presente el fenómeno de pandeo, como resultado se selecciona el material para este componente una aleación de molibdeno por la razón que tiene las propiedades suficientes para soportar la operación de trabajo, además que es un material que se consigue comercialmente.
- ✓ Por lo anterior para el pistón se selecciona un sello con un diámetro de 8 mm de una aleación de cobalto debido a que tiene excelentes propiedades al desgaste.
- ✓ Se realizó un estudio de cambio de diámetro en el sello; éste incrementará 3 micras en diámetro asegurando su funcionamiento como sello y previendo que el pistón/sello queden atrapados dentro de la camisa al momento de aplicar la fuerza por el sistema electromecánico.
- ✓ Sobre el apriete de la montura del sello del pistón, se efectuó un análisis respecto al torque necesario para apretar dicha montura a fin de que el sello tenga un desplazamiento de dos micras en diámetro evitando posibles fugas antes de la aplicación de la fuerza a través del sistema electromecánico.
- ✓ Referido a la balanza de precisión, se realizó el diseño de una propuesta de la balanza de precisión con el fin de medir masas muy pequeñas de 0.5 mg.
- ✓ Se efectuó un estudio de Método de Elemento Finito (MEF) del fulcro para asegurar que este trabajaría en condiciones adecuada de operación a pesar de tener gran peso en su arista.
- ✓ Se plantea un circuito electrónico y su código de programación para que la balanza pueda obtener lecturas de una forma precisa.

- ✓ Se ha diseñado los componentes del sistema de contrapeso con el fin de tener una balanza de precisión equilibrada y poder obtener efectos de operación confiables.
- ✓ Se propone la conexión hidráulica para que pueda suministrar el fluido a estudiar y la camisa del inyector hacia la celda de alta presión.
- ✓ Cabe mencionar que cada una de las piezas de los componentes principales previo establecimiento de su marco de referencia teórico fueron estudiadas de manera analítica esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en condiciones de alta presión, así como con ayuda de herramientas de apoyo informático (software).

Como recomendación, es importante tener conocimiento de los materiales que se pueden encontrar en el mercado para dentro de ellos elegir uno que pueda desempeñar la función necesaria. Es fundamental conocer qué mecanismos intervienen y comprender cómo funcionan, para con esta base el diseño de un nuevo mecanismo sea más simple e inclusive sea la mejor adaptación o mejora de alguno de los ya existentes y que formen el todo.

A lo largo de esta tesis se tuvieron que tomar decisiones constantemente para diseñar cada uno de los elementos que conformaron la máquina, para lo cual se consideró la información base, así como las recomendaciones encontradas y dadas por los autores de la bibliografía consultada, también de fabricantes, proveedores, manuales, catálogos, etc. Información que fueron formando el ensamble general del equipo experimental (dibujo de ensamble, vistas frontal, lateral y superior, así como vistas isométricas y dispositivos de sujeción).

Esta tesis sienta las bases para trabajos futuros en los que se explora e invita a posibles rediseños o en su caso la fabricación del dispositivo convirtiéndolo en una herramienta útil para la caracterización de fluidos complejos en condiciones extremas. Y lo más importante como un equipo de apoyo para los alumnos de nuestra *Universidad Nacional Autónoma de México*, la UNAM.

Apéndice 1

Lista de materiales para conexión hidráulica

Cantidad	Componente	Proveedor
8	60-2HM4 tube size ¼ in	High Pressure
4	Two way straight valves tubing ¼ in O.D.	High Pressure
3	High Pressure Elbows	High Pressure
2	High-Pressure Tube fitting to high pressure Male thread conectors tube O.D. ¼ in	Swagelok
2	Union Tees SS-440-3	Swagelok
1	Manómetro digital	SKF
1	Manómetro analógico	SKF

Tubo para alta presión

Alta presión 4134 bar (60.000 Psi)		
∅ ext. del tubo pulg.	Nominal Tube OD pulg.	Nominal Tube ID (pulg)
1/4	0.248	0.079

Lista de piezas y componentes de subensambles

<i>Vision Isostation Newport</i>		
Núm. De elementos	Pieza	Cantidad
1	Placa de titanio 1 in espesor por 1.16*.52 m	1
2	Sujeción entre mesa y placa de titanio	3
3	Prensa en C	3
4	Arandelas de ½ in	9
5	Tuercas de ½ in	9
6	Arandela para tornillo M6	12
7	Tornillos M6	12

<i>Pistón</i>		
Núm. De elementos	Pieza	Cantidad
1	Pistón	1
2	Sello de níquel	1
3	Tapón para pistón	1

<i>Balanza</i>		
Núm. de elementos	Pieza	Cantidad
1	Tornillo sin fin 4 mm \varnothing con 24 mm de longitud	1
2	Fulcro	1
3	Sujetador de fulcro	1
4	Placa donde se ajustara con la placa de fulcro y titanio	1
5	Placa donde va el fulcro	1
6	Arandela para tornillo M6	2
7	Tornillos M6 x 7 mm de longitud	2
8	Ultra thin Jack	2
9	Arandela para tornillo M5	4
10	Tornillos M5 x 24 mm de longitud	4

<i>Sistema de contrapeso</i>		
Núm. De elementos	Pieza	Cantidad
1	Servomotor AKM	1
2	Radial ball bearing 68 SKF	1
3	Sujeción servomotor y husillo	1
4	Parte trasera donde va el balero	1
5	Tornillo sin fin con cuñero	1
6	Base position stage	1
7	Base	1
8	Guías	2
9	Tornillo M5 x 20 mm de longitud	4
10	Tuerca para tornillo M5	4

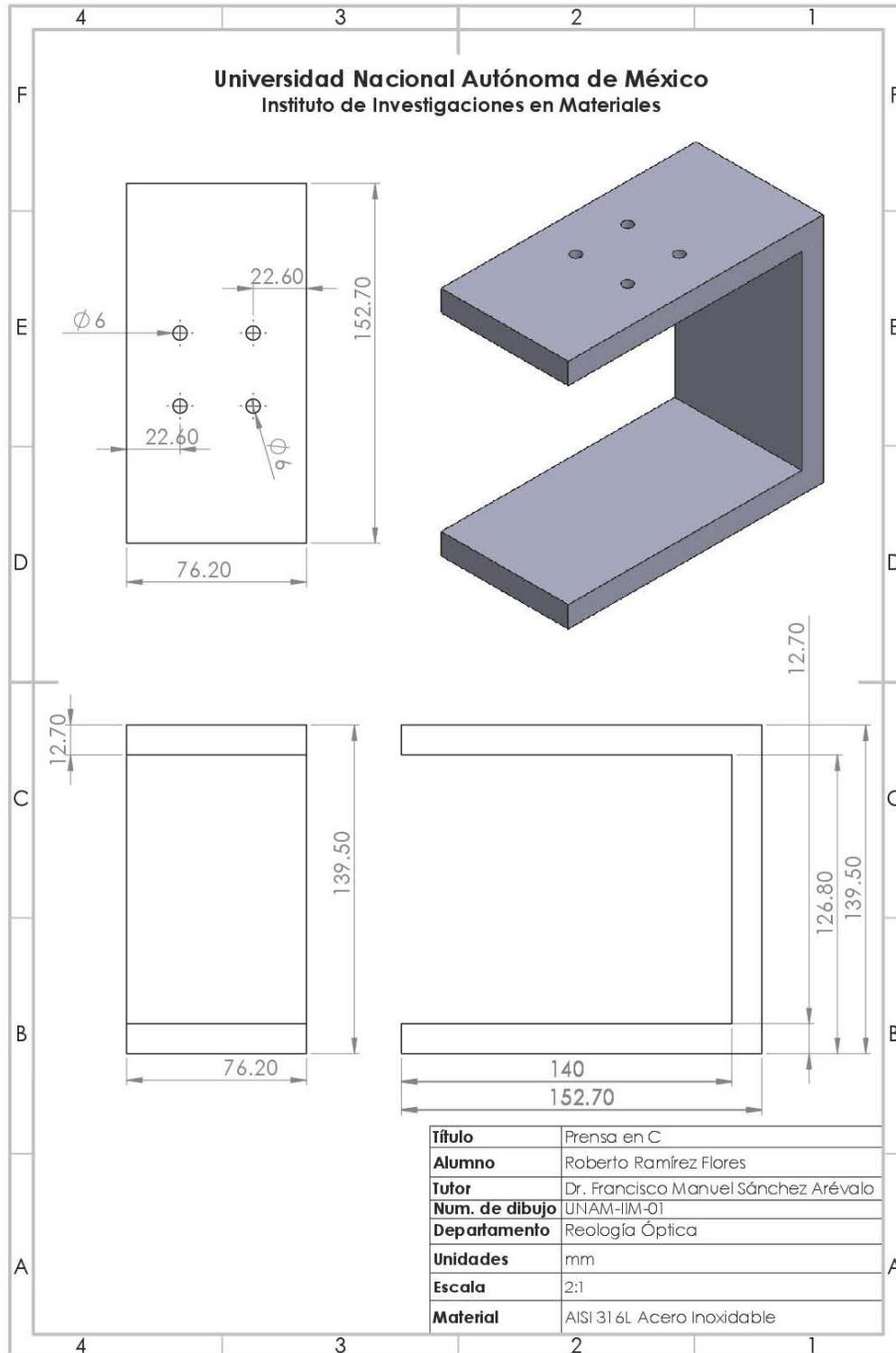
Sistema de alta presión		
Núm. De elementos	Pieza	Cantidad
1	Recipiente a presión	1
2	Tapón para recipiente a presión	1
3	Wills Rings entre recipiente a presión y tapón de recipiente a presión	1
4	Sujeción del recipiente a presión	1
5	Tornillos M14 x 120 mm de longitud	4
6	Arandelas para tornillo M14	4
7	Tornillos M5 x 45 mm de longitud	4
8	Arandelas para tornillo M5	4

Accesorios del sistema de alta presión		
Núm. De elementos	Pieza	Cantidad
1	Placa para juntar actuador eléctrico y sujeción recipiente a presión	1
2	Placa para juntar actuador eléctrico y recipiente a presión, parte de abajo	1
3	Sujeción y punto de apoyo sobre la balanza en forma de L	1
4	Tornillo de 0.550 pulg. de \varnothing x 60 mm de longitud	4
5	Arandela para tornillo de 0.550 pulg. de \varnothing	4
6	Tornillo M14 x 115 mm de longitud	4
7	Arandela para tornillo M14	4
8	Tornillo M8 x 40 mm de longitud	4
9	Arandela para tornillo M8	4

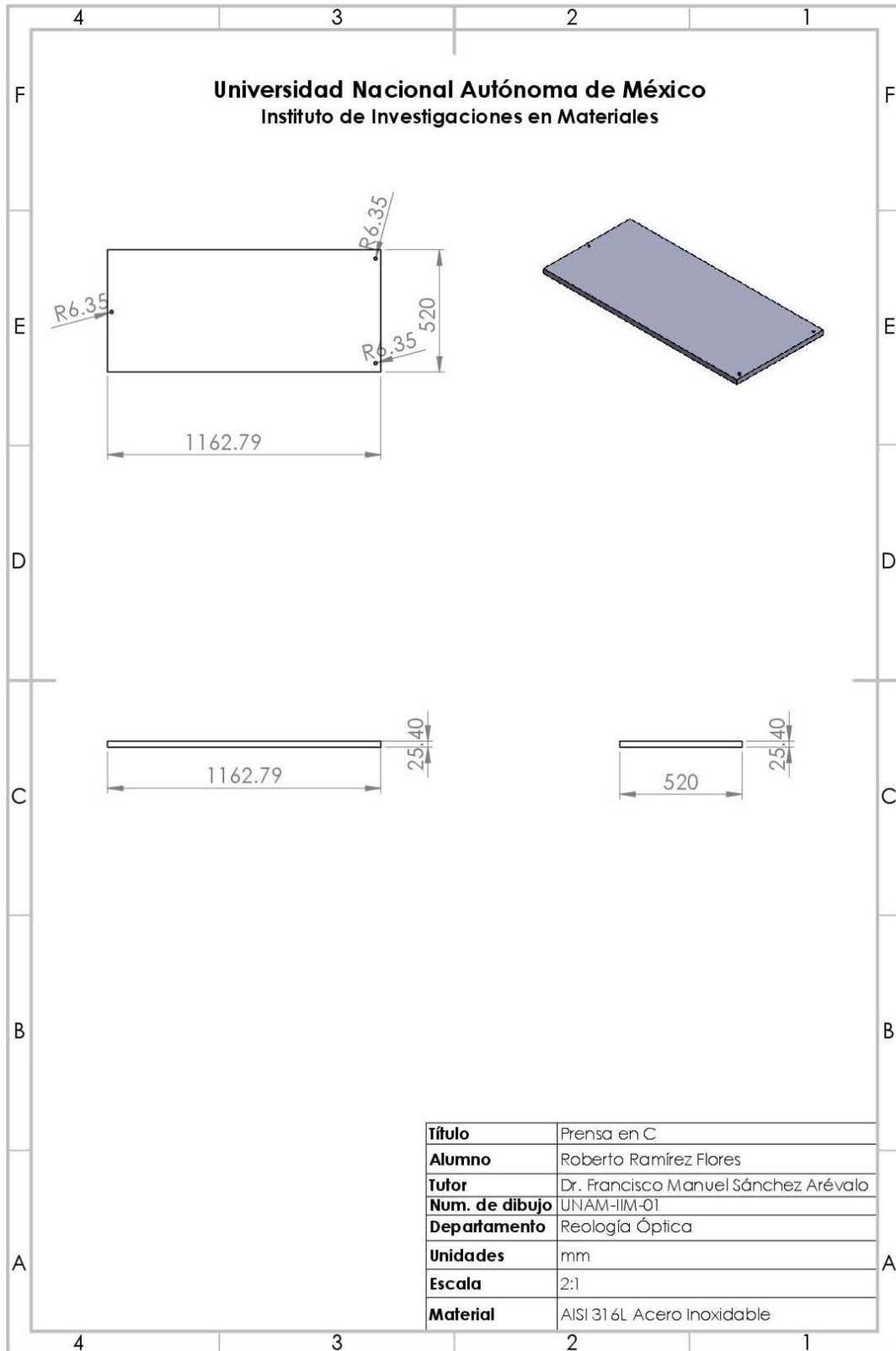
Planos

Componentes Vision Isostation Newport

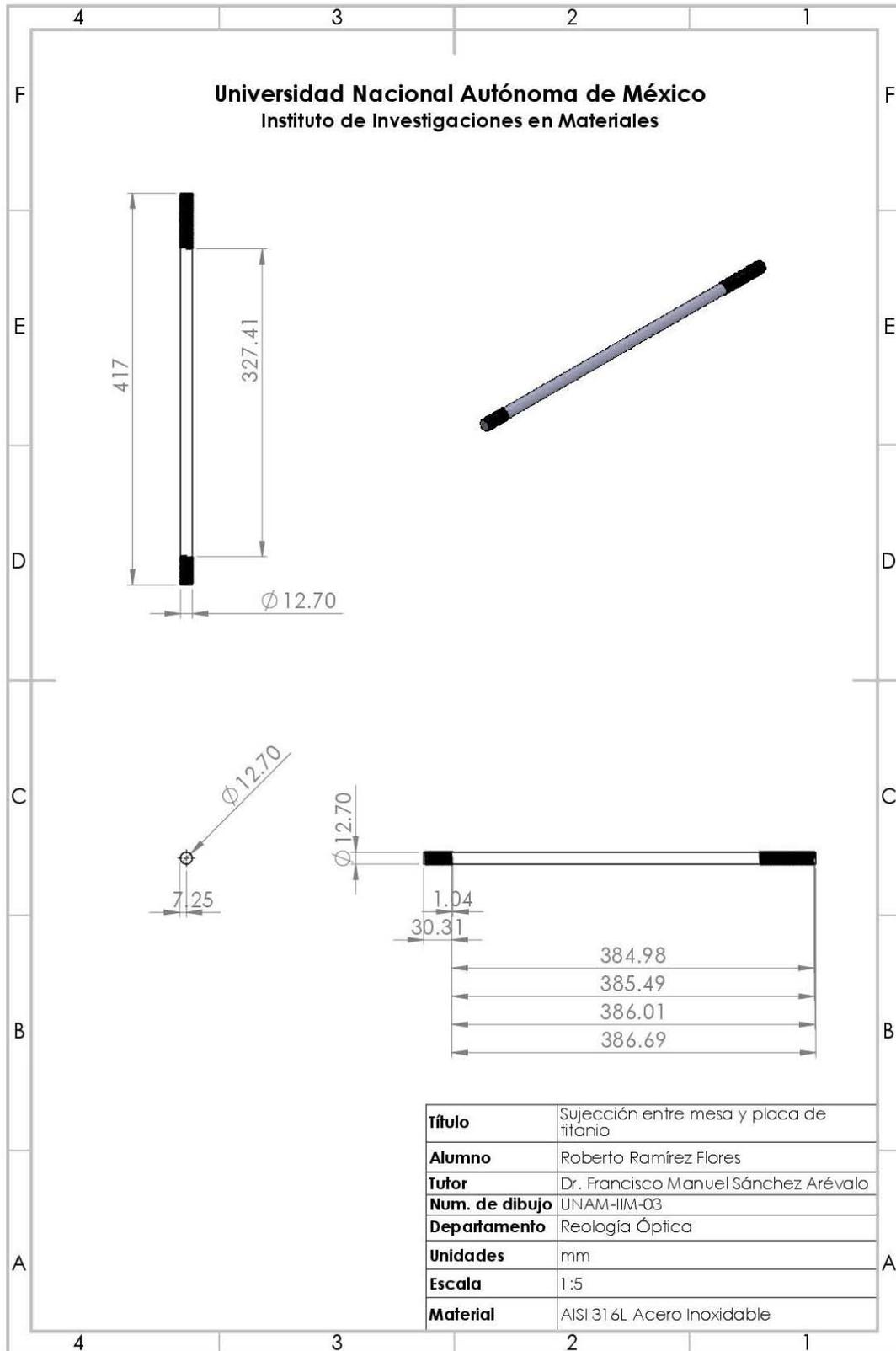
Prensa en C



Placa de titanio

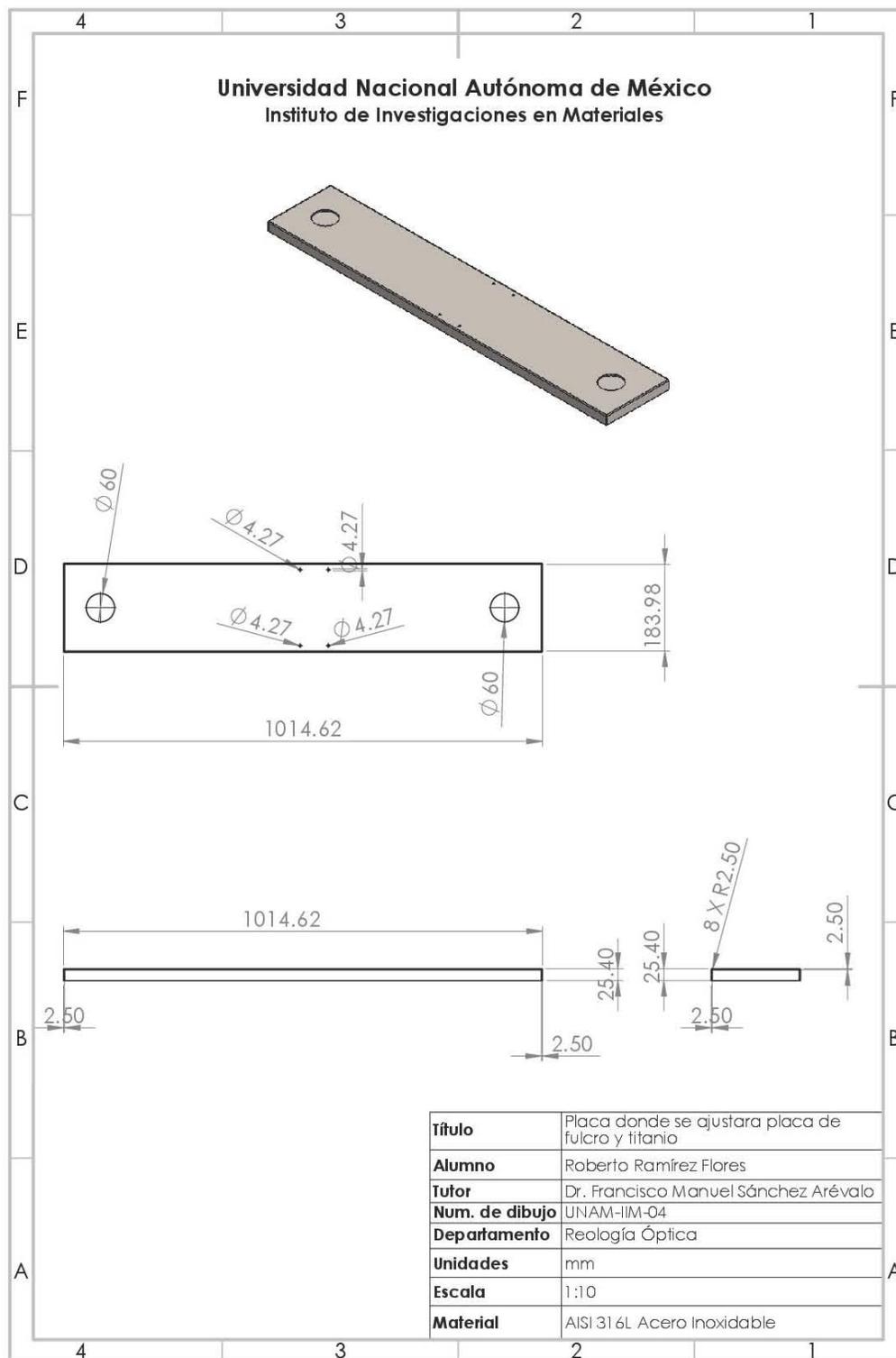


Sujección entre mesa y placa de titanio

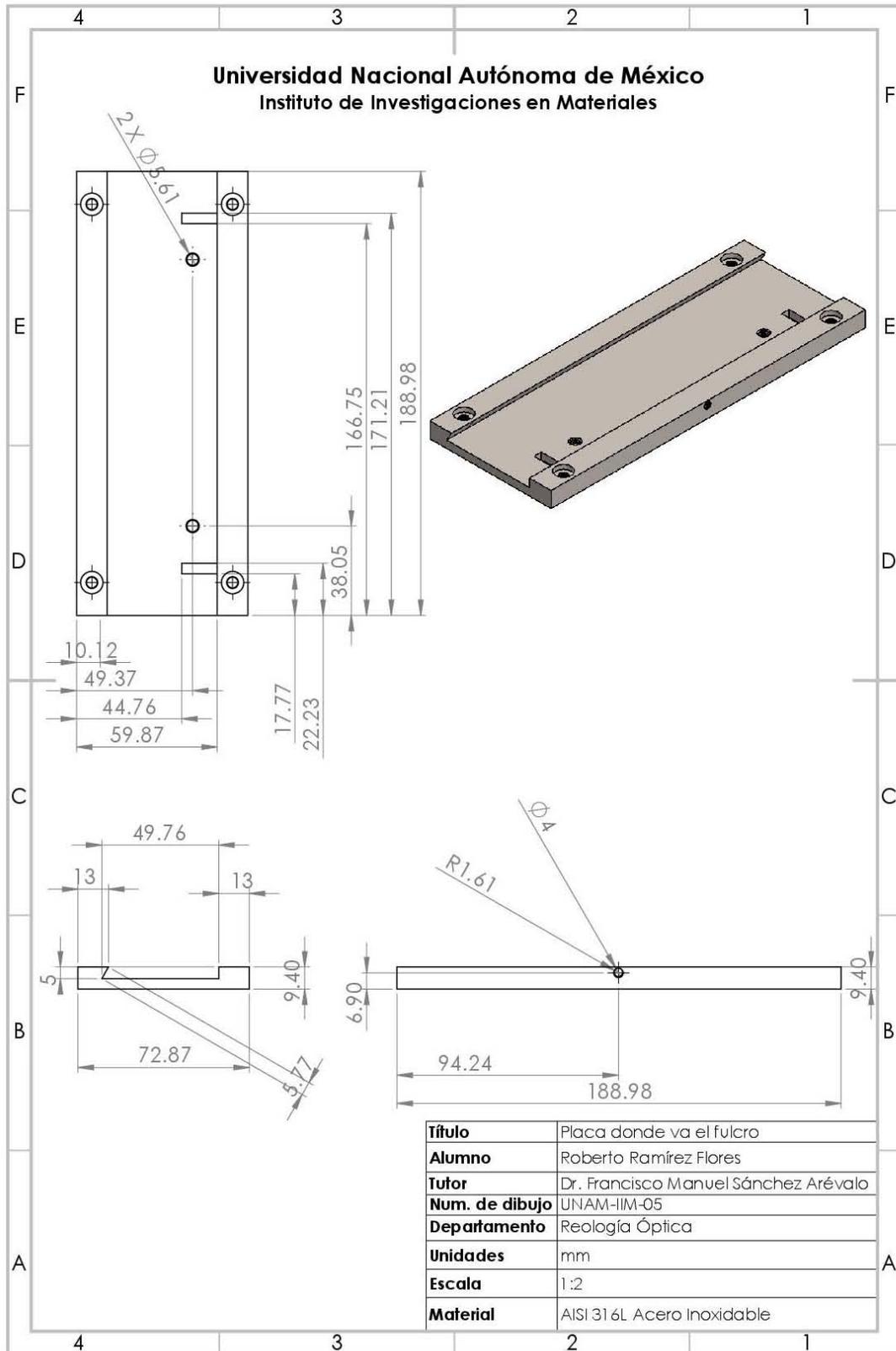


Componentes de la balanza

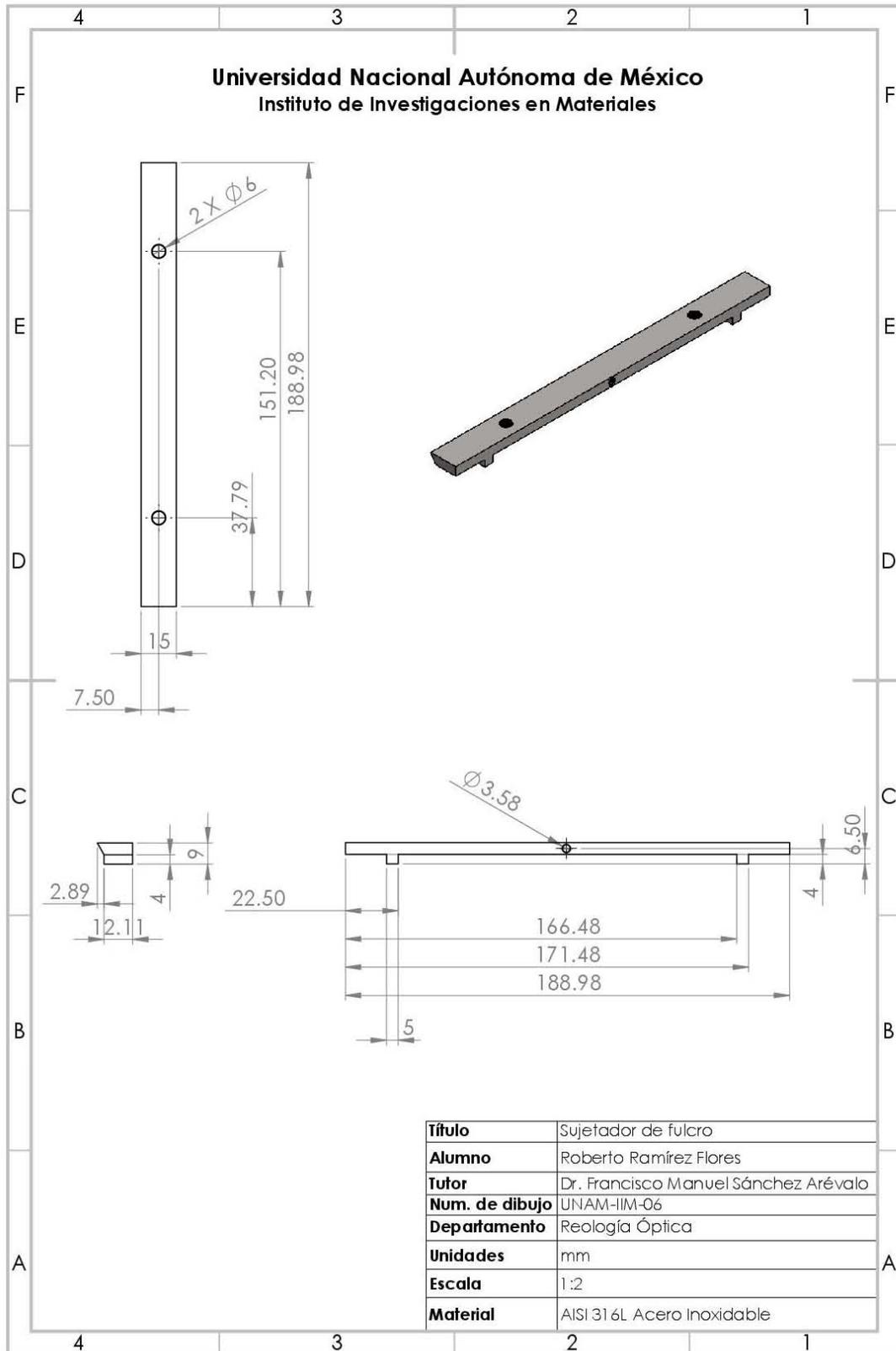
Placa donde se ajustara placa de fulcro y titanio



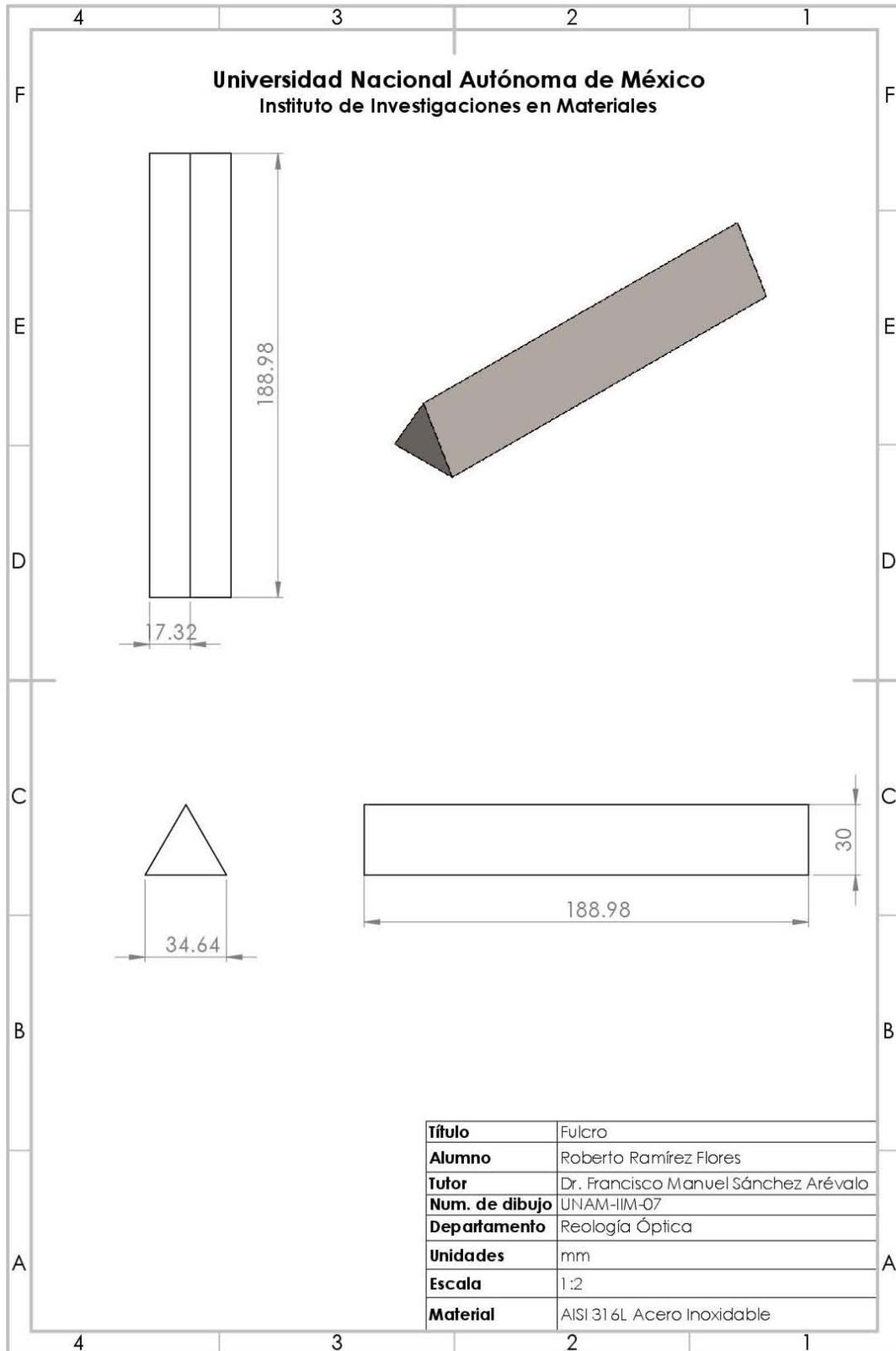
Placa donde va el fulcro



Sujetador de fulcro

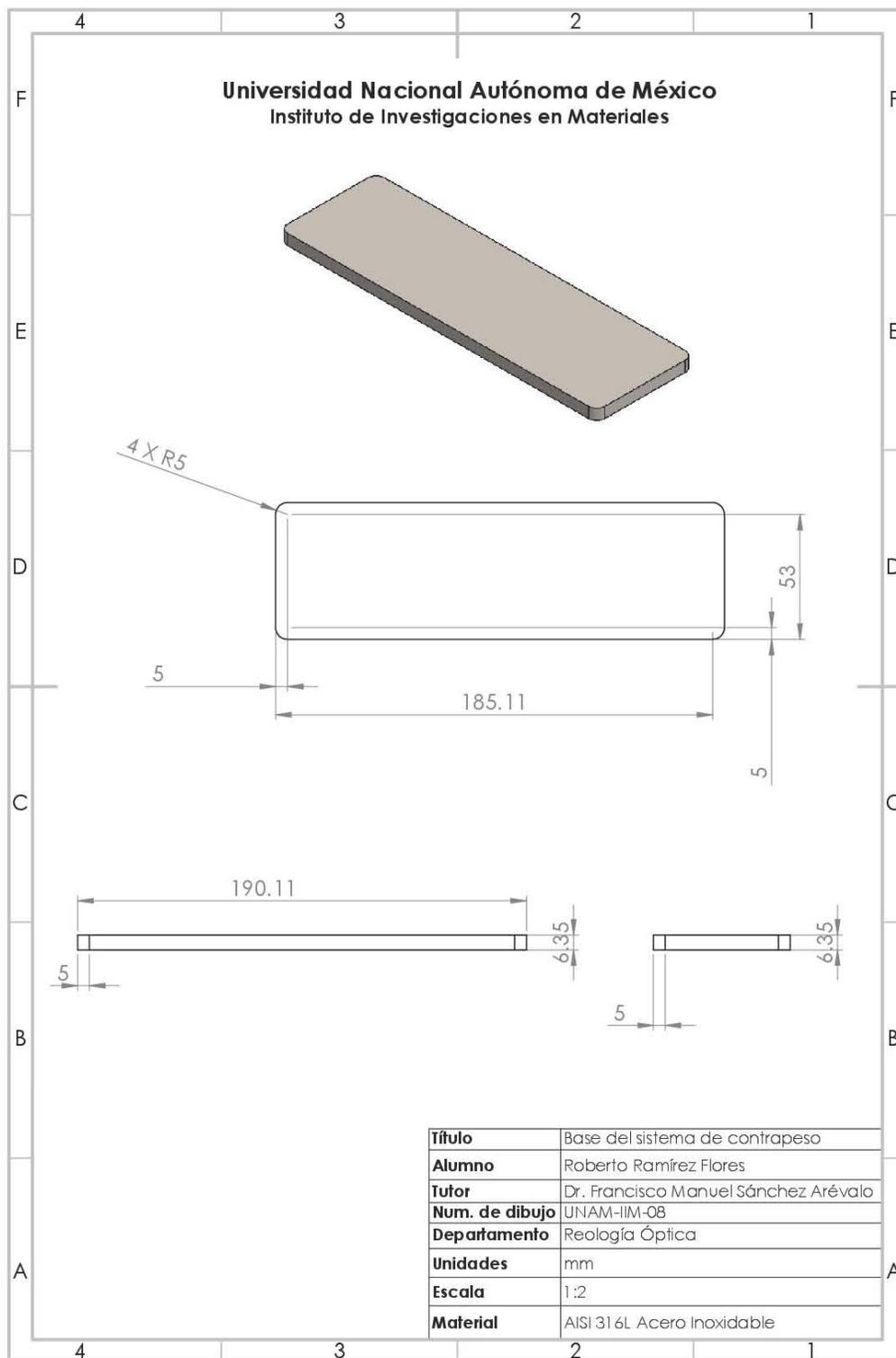


Fulcro

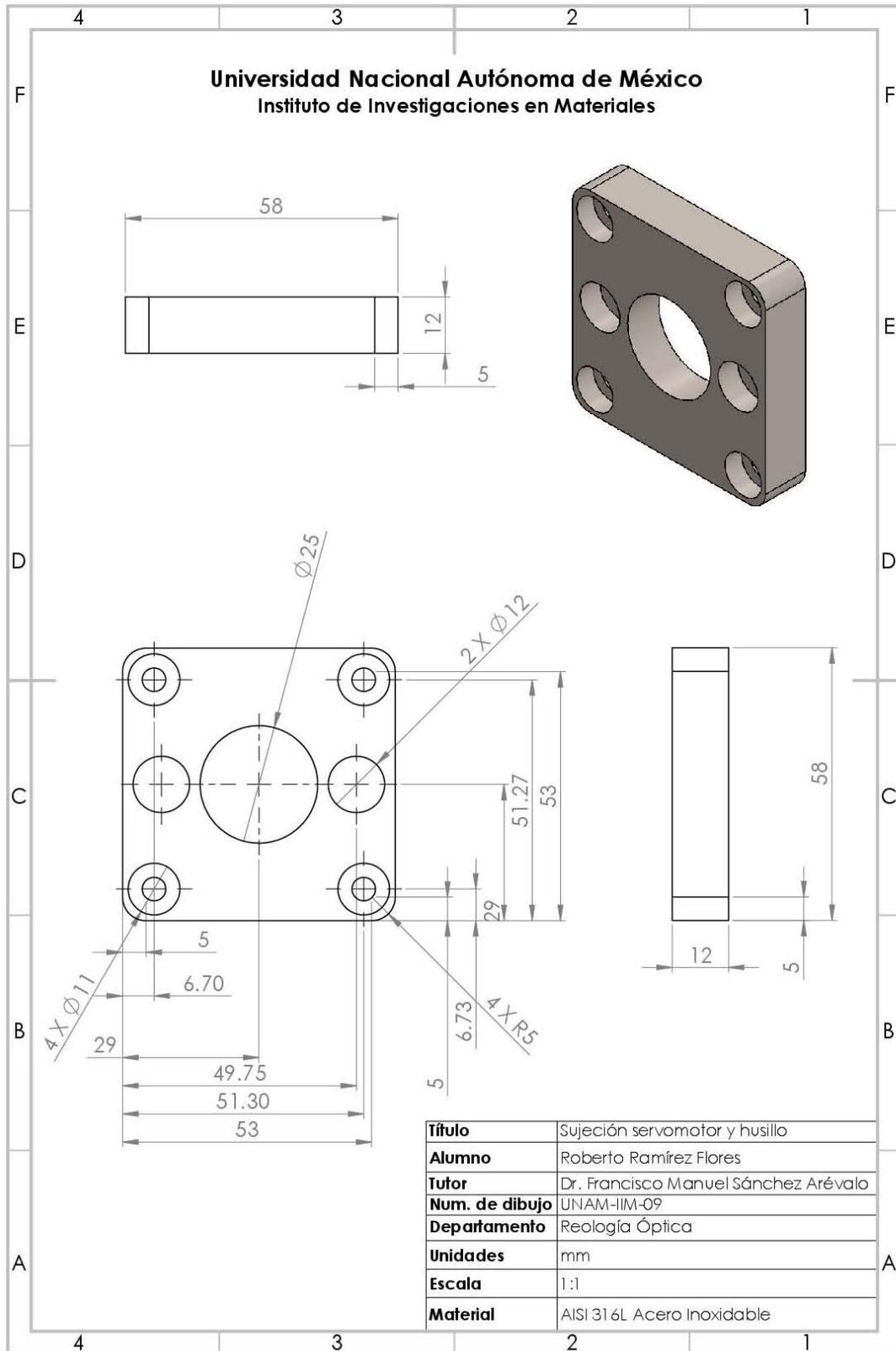


Componentes del sistema de contrapeso

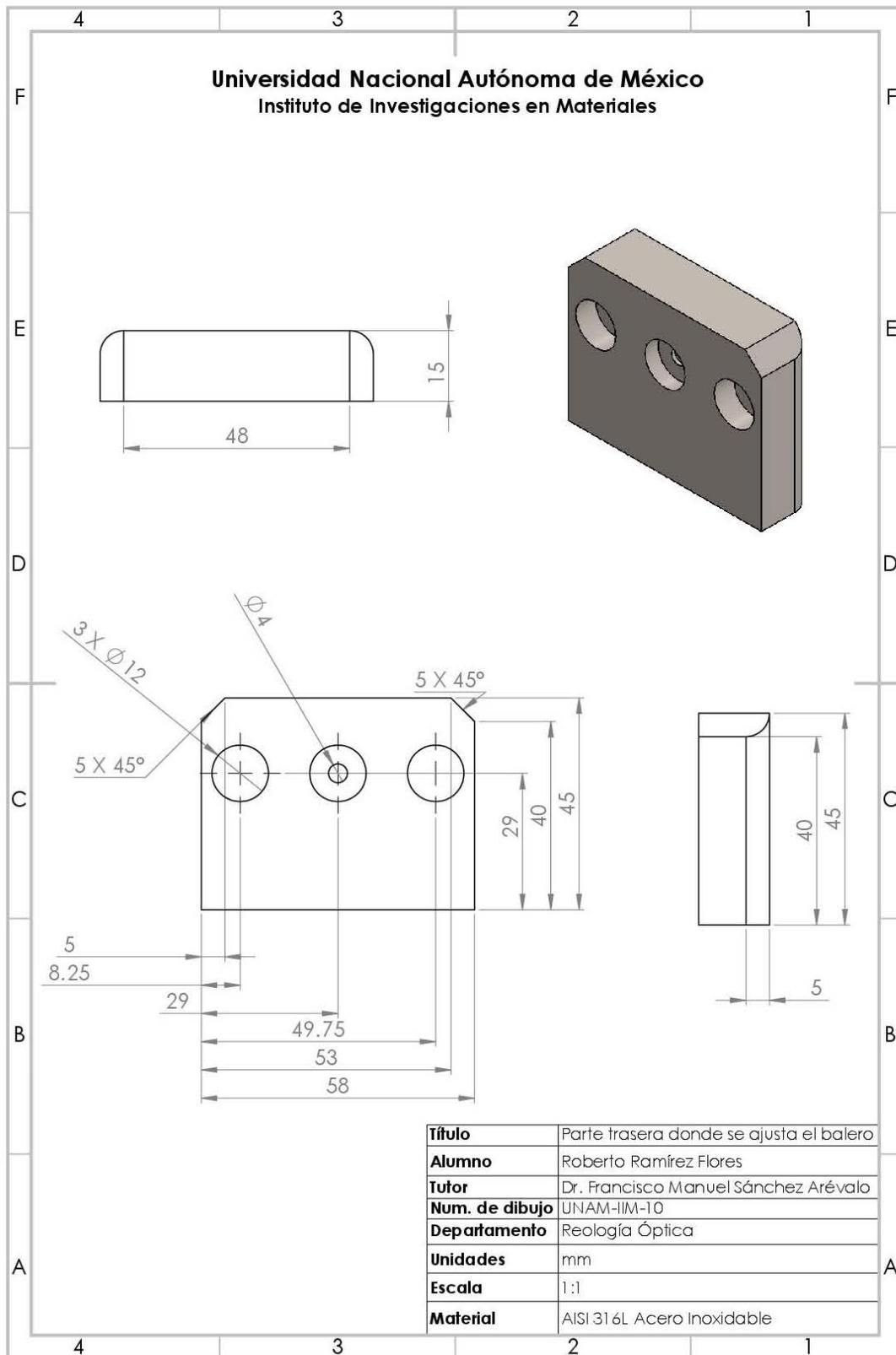
Base del sistema de contrapeso



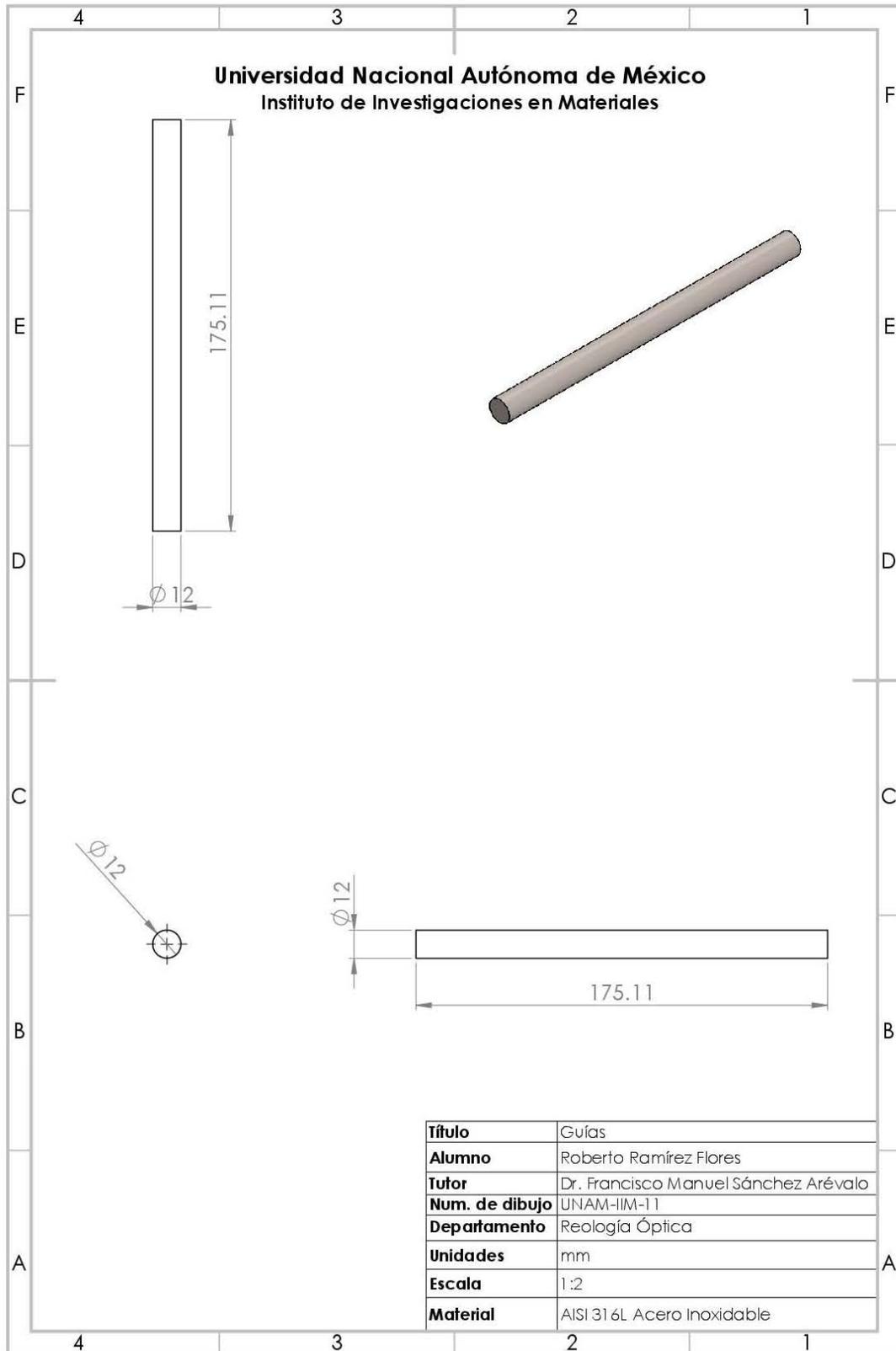
Sujeción servomotor y husillo



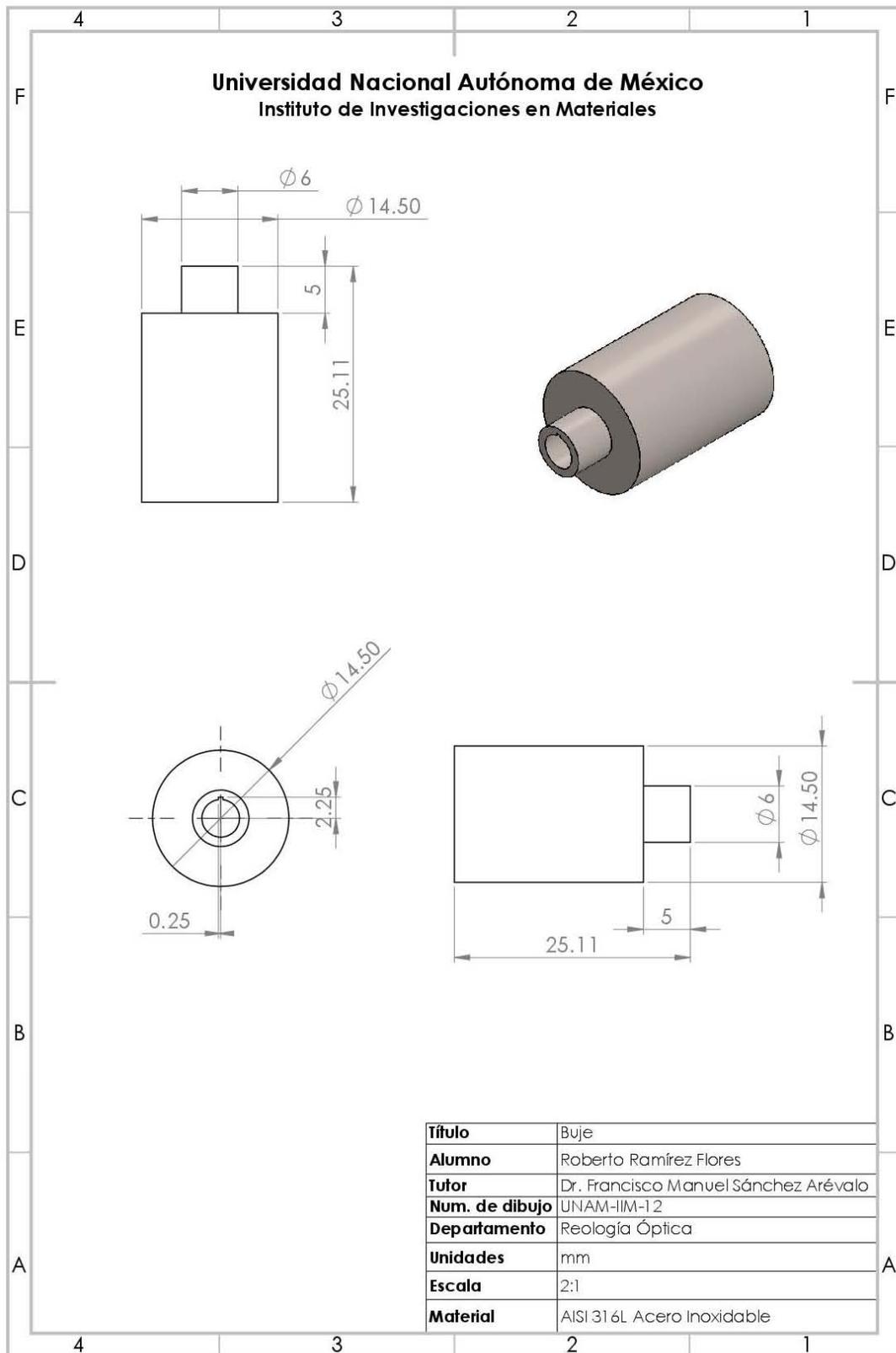
Parte trasera donde se ajusta el balero



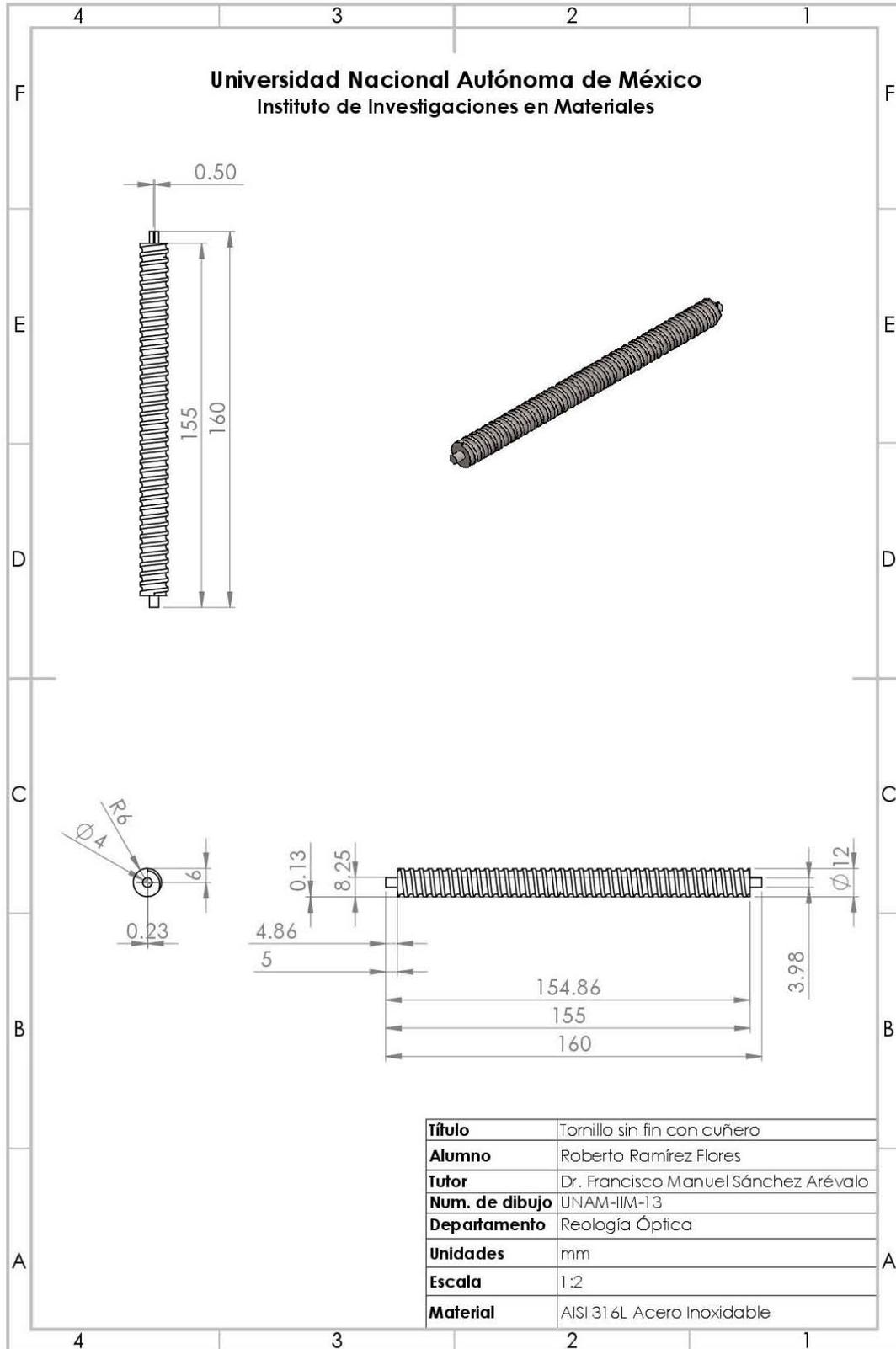
Guías



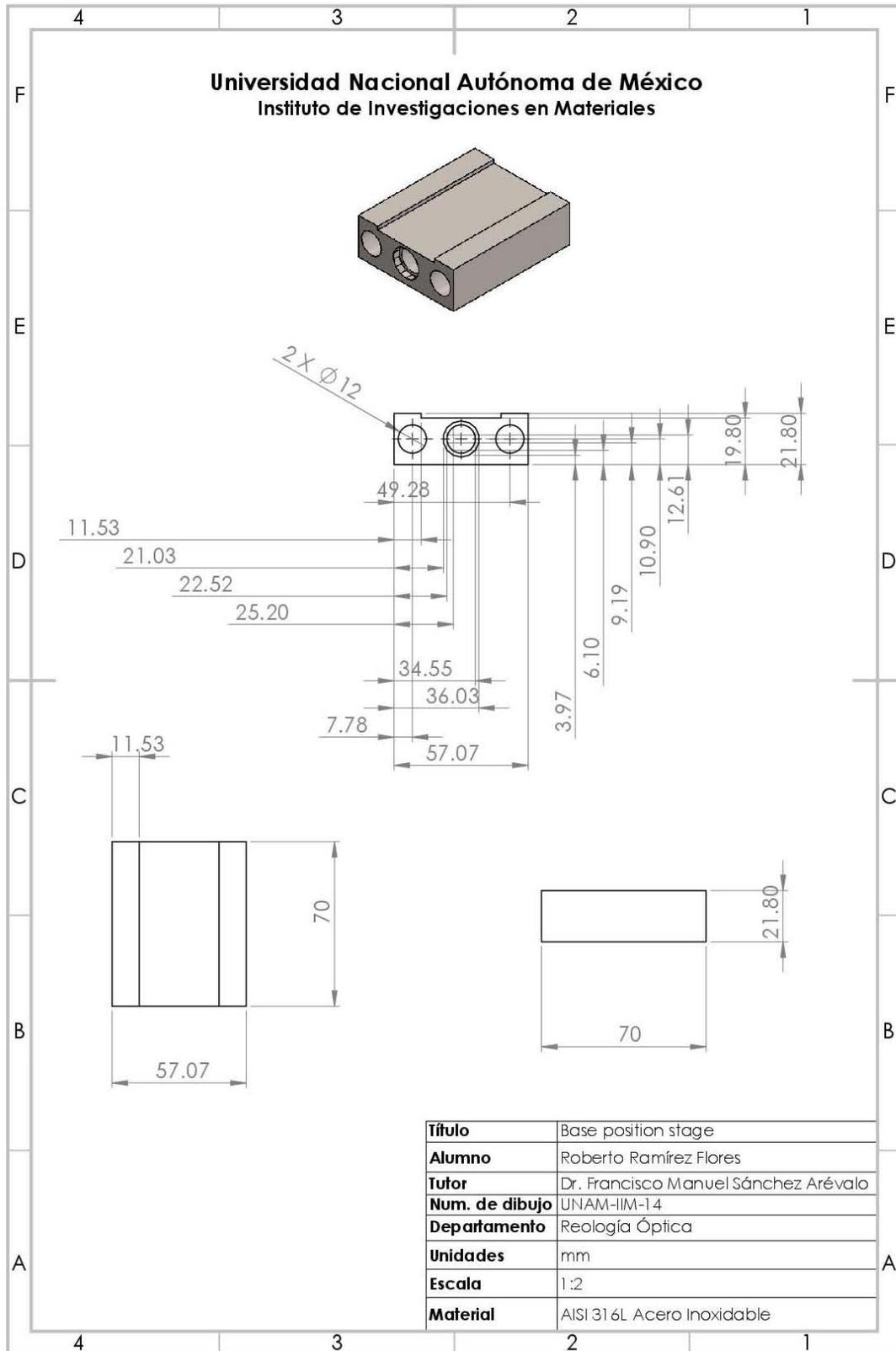
Buje



Tornillo sin fin con cuñero

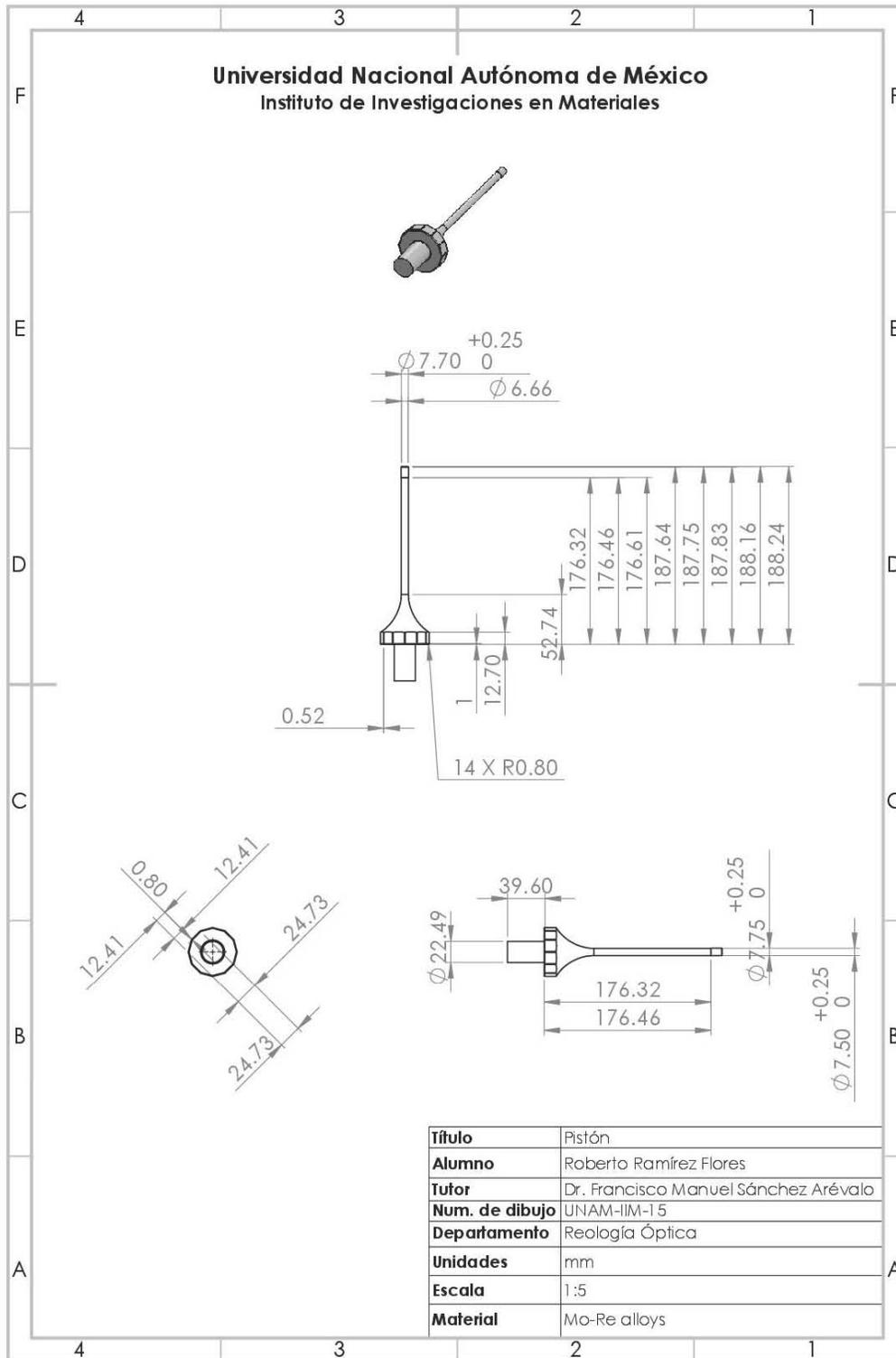


Base position stage

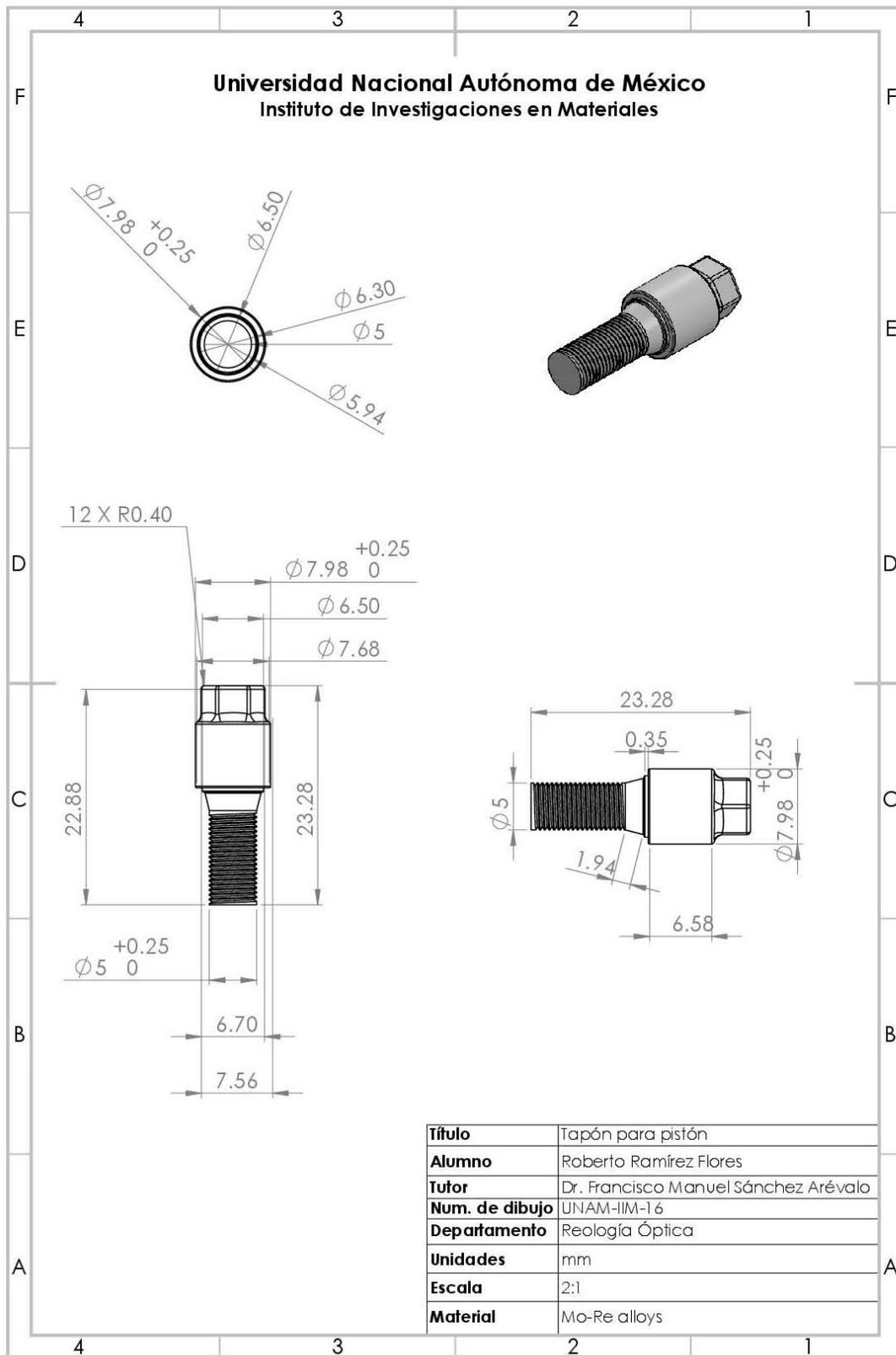


Componentes del pistón

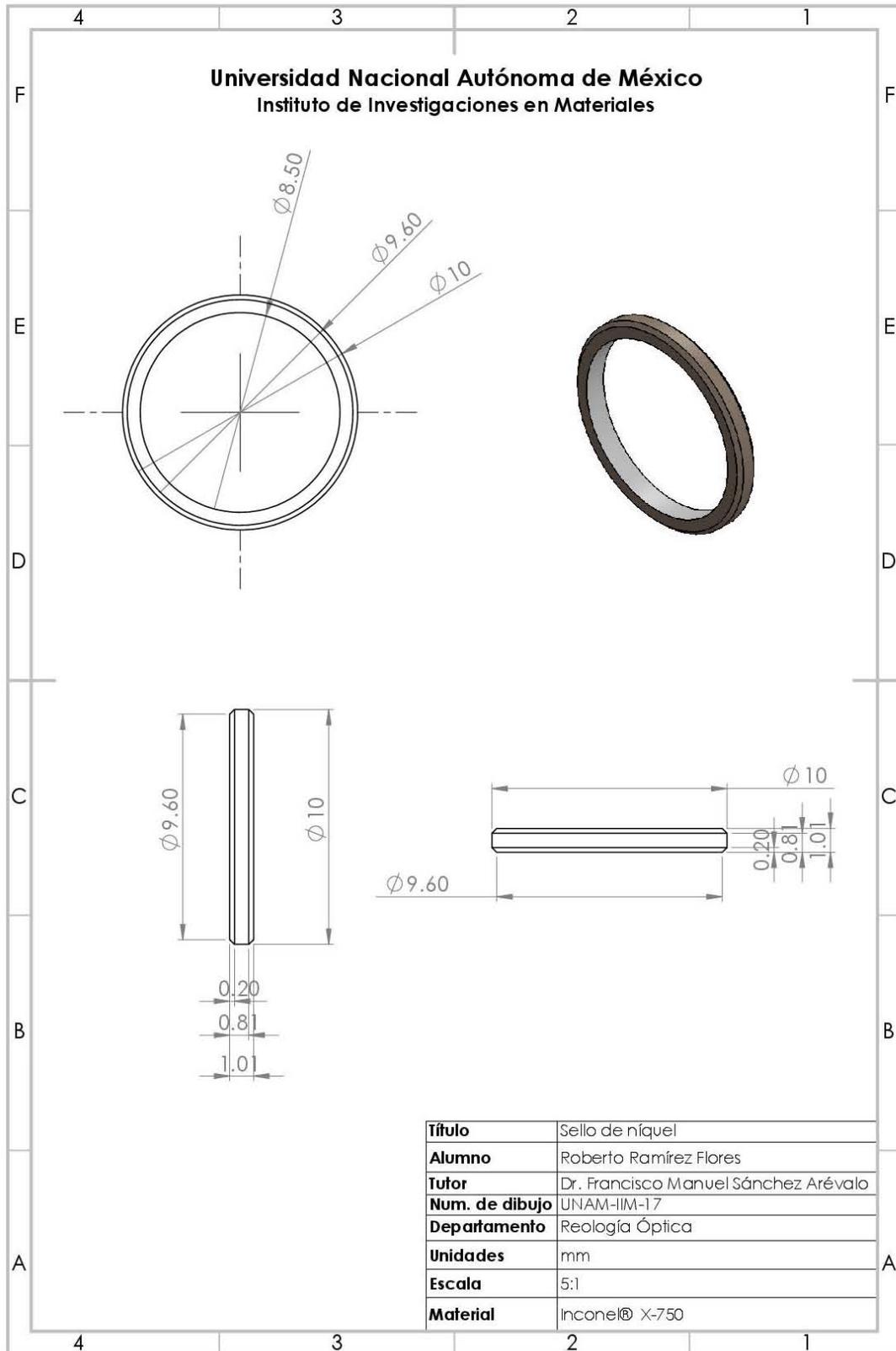
Pistón



Tapón para pistón

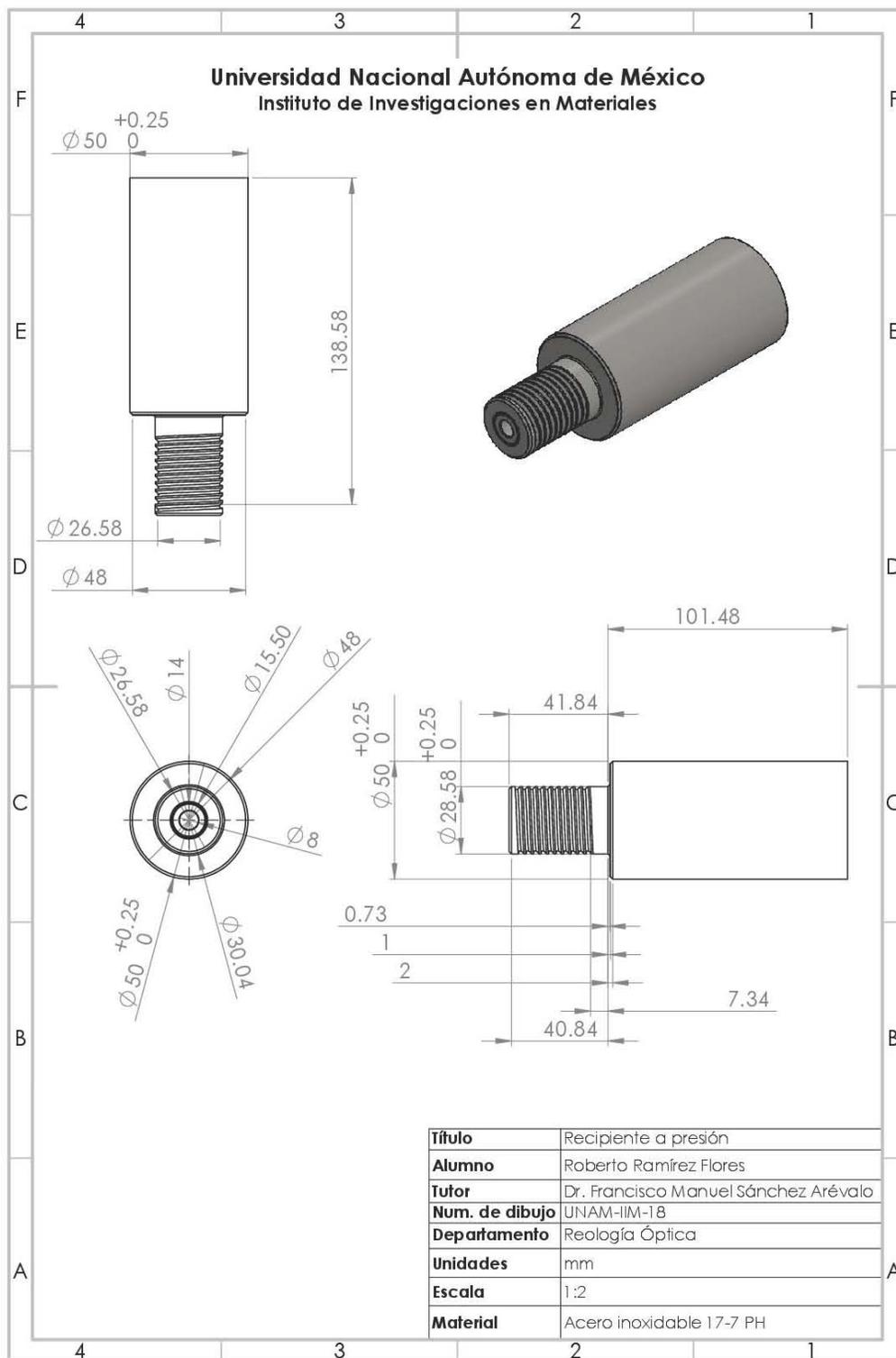


Sello de níquel



Componentes del sistema de alta presión

Recipiente a presión



Selección de la rosca del recipiente a presión

Para seleccionar el tipo de rosca y el número de hilo se recurrió a las normas del Instituto Nacional Estadounidense de Estándares, más conocido como ANSI o “American National Standards Institute”. Apegados a los criterios de aceptabilidad de la norma ANSI/ASME B1.3M-1992 (R2001) para aceptabilidad dimensional e hilos de los tornillos (UN, UNR, UNJ). Primerio se selecciona la serie de 8 hilos, esto debido a que la serie de 8 hilos (8-UN) es una serie de paso uniforme para grandes diámetros. Este tipo de serie fue diseñado para tornillos y tuercas de alta presión, ahora en la actualidad es ampliamente utilizado como un sustituto de la serie de rosca gruesa para diámetros mayores de 1 pulgada (Oberg, 2012). El tipo de rosca que se propone para el recipiente a presión es la rosca Buttres o en español conocida “rosca diente de sierra” como se muestra en la (Fig. A.1X), este tipo de rosca es usado en piezas mecánicas cuando la presión a ejercer actúa en un solo sentido o dirección. La sección de forma trapecoidal le da una gran resistencia al corte (Oberg, 2012).

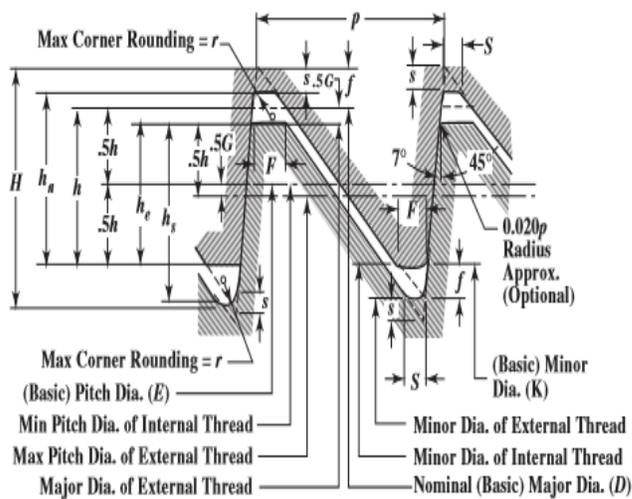


Figura A.1. Elementos de la rosca Buttres

Hilos por pulgadas	8
Paso, p	0.1250
Altura de la rosca afilada - V , $h = 0.6p$	0.0750
Altura del acoplamiento del hilo, $H = 0.89064p$	0.1113
Cresta truncada, $f = 0.14532p$	0.0182
Altura del hilo, h_s o $h_n = 0.66271p$	0.0828
Max. Truncamiento de raíz, $s = 0.0826p$	0.0103
Max. Radio de la raíz, $r = 0.0714p$	0.0089
Ancho de la cresta, $F = 0.16316p$	0.0204

Tabla A.9 Dimensiones básicas (in) de la norma ANSI B1.9-1973 (R2007) para ocho hilos por pulgada.

En la selección de la forma de rosca estándar 45°, se tiene en cuenta la norma ANSI B1.9-1973 (R2007), para la fabricación por fresado o torneado u otros medios adecuados. Todas las dimensiones están en pulgadas. En la tabla A.X se presenta las especificaciones del tornillo Buttres.

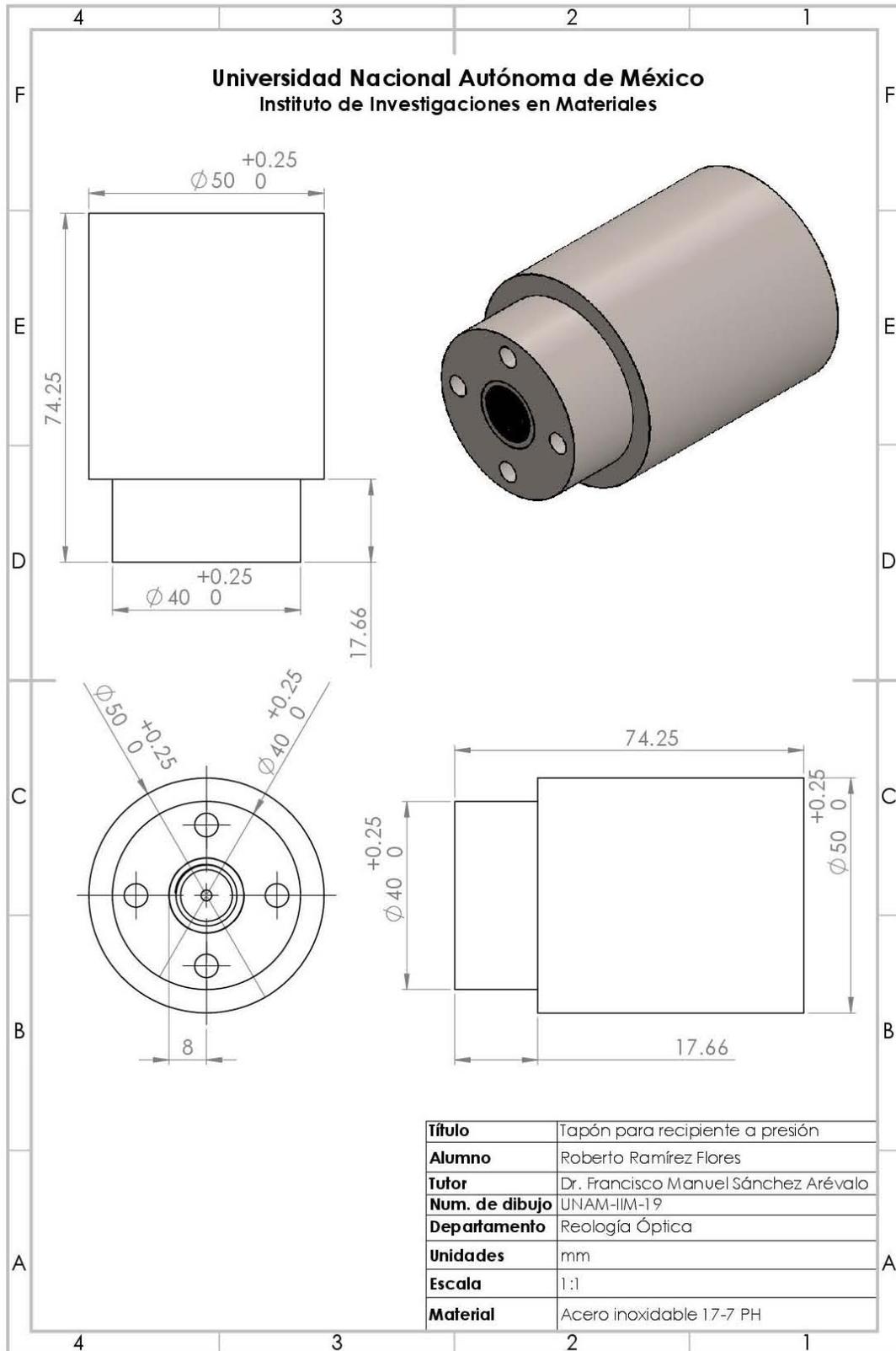
Tolerancia de la rosca Buttres para el recipiente a presión

Para que el roscado del recipiente a presión tenga un desempeño satisfactorio, se han aplicado tolerancias de fabricación de la norma ANSI B1.9-1973 (R2007). Las tolerancias de las dimensiones del tornillo de la rosca Buttres son las que se recomiendan y que se muestran en la tabla A.10 siguiente:

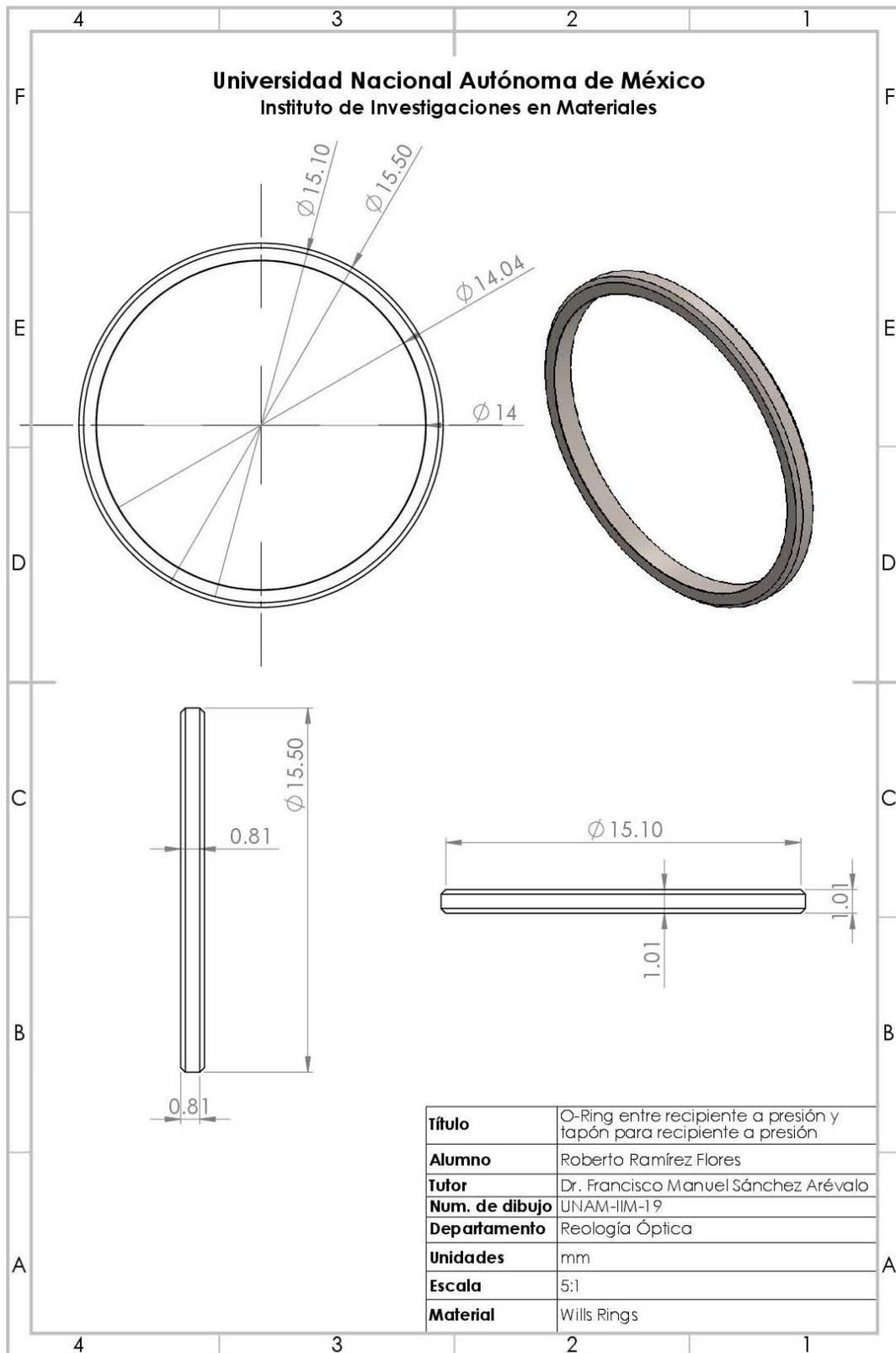
Elemento de la rosca	Max. Material	Min. Material
Paso	0.1250	
Altura de la rosca afilada - V	H = 0.11133	
Altura del acoplamiento del hilo	h = 0.075	
Radio de la raíz	$r = 8.92625 \times 10^{-3}$	$r = 4.4625 \times 10^{-3}$
Truncamiento de la raíz	s = 0.0103	Min. s = 0.5
Truncamiento de raíz para la forma de raíz plana	s = 0.0103	Min. s = 0.5
Ancho para la forma de la raíz	S = 0.0116	$S = 5.8 \times 10^{-3}$
Truncamiento de la cresta	$f = 0.018165$	
Ancho de la cresta	$F = 0.020395$	
Diámetro mayor	1.125	
Diámetro principal de la rosca interna	$D_n = 1.14$	Max. $D_n = 1.24$
Diámetro mayor del hilo externo	$D_s = 1.1183$	$D_s = 1.0888$
Diámetro de paso	8	
Diámetro de paso hilo interno	$E_n = 1.05$	$E_n = 1.07$
Diámetro de paso del hilo externo	$E_s = 1.04$	Min. $E_s = 1.01$
Altura del hilo de la rosca interna	$h_n = 0.0828$	
Altura del hilo del hilo externo	$h_s = 0.0828$	

Tabla A.10. Tolerancias de una rosca Buttres de ocho hilos por pulgada para el recipiente a presión del material 17-7 PH

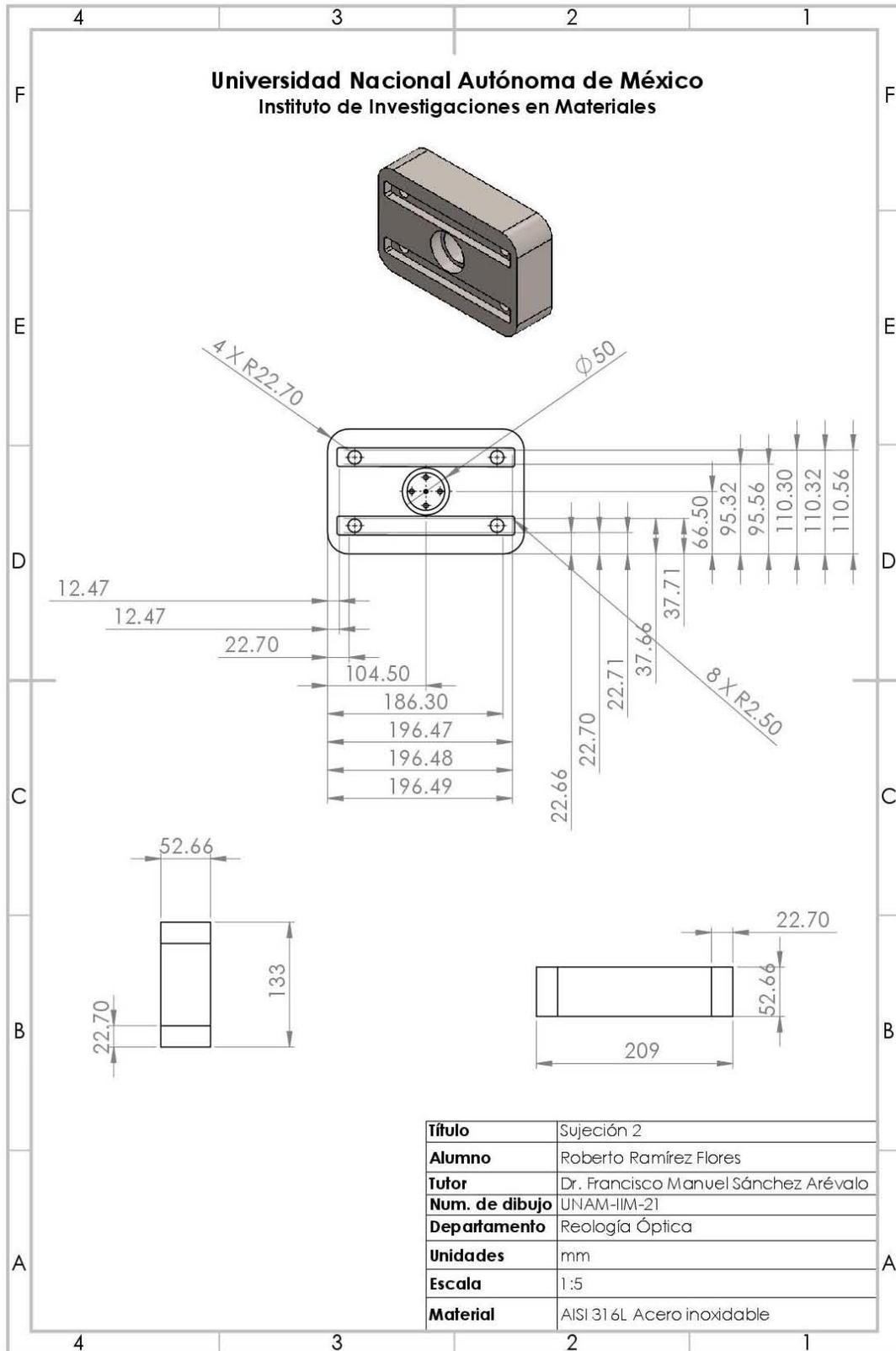
Tapón para recipiente a presión



Wills Rings entre recipiente a presión y tapón de recipiente a presión

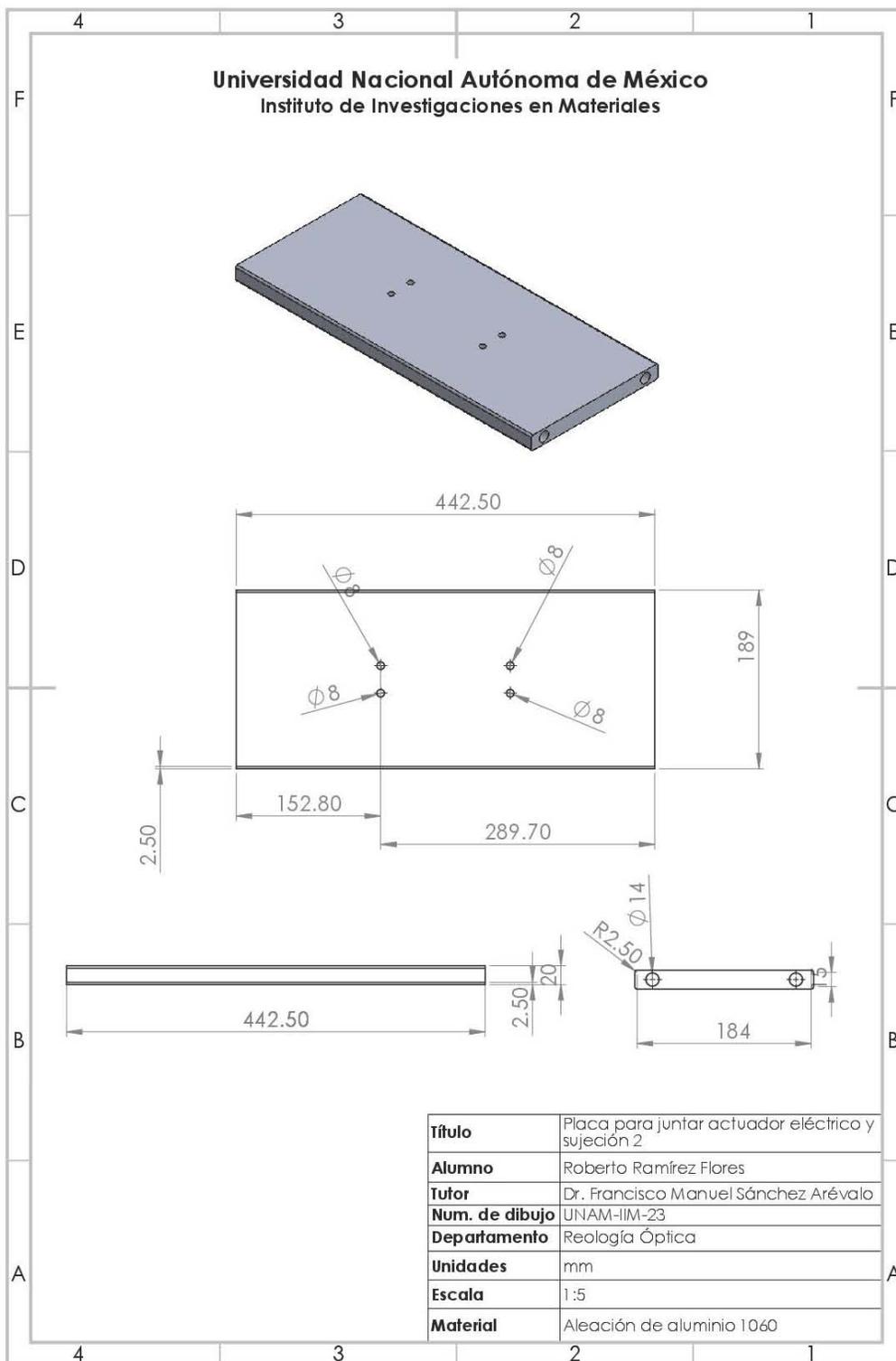


Sujeción del recipiente a presión

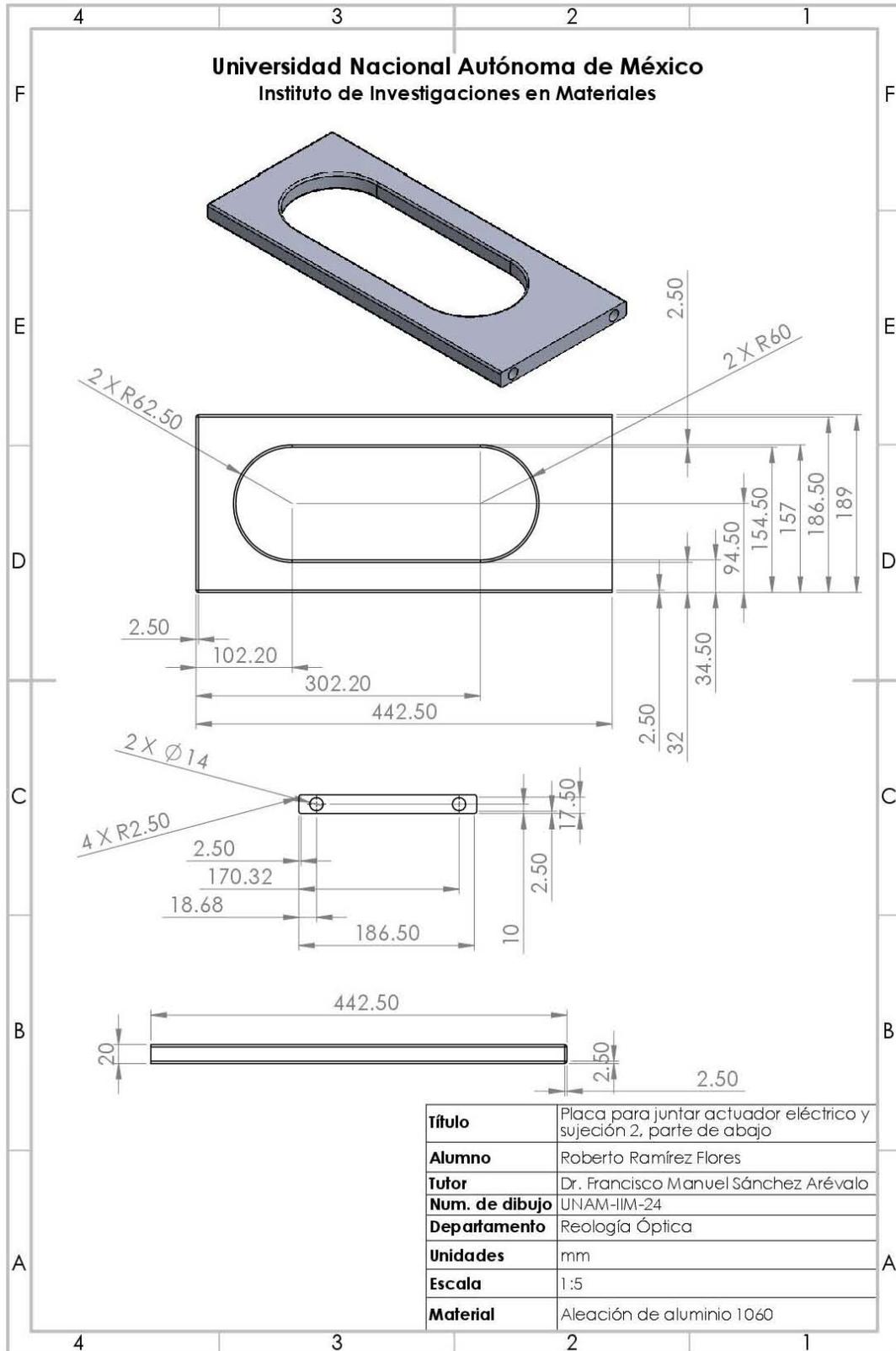


Accesorios del sistema de alta presión

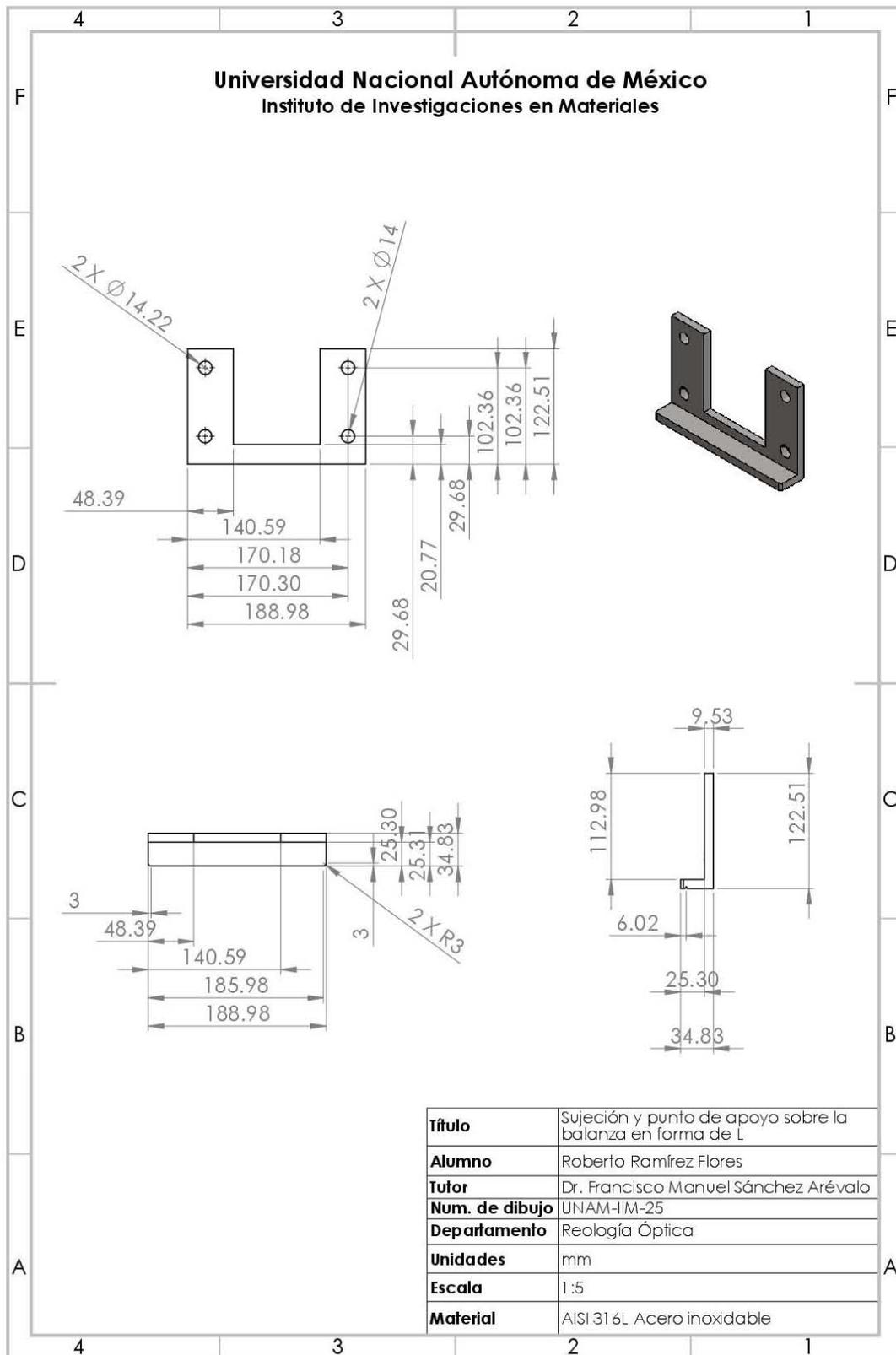
Placa para juntar actuador eléctrico y sujeción del recipiente a presión



Placa para juntar actuador eléctrico y sujeción del recipiente a presión, parte de abajo



Sujeción y punto de apoyo sobre la balanza en forma de L



Apéndice 2

Desarrollo de formulas

Deflexión de vigas

Las relaciones matemáticas entre las curvas de momento, pendiente y flexión con las cuales se pueden derivar las ecuaciones para una viga dada sometida a una condición de carga y sustentación.

La figura A.2 muestra un pequeño segmento de una viga en su forma recta inicial y en su forma flexionada. Los lados del segmento permanecen rectos conforme la viga se flexiona, pero giran con respecto a un punto del eje neutro (Beer & Johnston, 2012).

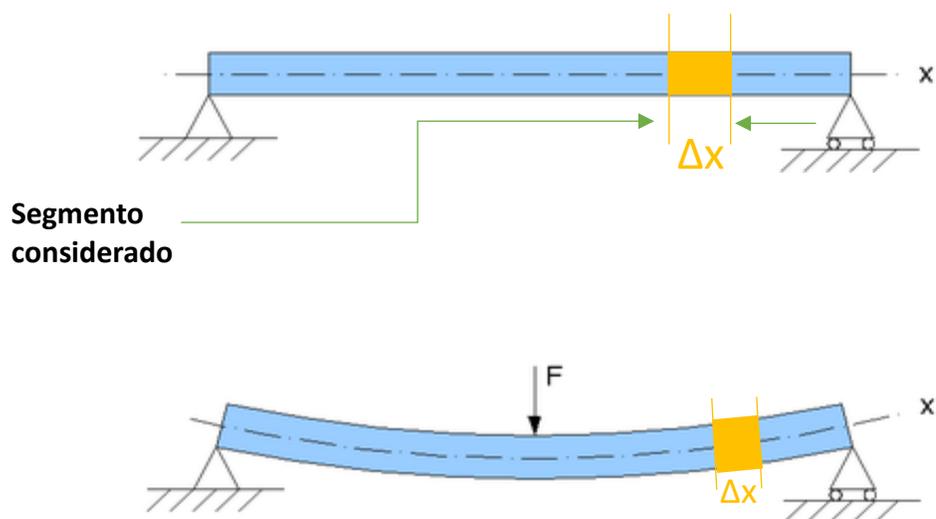


Figura A.2. Elemento sujeto a flexión pura

Los lados girados del segmento se intersectan en el centro de curvatura y forman el pequeño ángulo $d\theta$ (Fig. A.2).

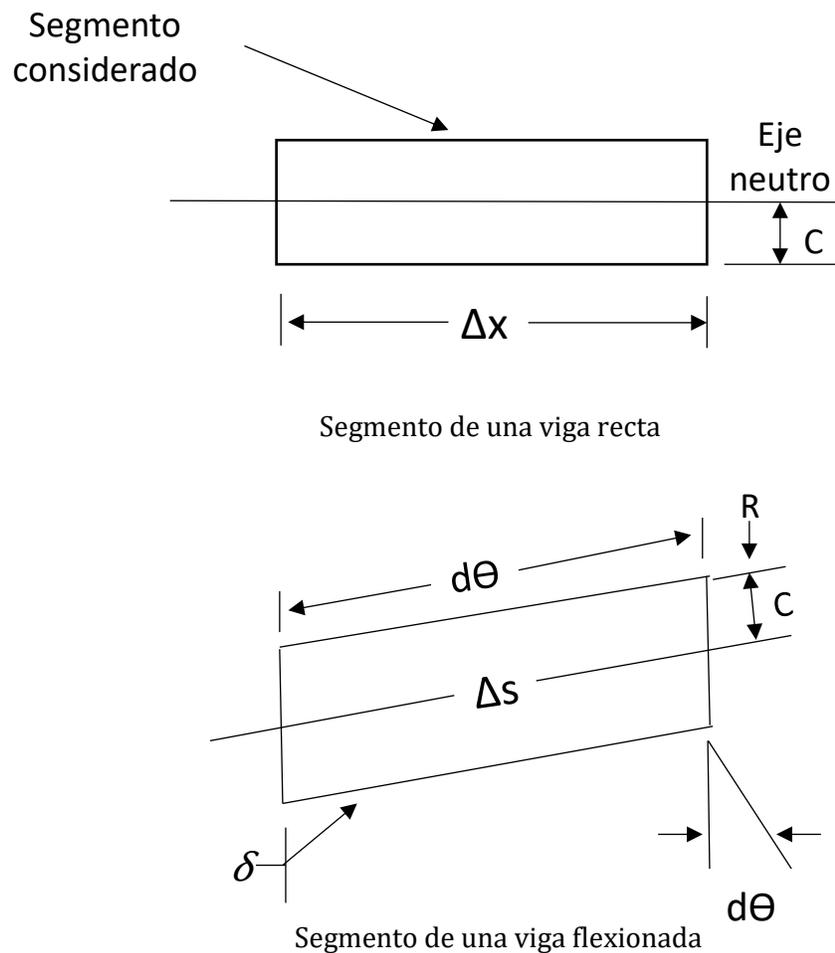


Figura A.3. Deformación respecto al eje neutro

Δs : Longitud del segmento en el eje neutro.

δ : Alargamiento de la línea de base del segmento que ocurre a medida que la viga se flexiona.

C : Distancia del eje neutro a la fibra más externa de la sección.

La definición del eje neutro establece que en el no ocurre deformación. Por eso la longitud Δs en el segmento de la viga flexionada es igual a la longitud Δx en el segmento no flexionado y se escribe como sigue:

$$\Delta x = R(d\theta) \quad (1)$$

Entonces

$$d\theta = \frac{\delta}{c}$$

$$d\theta = \frac{\Delta x}{R}$$

Si los valores de $d\theta$ se igualan, se obtiene

$$\frac{\delta}{c} = \frac{\Delta x}{R} \quad ; \quad \frac{c}{R} = \frac{\delta}{\Delta x}$$

Del lado derecho de la ecuación se ajusta a la definición de la deformación unitaria, ε .

Entonces

$$\varepsilon = \frac{C}{R}$$

Anteriormente se demostró

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Donde σ , el esfuerzo producido por flexión, se calcula con la fórmula de flexión

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Entonces

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{Mc}{EI}$$

Si esta ecuación se combina con $\varepsilon = \frac{c}{R}$, se obtiene

$$\frac{c}{R} = \frac{Mc}{EI}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{M}{EI}$$

En geometría analítica, el recíproco del radio de curvatura, $1/R$, se define como la curvatura denotada k , la letra griega minúscula k , kappa.

$$k = \frac{M}{EI} \tag{2}$$

La ecuación $k = \frac{M}{EI}$ indica que la curvatura aumenta a medida que se incrementa el momento flexionante, lo cual es lógico. Así mismo, la curvatura disminuye a medida que se incrementa la rigidez, EI , de la viga.

Otro principio de geometría analítica establece que si la ecuación de una curva se expresa como $y = f(x)$, es decir, “y” es una función de x, entonces la curvatura es (Beer & Johnston, 2012):

$$k = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (3)$$

Combinándose las ecuaciones se obtiene:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (4)$$

Distribución de esfuerzos en la sección transversal de una viga

Para representar el esfuerzo en algún punto de la sección transversal, podemos expresarlo en función del esfuerzo máximo teniendo en cuenta su variación lineal con la distancia al eje neutro. Si “y” denota esta distancia, podemos escribir una ecuación para el esfuerzo, σ , en cualquier punto como:

$$\sigma = \sigma_{max} \frac{y}{c} \quad \frac{y}{c} \text{ distancia respecto al eje neutro} \quad (5)$$

Derivación de la fórmula de flexión

Los esfuerzos, algunos de tensión y otros de compresión, tienden a producir fuerzas en la sección en la dirección axial. El equilibrio requiere que la suma de estas fuerzas sea cero. En general, la fuerza es igual al esfuerzo por el área. Como el esfuerzo varía con la posición en la sección transversal, habrá que examinar la fuerza en cualquier área infinitesimal, dA y luego sumar las fuerzas que actúan en todo el área mediante el proceso de integración. Estos componentes se demuestran analíticamente como sigue:

Condición de equilibrio $\Sigma F = 0$

Fuerza en cualquier elemento de área: $dA = \sigma dA$

Fuerza total en el área de la sección transversal:

$$\Sigma F = \int_A \sigma dA = 0 \tag{6}$$

Ahora se puede expresar el esfuerzo σ en cualquier punto en función del esfuerzo máximo de la ecuación pasada, teniendo $\Sigma F = \int_A \sigma dA = 0$ y sustituyendo:

$$\sigma = \sigma_{max} \frac{y}{c} \tag{7}$$

Donde y es la distancia del eje neutro al punto donde el esfuerzo es igual a σ .

$$\Sigma F = \int_A \sigma dA = \sigma_{max} \frac{y}{c} dA = 0$$

$$\Sigma F = \frac{\sigma_{max}}{c} \int_A y dA = 0$$

Ni σ_{max} , ni c es cero, así que el otro factor $\int_A y dA$.

$$\int_A y dA = \bar{Y}(A)$$

Donde \bar{Y} es la distancia del eje de referencia al centroide del área y A es el área total.

La derivación de la fórmula de flexión se basa en el principio de equilibrio, el cual requiere que la suma de los momentos con respecto a cualquier punto sea cero. Un momento flexionante M actúa en la sección cortada. Este debe ser equilibrado por el momento neto creado por el esfuerzo que actúa en la sección transversal. Pero el momento es el producto de la fuerza por la distancia del eje de referencia a la línea de acción de la fuerza. Tal como se expresó con anterioridad.

$$\Sigma F = \int_A \sigma dA = \sigma_{max} \frac{y}{c} dA$$

Si esta ecuación se multiplica por la distancia “ Y ” se obtiene el momento resultante de la fuerza que debe ser igual al momento flexionante interno M . Es decir

$$M = \Sigma F = \int_A \left[\underbrace{\sigma_{max} \frac{y}{c}}_{\text{Esfuerzo}} \right] \left[\underbrace{dA}_{\text{Área}} \right] \left[\underbrace{(y)}_{\text{Brazo de momento}} \right]$$

Fuerza cortante

Simplificando obtenemos

$$M = \frac{\sigma_{max}}{c} \int_A y^2 dA$$

Como:

$$I = \int_A y^2 dA$$

Entonces:

$$M = \frac{\sigma_{max}}{c} I$$

Despejando se obtiene

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (8)$$

Momento de inercia

La fórmula matemática del momento de inercia, se deriva de la definición. Un método aproximado implica el proceso de suma.

$$I = \Sigma y^2 (\Delta A) \quad (9)$$

ΔA = Área total dividida en muchas partes

y = distancia

y^2 = Este producto calcula cada una de las pequeñas partes pequeñas, seguido por la suma de todos estos productos.

Por lo tanto:

Para refinar el método de suma en la ecuación pasada, es el proceso de integración, la técnica matemática de sumar cantidades infinitesimales a través de toda un área.

$$I = \int y^2 dA \quad dA = \text{área infinitesimal pequeña} \quad (10)$$

Entonces:

- Considerando un plano de sección circular
- Asumimos el radio del círculo r

- Considerando dos ejes perpendiculares x y y

Modificando la ecuación

$$I_{zz} = \int r^2 dA$$

$$I_{zz} = \int_0^r x^2 2\pi x dx$$

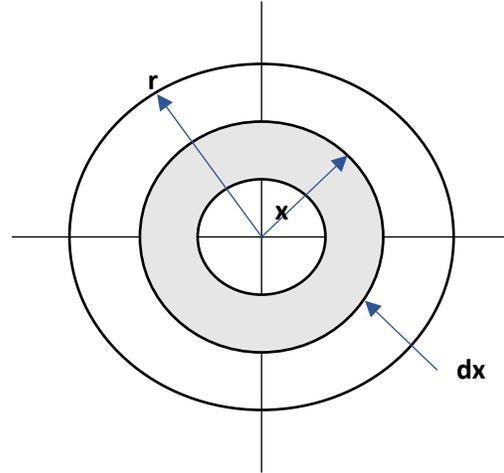
$$I_{zz} = \int 2\pi x^3 dx$$

$$I_{zz} = 2\pi \left[\frac{x^4}{4} \right]_0^r$$

$$I_{zz} = 2\pi \left[\frac{r^4}{4} \right] - 2\pi \left[\frac{0^4}{4} \right]$$

Como $r = \frac{d}{2}$

$$I_{zz} = \frac{\pi}{2} \left[\frac{d}{2} \right]^4$$



Entonces:

Aplicando teorema de los ejes perpendiculares

El teorema de los ejes perpendiculares puede ser usado para determinar el momento de inercia de un objeto rígido. Si I_x , I_y y I_z son los momentos de inercia de los ejes x , y , z . El teorema de los ejes perpendiculares dice:

$$I_{zz} = I_{xx} + I_{yy} \tag{11}$$

El teorema de los ejes perpendiculares nos dice que la suma de los momentos de inercia de una lámina plana respecto a dos ejes perpendiculares entre si y una contenida en el plano de la lámina es igual al momento de inercia respecto a un eje perpendicular a la lámina y que pasa por el punto de intersección de ambos ejes.

$$I_{zz} = I_{xx} + I_{yy}$$

$$I_{zz} = I_{xx} + I_{yy}$$

$$I_{zz} = 2I_{xx}$$

$$I_{xx} = \frac{I_{zz}}{2}$$

$$I_{xx} = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{1}{1}$$

$$I_{xx} = \frac{\pi d^4}{64} \tag{12}$$

Recipiente de pared gruesa

Ecuación de equilibrio

Derivando la ecuación diferencial de equilibrio que se aplica en cilindros de paredes gruesas. De la geometría y la nomenclatura mostrada en la (Fig. A.4a), las fuerzas que actúan en el elemento diferencial mostrado en la (Fig. A.4b).

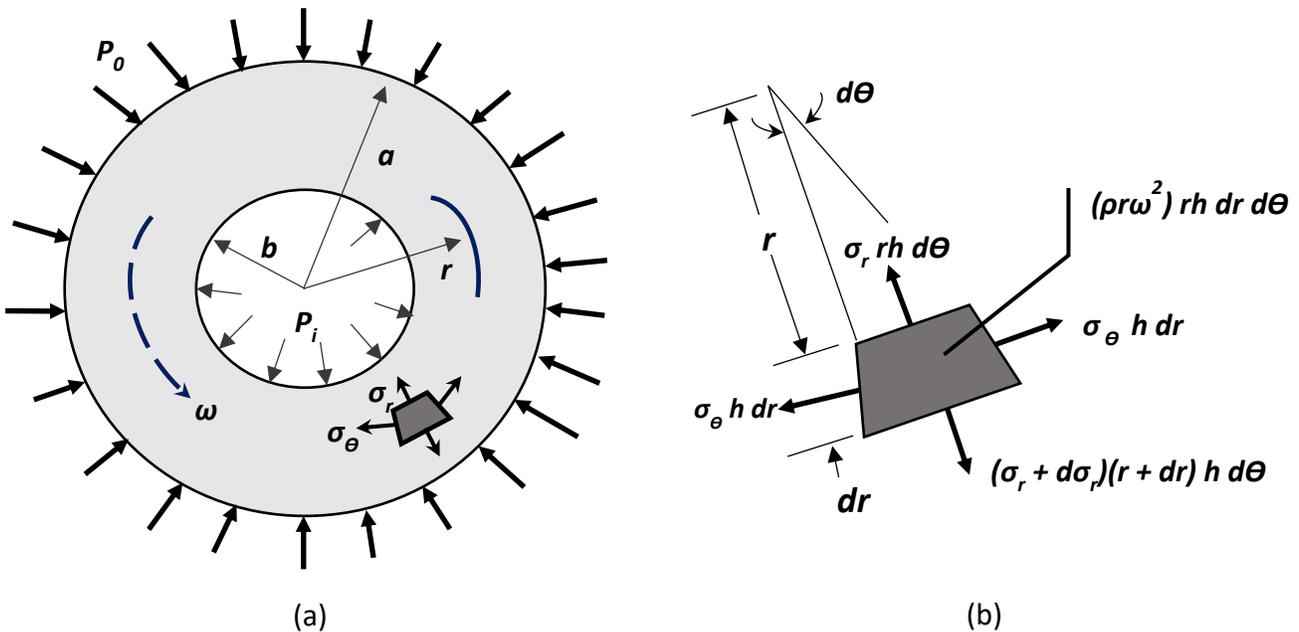


Figura A.4 (a) Sección transversal de un cilindro de pared gruesa, bajo presión interna P_i y presión externa P_o , o una vista en planta de un disco que gira con velocidad angular constante ω . (b) Fuerzas que actúan sobre un elemento diferencial de dimensiones $r d\theta$ por dr por h , Donde h es el espesor (constante) del disco o una longitud típica a lo largo del cilindro. La densidad de masa es ρ .

La densidad de masa es ρ , La fuerza corporal invertida por unidad de volumen, $\rho\omega^2r$, Es causada por la rotación de la velocidad angular ω . Los esfuerzos σ_r y σ_θ son funciones de r , Pero nada varía con θ , y los esfuerzos cortantes $\tau_{r\theta}$ es cero. La fuerza radial en el radio $r + dr$ Difiere de la fuerza radial en el radio r porque σ_r es una función de r porque la superficie exterior de volumen tiene un área mayor. Las dos fuerzas circunferenciales $\sigma_\theta h dr$ ejercen un efecto hacia dentro de $\sigma_\theta h dr d\theta$ Porque incluyen el pequeño ángulo $d\theta$ entre ellos (Robert D. Cook, 1998). Acordando, para el equilibrio de la fuerza radial.

$$-\sigma_r h r d\theta + (\rho\omega^2 r) r h r d\theta + (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) h d\theta - \sigma_\theta h d r d\theta = 0 \quad (13)$$

$$-\sigma_r h r d\theta + (\rho\omega^2 r) r h r d\theta + \sigma_r h r d\theta + h\sigma_r d r d\theta + h\sigma_r d r d\theta + h r d_{\sigma_r} d\theta + h r d_{\sigma_r} d r d\theta - \sigma_\theta h d r d\theta = 0$$

- *Dividiendo por hr*

$$\frac{-\sigma_r h r d\theta + (\rho\omega^2 r) r h r d\theta + \sigma_r h r d\theta + h\sigma_r d r d\theta + h\sigma_r d r d\theta + h r d_{\sigma_r} d\theta + h r d_{\sigma_r} d r d\theta - \sigma_\theta h d r d\theta}{hr} = 0$$

$$(\rho\omega^2 r) d r d\theta + \frac{\sigma_r d r d\theta}{r} + d\sigma_r d\theta + d_{\sigma_r} d r d\theta - \frac{\sigma_\theta d r d\theta}{r} = 0$$

- *Dividiendo por dr*

$$\frac{(\rho\omega^2 r) d r d\theta}{dr} + \frac{\sigma_r d r d\theta}{r dr} + \frac{d\sigma_r d\theta}{dr} + \frac{d_{\sigma_r} d r d\theta}{dr} - \frac{\sigma_\theta d r d\theta}{r dr} = 0$$

$$(\rho\omega^2 r) d\theta + \frac{\sigma_r d\theta}{r} + \frac{d\sigma_r}{dr} d\theta + d\sigma_r - \frac{\sigma_\theta d\theta}{r} = 0$$

Dividiendo por dθ

$$\frac{(\rho\omega^2 r) d\theta}{d\theta} + \frac{\sigma_r d\theta}{r d\theta} + \frac{d\sigma_r d\theta}{d r d\theta} + \frac{d\sigma_r d\theta}{d\theta} - \frac{\sigma_\theta d\theta}{r d\theta} = 0$$

$$(\rho\omega^2 r) + \frac{\sigma_r}{r} + \frac{d\sigma_r}{dr} + d\sigma_r - \frac{\sigma_\theta}{r} = 0$$

$d\sigma_r =$ Se desprecia porque es infinitesimal

Después de reunir términos, descartar el producto de tres diferenciales, y dividir por hr , dr y $d\theta$ se obtiene la ecuación 14

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r = 0 \quad (14)$$

Ecuación de equilibrio para cilindros axialmente simétricos y para disco con espesor constante.

Formulas de esfuerzos elásticos

Sustituyendo dentro de las relaciones de esfuerzo-deformación, Para el caso de homogeneidad, isotropía, elasticidad lineal, temperatura uniforme, nosotros obtenemos

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \quad (15)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \quad (16)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{d^2u}{dr^2} - \nu \frac{u}{r} \right)$$

Sustituyendo en

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r &= 0 \\ \frac{E}{1-\nu^2} \left[\frac{d^2u}{dr^2} - \nu \frac{u}{r^2} \right] + \frac{\frac{E}{1+\nu^2} \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) - \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right)}{r} + \rho\omega^2 r &= 0 \\ \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{d^2u}{dr^2} - \nu \frac{u}{r^2} + \frac{1}{r} \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} - \frac{u}{r} - \nu \frac{du}{dr} \right) \right\} + \rho\omega^2 r &= 0 \\ \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{d^2u}{dr^2} - \nu \frac{u}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r^2} - \frac{u}{r^2} - \frac{\nu du}{r dr} \right\} + \rho\omega^2 r &= 0 \\ \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} - \frac{\nu du}{r dr} \right\} &= -\rho\omega^2 r \\ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} - \frac{\nu du}{r dr} &= -\frac{1-\nu^2}{E} \rho\omega^2 r \\ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} &= -\frac{1-\nu^2}{E} \rho\omega^2 r \\ \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] &= \frac{1-\nu^2}{E} \rho\omega^2 r \\ \int d \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] &= \frac{1-\nu^2}{E} \rho\omega^2 \int r dr \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{d}{dr}(ur) &= \frac{(1-v^2)}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{2} + C_1 \\ \frac{d}{dr}(ur) &= \frac{(1-v^2)}{E} \rho \omega^2 \frac{r^3}{2} + C_1 r \\ \int d(ur) &= \int \left[\left(\frac{1-v^2}{E} \right) \rho \omega^2 \frac{r^3}{2} + C_1 r \right] dr \\ ur &= \frac{(1-v^2)}{E} \rho \omega^2 \frac{r^4}{8} + C_1 \frac{r^2}{2} + C_2 \\ u &= C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^3}{8} \\ \frac{du}{dr} &= C_1 - \frac{C_2}{r^2} - 3 \left[\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] \end{aligned}$$

Sustituyendo en

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left(\frac{du}{dr} + v \frac{u}{r} \right) \\ \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left\{ C_1 - \frac{C_2}{r} - 3 \left[\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] + \frac{v}{r} \left(C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^3}{8} \right) \right\} \\ \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left\{ C_1 - \frac{C_2}{r^2} - 3 \left[\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] + v \left(C_1 + \frac{C_2}{r^2} - \frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right) \right\} \\ \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left\{ (1+v)C_1 - \frac{1-v}{r^2} C_2 - 3 \left[\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] + v \left[-\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] \right\} \\ \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left\{ (1+v)C_1 - \frac{1-v}{r^2} C_2 \right\} - \frac{3\rho\omega^2 r^2}{8} + \frac{v\rho\omega^2 r^2}{8} \\ \sigma_r &= \frac{E}{1-v^2} \left\{ (1+v)C_1 - \frac{1-v}{r^2} C_2 \right\} - \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 r^2 \end{aligned} \quad (17)$$

Sustituyendo estas dos ecuaciones

$$\begin{aligned} u &= C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^3}{8} \\ \frac{du}{dr} &= C_1 - \frac{C_2}{r^2} - 3 \left[\frac{1-v^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] \end{aligned}$$

En

$$\begin{aligned}
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \\
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{1}{r} \left[C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] + \nu \left[C_1 - \frac{C_2}{r^2} - 3 \left(\frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right) \right] \right\} \\
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \left[C_1 + \frac{C_2}{r^2} - \frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right] + \nu \left[C_1 - \frac{C_2}{r^2} - 3 \left(\frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right) \right] \right\} \\
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ (1+\nu)C_1 + \frac{1-\nu}{r^2} C_2 - \frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} + \nu \left[-3 \left(\frac{1-\nu^2}{E} \rho \omega^2 \frac{r^2}{8} \right) \right] \right\} \\
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ (1+\nu)C_1 + \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right\} - \frac{\rho \omega^2 r^2}{8} - \frac{3\nu \rho \omega^2 r^2}{8} \\
\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu)C_1 + \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right] - \frac{1+3\nu}{8} \rho \omega^2 r^2 \tag{18}
\end{aligned}$$

Recipiente pared gruesa bajo presión

$$\sigma_r = -P_i \text{ en } r = b$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ (1+\nu)C_1 - \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right\} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r^2$$

$$-P_i = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ (1+\nu)C_1 - \frac{1-\nu}{b^2} C_2 \right\} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2$$

$$-\frac{P_i(1-\nu^2)}{E} = (1+\nu)C_1 - \frac{1-\nu}{b^2} C_2 - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2$$

$$C_1(1+\nu) = \frac{1-\nu}{b^2} C_2 + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E}$$

$$C_1 = \frac{1}{(1+\nu)} \left[\frac{1-\nu}{b^2} C_2 + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \right]$$

Sustituyendo en con las siguientes condiciones $\sigma_r = -P_o$ **y** $r = a$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ (1+\nu)C_1 - \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right\} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r^2$$

Con las siguientes condiciones $\sigma_r = -P_o$ **y** $r = a$

$$-P_o = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \left\{ (1+\nu) \frac{1}{(1+\nu)} \left[\frac{1-\nu}{b^2} C_2 + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \right] - \frac{1-\nu}{a} C_2 \right\} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 a^2 \right\}$$

$$-P_o = \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{1-\nu}{b^2} C_2 + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} - \frac{1-\nu}{a^2} C_2 \right\} - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 a^2$$

$$\begin{aligned}
 -P_o &= \frac{E}{1-\nu^2} \left\{ \frac{1-\nu}{b^2} C_2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} - \frac{1-\nu}{a^2} C_2 \right\} \\
 -P_o &= \frac{1-\nu}{b^2} C_2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} - \frac{1-\nu}{a^2} C_2 & \left| \begin{array}{l} \frac{1-\nu}{b^2} - \frac{1-\nu}{a^2} \\ \left[\frac{a^2(1-\nu)-b^2(1-\nu)}{a^2b^2} \right] C_2 \end{array} \right. \\
 -\frac{P_o(1-\nu^2)}{E} &= \frac{a^2(1-\nu)-b^2(1-\nu)}{a^2b^2} C_2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \\
 C_2 \frac{a^2(1-\nu)-b^2(1-\nu)}{a^2b^2} &= \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} - \frac{P_o(1-\nu^2)}{E} \\
 C_2 \frac{a^2(1-\nu)-b^2(1-\nu)}{a^2b^2} &= \frac{1-\nu^2}{E} (P_i - P_o) \\
 C_2(1-\nu)(a^2-b^2) &= \frac{1-\nu^2}{E} (P_i - P_o) a^2 b^2 \\
 C_2 &= \frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \tag{19}
 \end{aligned}$$

Determinar C_1

$$\begin{aligned}
 C_1 &= \frac{1}{(1+\nu)} \left[\frac{1-\nu}{b^2} C_2 + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \right] \\
 C_1 &= \frac{1}{(1+\nu)} \left\{ \frac{1-\nu}{b^2} \left[\frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} + \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 b^2 - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \right] \right\} \\
 C_1 &= \frac{1}{(1+\nu)} \left\{ \frac{1-\nu}{b^2} \left[\frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} - \frac{P_i(1-\nu^2)}{E} \right] \right\} \\
 C_1 &= \frac{1-\nu}{Eb^2} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} - \frac{P_i(1-\nu)}{E} \\
 C_1 &= \frac{1-\nu}{E} \frac{a^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} - \frac{P_i(1-\nu)}{E} \\
 C_1 &= \frac{1-\nu}{E} \left[\frac{a^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} - P_i \right] \\
 C_1 &= \frac{1-\nu}{E} \left[\frac{a^2 (P_i - P_o) - P_i (a^2 - b^2)}{a^2 - b^2} \right] \\
 C_1 &= \frac{1-\nu}{E} \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} \tag{20}
 \end{aligned}$$

Sustituyendo C1 y C2 en:

$$\begin{aligned}
 \sigma_r &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu)C_1 - \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right] - \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 r^2 \\
 \sigma_r &= (1+\nu) \frac{1-\nu}{E} \left[\frac{a^2(P_i - P_o) - P_i(a^2 - b^2)}{a^2 - b^2} \right] - \frac{1-\nu}{r^2} \frac{1+\nu}{E} \left[\frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \right] \\
 \sigma_r &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[\frac{1-\nu^2}{E} \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} - \frac{1-\nu^2}{r^2 E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \right] \\
 \sigma_r &= \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} - \frac{1}{r^2} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \\
 \sigma_r &= \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} - \frac{1}{r^2} \frac{a^2 b^2 P_i - a^2 b^2 P_o}{a^2 - b^2} \\
 \sigma_r &= \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{P_o a^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \tag{21}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu)C_1 + \frac{1-\nu}{r^2} C_2 \right] - \frac{1+3\nu}{8} \rho \omega^2 r^2 \\
 \sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[(1+\nu) \frac{1-\nu}{E} \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} + \frac{1-\nu}{r^2} \frac{1+\nu}{E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \right] \\
 \sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[\frac{(1-\nu^2)}{E} \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} + \frac{1-\nu^2}{r^2 E} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \right] \\
 \sigma_\theta &= \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} + \frac{1}{r^2} \frac{a^2 b^2 (P_i - P_o)}{a^2 - b^2} \\
 \sigma_\theta &= \frac{b^2 P_i - a^2 P_o}{a^2 - b^2} + \frac{1}{r^2} \frac{a^2 b^2 P_i - a^2 b^2 P_o}{a^2 - b^2} \\
 \sigma_\theta &= \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{P_o a^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \tag{22}
 \end{aligned}$$

Las ecuaciones 21 y 22 fueron publicadas en 1833 y son conocidas como las soluciones de Lamé.

Esfuerzo máximo longitudinal

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{1}{2} (\sigma_\theta - \sigma_r) \tag{23} \\
 \tau &= \frac{1}{2} \left[\frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{1}{2} \left[\frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} + \frac{P_i a^2 b^2}{(a^2 - b^2)r^2} - \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} + \frac{P_i a^2 b^2}{(a^2 - b^2)r^2} \right] \\ \tau &= \frac{1}{2} \left[\frac{2P_i a^2 b^2}{(a^2 - b^2)r^2} \right] \\ r &= b \\ \tau &= \frac{P_i a^2 r^2}{(a^2 - b^2)r^2} \\ \tau_{\max} &= \frac{P_i a^2}{(a^2 - b^2)}\end{aligned}\tag{24}$$

Esfuerzo máximo anular

$$\begin{aligned}\sigma_\theta &= \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \\ \sigma_\theta &= \frac{P_i b^2}{a^2 - b^2} + \frac{P_i b^2 a^2}{(a^2 - b^2)b^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{P_i b^2}{(a^2 - b^2)} + \frac{P_i a^2}{(a^2 - b^2)} \\ \sigma_\theta &= P_i \frac{a^2 + b^2}{a^2 - b^2}\end{aligned}\tag{25}$$

Distribuidores de Materiales no comerciales

Distribuidores de Molibdeno

Empresa	Dirección
C & L Development Corp.	12930 Saratoga Ave., Suite D-6, Saratoga, CA 95070, USA Telephone: +1 (408) 864-0680 Fax: +1 (408) 864-0930 E-mail: info@candldevelopment.com URL: http://www.candldevelopment.com/
H.C. Starck	21801 Tungsten Road, Cleveland, OH 44117-1117, USA Telephone: +1 (216) 692-3990 Fax: +1 (216) 692-0031 URL: http://www.hcstarck.com/
Molycorp	67750 Bailey Road, Mountain Pass, CA 92366, USA Telephone: +1 (888) 577-7790 Fax: +1 (760) 856-0811 E-mail: johnb@molycorp.com URL: http://www.molycorp.com/
Osram Sylvania Products	Hawes Street, Towanda, PA 18848, USA Telephone: +1 (570) 268-5000 Fax: +1 (570) 268-5113 URL: http://www.sylvania.com/
Plansee A.G.	A-6600 Reutte Tyrol, Austria Telephone: (+43) 0 56 72 600 0 Fax: (+43) 0 56 72 600 500 URL: http://www.plansee.com/

Distribuidores de Tungsteno

Empresa	Dirección
Nippon Tungsten Co	2-8, Minoshima 1-chome, Hakata-ku, Fukuoka, 812 Japan Telephone: +81 92 415 5507 Fax: +81 92 415 5513 E-mail: sumikura@nittan.co.jp URL: http://www.nittan.co.jp/
North American Tungsten Corp.	Tungsten Corp. 11 - 1155 Melville Street, Vancouver, BC, V7K 2H4, Canada Telephone: +1 (604) 682-1333 Fax: +1 (604) 682-1324 URL: http://www.natungsten.com/
OM Group	50 Public Square, Suite 3800, Cleveland, OH 44113-2204, USA Telephone: +1 (216) 781-0083 Fax: +1 (216) 781-1502 URL: http://www.omgi.com/
Osram Sylvania Products	Hawes Street, Towanda, PA 18848, USA Telephone: +1 (570) 268-5000 Fax: +1 (570) 268-5113 URL: http://www.sylvania.com/
Plansee A.G.	A-6600 Reutte Tyrol, Austria Telephone: (+43) 0 56 72 600 0 Fax: (+43) 0 56 72 600 500 URL: http://www.plansee.com/
Sandvik AB	S-126 80 Stockholm, Sweden Telephone: +46 8 726 6700 Fax: +46 8 726 9096 URL: http://www.sandvik.com/
Sogem USA	Magnolia Building, Suite 110, 3120 Highwoods Boulevard, Raleigh, NC 27604, USA Telephone: +1 (919) 874-7171 Fax: +1 (919) 874-7195 E-mail: rick.holden@sogemnet.com
Sumitomo Electric Industries	Hardmetal Division, 1-1 Koyakita 1-chome, Itami, Hyogo 664, Japan Telephone: +81 727 72 4535 Fax: +81 727 71 0088 E-mail: dw800327@jnet.sei.co.jp URL: http://www.sei.co.jp/
Teledyne Advanced Materials	1 Teledyne Place, Lavergne, TN 37086, USA Telephone: +1 (615) 641-4245 Fax: +1 (615) 64-4268 E-mail: jim_oakes@teledyne.com URL: http://www.teledyne.com/

Elaboración de las aleaciones de Molibdeno, Tungsteno y Níquel

Empresa	Dirección
Fundición, Maquinados y Soldadura del norte, S.A de C.V	Hermenegildo Galeana 4106, Del norte, Monterrey, Nuevo León, C.P. 64500, Tel (81)2091-5093
Fundidora y Maquinados del Norte, S.A de C.V	Del acero 112, parque industrial Escobedo, 66062, Escobedo, Nuevo León. Tel (81)-8384-8497
General Steel Group S.A de C.V	Calle Guanajuato 903, col. Santa Fe, Monclova, Coahuila, C.P. 25720, Tel (866) 631-3066
Fundición QUALY, S.A de C.V.	Carretera Huinala-pesqueria km 2.2, s/colonia. Monterrey, Nuevo León, C.P. 66600, Tel (81) 8386-2510
Fundidora Industrial Saltillo, S.A de C.V	Boulevard Nazario Ortiz Garza 3670 (25260), col. Insurgentes, Tel (844) 415-6423
Comercializadora y fundidora del norte	Calle Guatemala 510, col. Guadalupe C.P. 25720, Monclova, Coahuila, Tel (866) 631-3066
Aleaciones y Metales industriales de Saltillo S.A de C.V	Industria siderúrgica 2052, parque industrial Saltillo, Saltillo, Coahuila, Tel (044) 477-379-2419
Fundición de aleaciones especiales de México	Avenida primera 602, Nazario Ortiz Garza, C.P. 25299, Saltillo, Coahuila, Tel (01) 844-439-3854
Fundición Cabral	Agustín Ahumada 545, Col. Virreyes, C.P. 25270, Saltillo, Coahuila, Tel (01) 844-415-1900

Apéndice 3

Funciones programadas en Wolfram Mathematica

En este agregado se distinguen las funciones o códigos de programación en Wolfram Mathematica utilizado como herramienta de soporte para resolver aspectos relevantes sobre análisis de materiales como esfuerzos, deformaciones y desplazamientos, estos al someterlos a muy altas presiones; cabe mencionar los datos utilizados para este diagnóstico como la presión de trabajo en función de los radios internos y externos de un cilindro de pared gruesa sujeto a presión interna, así como también el valor del módulo de Young considerado para el cilindro.

Función esfuerzo Von Mises

La función **graffunEsfVonMises** determina el esfuerzo equivalente bajo el criterio de la energía distorsión máxima, más conocida como esfuerzo Von Mises para analizar si nuestro material dúctil cedía cuando la energía de distorsión elástica rebasaba cierto valor (Ansel C. Ugural, 2012).

```
graffunEsfVonMises[po_, p_, a_, b_] := Module[{sigmar, sigmateta},
```

$$\text{sigmar} = \frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right);$$

$$\text{sigmateta} = \frac{p * b^2}{(a^2 - b^2) \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right)} - \frac{po * a^2}{(a^2 - b^2) \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right)};$$

$$\text{graf} = \text{DensityPlot}\left[\sqrt{\frac{(\text{sigmar} - \text{sigmateta})^2 + (\text{sigmar})^2 + (\text{sigmateta})^2}{2}}\right]$$

```
/.r -> sqrt[x^2 + y^2], {x, -1.1b, 1.1b}, {y, -1.1b, 1.1b}, PlotLegends -> Automatic,
```

```
Epilog -> {Circle[{0,0}, a], Circle[{0,0}, b]}, AspectRatio -> Automatic,
```

```

PlotRange → {

$$\sqrt{\frac{(\text{sigmar} - \text{sigmateta})^2 + (\text{sigmar})^2 + (\text{sigmateta})^2}{2}}$$
 /.r
→ b, 
$$\sqrt{\frac{(\text{sigmar} - \text{sigmateta})^2 + (\text{sigmar})^2 + (\text{sigmateta})^2}{2}}$$
 /.r → a},
PlotPoints → 100,
FrameStyle → {{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16},
{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16}, {Automatic}, {Automatic}},
FrameLabel → {StyleForm["Dirección x (mm)",
FontSize → 16], StyleForm["Dirección y (mm)", FontSize → 16]},
ColorFunction → cf2]]

```

Función esfuerzo radial

La función **graffunEsfradial** utilizada para conocer la distribución del esfuerzo radial en el recipiente a presión de pared gruesa, como su nombre lo implica, el esfuerzo radial actúa a lo largo del radio del cilindro. Es un esfuerzo de compresión y varía desde cero en la superficie externa hasta un valor máximo en la superficie interna, donde es igual a la presión máxima (Ansel C. Ugural, 2012) (Mott R. L., 2009).

```
graffunEsfradial[po_, p_, a_, b_] := Module[{sigmar, sigmateta},
```

$$\text{sigmar} = \frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right);$$

$$\text{sigmateta} = \frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right);$$

$$\text{graf1} = \text{DensityPlot}\left[\frac{-p * a^2 (b^2 - r^2)}{r^2 * (b^2 - a^2)}\right.$$

$$\left. /.r \rightarrow \sqrt{x^2 + y^2}, \{x, -1.1b, 1.1b\}, \{y, -1.1b, 1.1b\},$$

```
PlotLegends → Automatic, ColorFunction → cf1,
```

```
Epilog → {Circle[{0,0}, a], Circle[{0,0}, b]}, AspectRatio → Automatic,
```

```
PlotRange → {0, -p}, PlotPoints → 100,
```

```
FrameStyle → {{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16},
```

```
{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16}, {Automatic}, {Automatic}},
FrameLabel → {StyleForm["Dirección x (mm)",
FontSize → 16], StyleForm["Dirección y (mm)", FontSize → 16]}
```

Función esfuerzo tangencial

La función **graffunEsfanular** se utilizó para visualizar la representación de la presión interna que empuja hacia fuera uniformemente alrededor del anillo. Éste desarrolla un esfuerzo de tensión tangencial a su circunferencia para resistir la tendencia de la presión a reventarlo (Ansel C. Ugural, 2012) (Mott R. L., 2009).

```
graffunEsfanular[po_, p_, a_, b_] := Module[{sigmar, sigmateta},
sigmar =  $\frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right);$ 
sigmateta =  $\frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right);$ 
DensityPlot[ $\frac{(p * a^2) * (b^2 + r^2)}{r^2 * (b^2 - a^2)}$  /. r →  $\sqrt{x^2 + y^2}$ , {x, -1.1b, 1.1b}, {y, -1.1b, 1.1b},
PlotLegends → Automatic, ColorFunction → cf2,
Epilog → {Circle[{0,0}, a], Circle[{0,0}, b]}, AspectRatio → Automatic,
PlotRange →  $\left\{ \frac{(p * a^2) * (b^2 + (b)^2)}{(b)^2 * (b^2 - a^2)}, \frac{p * (b^2 + a^2)}{(b^2 - a^2)} \right\}$ , PlotPoints → 100,
FrameStyle → {{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16},
{(FontFamily → "Swiss721BT – Roman"),16}, {Automatic}, {Automatic}},
FrameLabel → {StyleForm["Dirección x (mm)",
FontSize → 16], StyleForm["Dirección y (mm)", FontSize → 16]}}
```

Deformación

La función **graffdeformacion** se estableció en coordenadas polares para observar el cambio en el tamaño o forma del recipiente a presión debido a los esfuerzos internos producidos por la carga aplicada (Ansel C. Ugural, 2012).

```
graffdeformacion[po_, p_, a_, b_] := Module[{sigmar, sigmateta},
```

$$\text{sigmar} = \frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right);$$

$$\text{sigmateta} = \frac{p * b^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) - \frac{po * a^2}{a^2 - b^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right);$$

$$\frac{1 + \nu}{mE} * (((1 - \nu) * \text{sigmateta}) - (\nu * \text{sigmar}));$$

$$\text{DensityPlot}\left[\frac{1 + \nu}{mE} * (((1 - \nu) * \text{sigmateta}) - (\nu * \text{sigmar}))\right]$$

$$/.r \rightarrow \sqrt{x^2 + y^2}, \{x, -1.1b, 1.1b\}, \{y, -1.1b, 1.1b\},$$

$$\text{PlotLegends} \rightarrow \text{Automatic}, \text{ColorFunction} \rightarrow \text{cf1},$$

$$\text{Epilog} \rightarrow \{\text{Circle}\{0,0\}, a\}, \text{Circle}\{0,0\}, b\}, \text{AspectRatio} \rightarrow \text{Automatic},$$

$$\text{PlotRange} \rightarrow \left\{\frac{1 + \nu}{mE} * (((1 - \nu) * \text{sigmateta}) - (\nu * \text{sigmar}))\right\}$$

$$/.r \rightarrow a, \frac{1 + \nu}{mE} * (((1 - \nu) * \text{sigmateta}) - (\nu * \text{sigmar}))/r \rightarrow b\},$$

$$\text{PlotPoints} \rightarrow 100, \text{FrameStyle} \rightarrow \{(\text{FontFamily} \rightarrow \text{"Swiss721BT - Roman"}), 16\},$$

$$\{(\text{FontFamily} \rightarrow \text{"Swiss721BT - Roman"}), 16\}, \{\text{Automatic}\}, \{\text{Automatic}\},$$

$$\text{FrameLabel} \rightarrow \{\text{StyleForm}[\text{"Dirección x (mm)"}],$$

$$\text{FontSize} \rightarrow 16], \text{StyleForm}[\text{"Dirección y (mm)"}], \text{FontSize} \rightarrow 16]\}]]$$

Escala de color personalizada

`reportColorRange` permite opciones de personalización de la leyenda y reemplazar los gradientes de colores por otros colores con “ColorSwathes” lo cual puede crear subdivisiones de color (Lansey, 2016).

```
reportColorRange[plotFunction_]:
= Module[{p, min, max, plotHead, plotBody, colFunc, colScale, h, b, cf, cfs},
  {plotHead, plotBody} = First@Cases[Hold[plotFunction]
  , h_[b_] -> {h, Hold[b]}, 1];
```

```

colFunc = Replace[First@Join[Cases[plotBody, HoldPattern
[ColorFunction → cf_] → cf], {ColorData["LakeColors"]}], s_String := ColorData[s]];
colScale = First@Append[Cases[plotBody, HoldPattern
[ColorFunctionScaling → cfs_] → cfs],
TrueplotBody = plotBody/. HoldPattern[ColorFunction → _]
|HoldPattern[ColorFunctionScaling → _] → Sequence[];
{min, max}
{Min[#], Max[#]}&&@
Flatten@
Last@
Reap[p = Apply[plotHead, Join[plotBody,
Hold[ColorFunction → {(Sow[#]; Hue[#])&}, ColorFunctionScaling → False]]];
{If[Cases[p, Hue[_], Infinity] = != {},
If[colScale, p/. Hue[x_] := colFunc[(x - min)/(max - min)],
p/. Hue[x_] := colFunc[x]], plotFunction], colFunc, {min, max}}]
SetAttributes[reportColorRange, HoldAll]
trimPoint[n_, digits_] := NumberForm[n, digits,
NumberFormat → (DisplayForm@RowBox
[Join[{StringTrim[#1, RegularExpression["\\.$"]]},
If[#3 ≠ "", {"×", SuperscriptBox[#2, #3]}, {}]]&)]
Options[colorLegend] = {LabelStyle → Black,
Background → LightGray, FrameStyle → None,
RoundingRadius → 10, ColorSwatches → None,
LeftLabel → False, Digits → 3, Contours → None,
BoxFrame → 0, "ColorBarFrameStyle" → Black};
colorLegend[cFunc_, rawRange_, OptionsPattern[]] =
:= Module[{frameticks, tickPositions, nColor, nTick, range
= N@Round[rawRange, 10^Round[Log10[Abs@First@Differences[{-1.5,.5}]]]/1000]},
colors, contours = OptionValue[Contours],
colorBarLabelStyle = OptionValue[LabelStyle],
colorBarFrameStyle = OptionValue[ColorBarFrameStyle],

```

```

outerFrameStyle = OptionValue[FrameStyle],
colorSwathes = OptionValue["ColorSwathes"]},
Switch[colorSwathes,_?NumericQ,nColor = colorSwathes;
colors = (Range[nColor] - 1/2)/nColor;
nTick = nColor,_, nColor = 256;
colors = (Range[nColor] - 1)/(nColor - 1);
nTick = 1];
Switch[contours,_?NumericQ,tickPositions=(range[[1]]+
(range[[-1]]-range[[1]])(Range[contours+1]1)/contours);,
List[Repeated[_?NumericQ]],
tickPositions=contours,_,
tickPositions=(range[[1]]+(range[[-1]]-range[[1]])(Range[nTick+1]-1)/nTick);];
frameticks={If[TrueQ[OptionValue["LeftLabel"]],
Reverse[#,#]&@{None,Function[{min,max},
{#,trimPoint[#,OptionValue["Digits"]],{0,1}}
&/@tickPositions]},{None,None}}];
DisplayForm@FrameBox[Pane@Graphics[Inset[Graphics[MapIndexed
[{{Translate[Polygon[{{0,0},{1,0},{1,1},{0,1}}],
VertexColors -> {cFunc[#[[1]],cFunc[#[[1]],cFunc[#[[2]],
cFunc[#[[2]]]}, {0, #2[[1]] - 1}}]&,
Transpose[If[colorSwathes === None, {Most[colors], Rest[colors]}
, {colors, colors}]]]]
ImagePadding -> 0, PlotRangePadding -> 0, AspectRatio -> Full],
{0, First[range]}, {0,0}, {1, range[[-1]] - range[[1]]}]
PlotRange -> {{0,1}, range[{{1, -1}}]}, Frame -> True,
FrameTicks -> frameticks, FrameTicksStyle -> colorBarLabelStyle,
FrameStyle -> colorBarFrameStyle, AspectRatio -> Full],
Background -> OptionValue[Background], FrameStyle -> outerFrameStyle,
RoundingRadius -> OptionValue[RoundingRadius],
BoxFrame -> OptionValue[BoxFrame]]]]

```

```

at[position_,scale_:Automatic][obj_]:= Inset[obj, position, {Left, Bottom}, scale];
display[g_, opts: OptionsPattern[]] :=
Module[{frameOptions = FilterRules[{opts}, Options[Graphics]]},
Graphics[g, PlotRange -> {{0,1}, {0,1}}, Evaluate@Apply[Sequence, frameOptions]]]

```

Definición de la Escala de color personalizada

Cuando se elaboran graficas en los programas SolidWorks y WolframMathematica los colores que se generan para describir un mismo resultado, son diferentes. Con el objetivo de facilitar el análisis visual al generar gráficas que pudieran seleccionar el color apropiado y realizar la comparación con los mismos colores de SolidWorks, en WolframMathematica se utilizó la función RGBColor (Stephen, 1999)

```

dat1 = {{255,0,0}, {255,128,0}, {255,255,0}, {128,255,0}, {0,255,0},
{0,255,128}, {0,255,255}, {0,128,255}, {0,0,102}}
With[{rgb=RGBColor@@@(dat1/255)}, cf1=Blend[rgb,#]&]
ArrayPlot[{Range@60},ColorFunction->cf1]
dat2 = Reverse[dat1]
With [{rgb=RGBColor@@@ (dat2/255)}, cf2=Blend [rgb, #] &]
ArrayPlot[{Range@60},ColorFunction->cf2]

```

Bibliografía

- Ansel C. Ugural, S. K. (2012). *Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity* (Fifth Edition ed.). Pearson Education.
- Askeland, D. R. (2004). *The Science and Engineering of Materials*. Cengage Learning.
- ASME. (1992). *Section VIII Rules for construction of pressure vessels*. New York.
- Basaran, O. A. (1995). An experimental study of dynamics of drop formation.
- Beer, F. P., & Johnston, E. R. (2012). *Mechanics of materials* (Sexta ed.). Mc Graw Hill.
- Bharat, B. (1999). *Principles and Applications of Tribology*. Columbus, Estados Unidos: A Wiley-Interscience Publication.
- Collet, T. . (1998). Hydrates Contain vast store of world gas resources. *Oil and Gas Journal*.
- Corona, L. (2015). *Sensores Y Actuadores: Aplicaciones con Arduino*. México D.F.: GRUPO EDITORIAL PATRIA.
- Dillon, W. (1992). Gas (Methane Hydrates): A New Frontier. *Marine and Coastal, Geology Program, U.S. Geological Survey*.
- Francois, C. (2000). *Materials handbook: a concise desktop reference*. (Second Edition ed.). London, New York: Springer.
- Gómez González, S. (2015). *SolidWorks Simulation* (Primera Edición ed.). México: alfaomega Grupo Editor, S.A de C.V.
- González Gómez, S. (2016). *El gran libro de SolidWorks* (Segunda Edición ed.). México: alfaomega.
- HiP. (n.d.). *High Pressure Equipment, High Pressure Valves, Fittings and Tubing 30 000, 40 000 and 60 000 psi service*. U.S.A. Retrieved from www.HighPressure.com
- Jiménez de la Rosa, J. P. (2006). *Celdas de alta presión y temperatura para estudios de tensión superficial en sistemas bifásicos*. México, D.F.
- Kollmorgen. (2003). *EC Series Electric Cylinders - User's Manual*. Estados Unidos. Retrieved from <http://www.kollmorgen.com/en-us/home/>
- Lansley, E. (2016, Jun 14). *Mathematica*. Retrieved from <https://mathematica.stackexchange.com/questions/6236/showlegend-values/6380>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elemento de máquinas*. Pearson Educación.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales* (quinta edición ed.). México: PEARSON EDUCACION.

- Newport. (2009). *Vision IsoStation™*.
- Oberg, E. (2012). *Machinay's Handbook* (29 ed.). New York: INDUSTRIAL PRESS.
- Pacheco, E. G. (2002). Hidratos de Gas. *Ciencia y Tecnología, Revista de Marina, Núm. 2 y 3. Chile*.
- Ramos, J. F. (2001). Nuevo metodo para medir la tensión superficial mediante la tecnica de la gota colgante. (J. O. Valderrama, Ed.) *INFORMACION TECNOLOGICA*, 12.
- Reyes, M. V. (2004). Los Hidratos de metano de Gas Submarinos: una esperanza energética y la contribución de la Armada para el futuro desarrollo del país. *Ciencia y Tecnología, Revista de Marina, Núm. 1, Chile*.
- Robert D. Cook, W. C. (1998). *Advanced mechanics of materials* (Second Edition ed.). USA: Pearson Education.
- Salager, J.-L. (2005). *Recuperación Mejorada del Petroleo*. Mérida, Venezuela: FIRP.
- Salager, J.-L. (2005). *Recuperación mejorada del petróleo*. Universidad los Andes: Lab. Formulación, interfaces, reología y procesos.
- Sloan, E. D. (1998). *Clathrate Hydrates of Natural Gases*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Somoza, L. (1998). El gas "Helado Inflamable": el futuro de la investigación de los fondos marinos para la próxima decada. *Instituto Geológico y Minero de España (IGME)*.
- Stephen, W. (1999). *The Matematica Book* (4 ed.). Illinois, USA: (Wolfram Media/Cambridge University Press).
- TRELLEBORG. (2012). *WillsRings®*.
- William D. Callister, J. (2003). *Materials Science and Engineering an Introduction* (Sixth Edition ed.). John Wiley & Sons.