

Diseño de un mecanismo rotador de varilla automático para reducir la frecuencia de falla por rotura de varilla en pozos petroleros con levantamiento artificial por bombeo mecánico

Ghymel Jadic Tapias Rincón y Julio Rafael Centeno Luna

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Alberto David Pertuz Comas

Doctor en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander
Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas
Escuela de Ingeniería Mecánica
Bucaramanga

2022

Agradecimientos

A nuestro director y guía, el Ingeniero Alberto David Pertuz Comas quien, con altura, profesionalismo y amabilidad, siempre estuvo en total disposición.

A nuestra querida Universidad Industrial de Santander, a la escuela de Ingeniería Mecánica y a sus profesores y funcionarios, por ser nuestra segunda familia y por habernos acogido en el paso por pregrado.

A nuestro amigo Leonel Galé Castillo y a cada una de las personas, dentro y fuera del entorno académico, quienes aportaron valiosamente con su energía, atención y conocimiento en este proceso.

Dedicatoria

*A Dios, quien ha estado presente en cada momento de mi vida y me permitió
culminar con esta etapa académica.*

*A mis padres, a quienes les debo todo lo que soy, mi madre Luz Dary, por su
amor incondicional y por brindarme todo lo necesario más allá de sus alcances
para cumplir con este sueño y a mi padre Edinson, por su amor y entrega y por
ser mi ejemplo de humanidad, tolerancia y paciencia.*

*A mi hermana Karen y a mi sobrino Gerónimo a quienes amo con todo mi
corazón y a los que prometo dar todo a mi alcance para cumplir con sus sueños.*

*A la señora Denis, por su apoyo durante mi estancia en la ciudad de
Bucaramanga.*

*A mi abuela Alba, padrino, tíos y amigos que durante mi etapa universitaria me
apoyaron incondicionalmente de alguna u otra manera.*

*A mis amigos y compañeros de estudio, con quienes compartí esta etapa y de
quienes recibí muchas veces apoyo para culminarla.*

Julio Rafael Centeno Luna

Dedicatoria

*A mis padres Luis y Gladys, y a mi hermano Jeimar, quienes, con confianza
paciencia y comprensión, creyeron en mí y me brindaron más que lo necesario.
A mi tío Juvenal quien, en vida, fue una luz y un ángel y nos contagió a todos con
su infinito amor por el conocimiento y la familia.
A mis familiares que creyeron en mi plan de vida y me apoyaron con todo a su
alcance.
A las señoras Nelly, Yaneth y Rosa, quienes hicieron posible, con su apoyo y
bondad, mi estancia en Bucaramanga y constancia en la Universidad.
A los Ingenieros Danny V., Dennys G., Victor P., Obed H., Gabriel A., Fabian M.,
Stephany S., German B., Shirley V., Dairo A., Jesús M. y Gerardo P., quienes
fueron excelentes tutores y ejemplos de profesionalismo.
A mis amigos más cercanos, con quienes he compartido el rumbo; y a mis
profesores, compañeros de trabajo y allegados, quienes en algún momento
compartieron su aliento y apoyo conmigo.*

Ghymel Jadic Tapias Rincón

Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción	14
2. Objetivos	21
2.1 Objetivo General	21
2.2 Objetivos Específicos.....	21
3. Marco Referencial.....	22
3.1 Marco Conceptual	22
3.1.1 Unidad de bombeo mecánico	22
3.1.2 Barra lisa o varilla pulida.....	23
3.1.3 Sarta de producción.....	23
3.1.4 Tubing o tubería de producción	23
3.1.5 Casing o tubería anular	23
3.1.6 Precipitación de parafinas	24
3.1.7 Fatiga de materiales	24
3.1.8 Carta dinamométrica.....	24
3.2 Marco Teórico.....	25
3.2.1 Procedimiento de diseño del perfil de una leva	25
4. Metodología	27
4.1 Estimación de Las Cargas de Operación del Rotador de Varillas	28
4.2 Diseño del Subsistema de Potencia.....	30
4.3 Diseño Subsistema de Transmisión del Mecanismo.....	43

4.3.1 Geometría y dimensionamiento preliminar	44
4.3.2 Diseño de los perfiles de leva	46
4.4 Diseño del Subsistema de Fijación	53
4.5 Diseño del Subsistema de Acople.....	55
4.6 Cálculo Analítico de las Prestaciones del Rotador	56
5. Estimación Económica del Mecanismo Rotador	67
6. Resultados	72
6.1 Análisis del Comportamiento de la Relación de Rotación	72
6.2 Simulación Estructural del Mecanismo a Plena Carga	75
6.2.1 Localización de anclajes y cargas	75
6.2.2 Mallado	76
6.2.3 Simulación	77
6.2.3.1 Tensiones de Von Mises.	77
6.2.3.2 Factor de seguridad.	82
6.2.3.3 Desplazamientos.	84
6.3 Paso a Paso de Instalación	85
6.4 Descripción General del Funcionamiento del Rotador de Varillas	90
7. Conclusiones	92
Referencias Bibliográficas	95
Anexos	96

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1 <i>Elementos principales en las unidades de bombeo mecánico</i>	15
Figura 2 <i>Rotador de varilla</i>	18
Figura 3 <i>Ubicación y elementos del rotador de varilla</i>	19
Figura 4 <i>Fallas en el accionamiento de los rotadores de varilla</i>	19
Figura 5 <i>Carta dinamométrica usual de superficie en un pozo con UBM</i>	28
Figura 6 <i>Esfuerzos y desplazamientos del resorte de prueba en SolidWorks</i>	36
Figura 7 <i>Fuerza resultante para la condición de deformación establecida en SolidWorks</i>	37
Figura 8 <i>Resultados en EES para el cálculo analítico del resorte</i>	37
Figura 9 <i>Resorte más conveniente para los requerimientos espaciales y de carga</i>	39
Figura 10 <i>Esfuerzos en las espiras y deformación límite recomendada del resorte A50-089</i>	40
Figura 11 <i>Factor de Seguridad en el resorte cuando es deformado al máximo recomendado</i>	41
Figura 12 <i>Fuerza resultante para la condición de deformación límite recomendada</i>	42
Figura 13 <i>Modelo CAD del resorte elegido</i>	43
Figura 14 <i>Diagrama de flujo del procedimiento de diseño del subsistema de transmisión</i>	44
Figura 15 <i>Ubicación de levas y resortes necesarios</i>	45
Figura 16 <i>Relación de los perfiles de las levas</i>	46
Figura 17 <i>Construcción del perfil de la leva interna</i>	47
Figura 18 <i>Construcción del perfil interno de la leva externa</i>	48
Figura 19 <i>Cálculo de la altura del perfil de leva</i>	49
Figura 20 <i>Resultados para el cálculo de la altura de perfil externo</i>	50

Figura 21 Modelado del perfil externo de la leva externa.....	51
Figura 22 Modelado final las levas.....	52
Figura 23 Modelo del soporte para las levas del mecanismo.....	53
Figura 24 Ubicación de la barra antirrotación de subsistema de fijación.....	54
Figura 25 Vista superior Soporte externo rotador.....	54
Figura 26 Modelos de elementos del subsistema de acople.....	56
Figura 27 Diagramas de las velocidades de los perfiles de las levas relativas al seguidor.....	60
Figura 28 Ubicación de las fuerzas de contacto entre el seguidor y los perfiles de las levas.....	63
Figura 29 Proyección bidimensional de las fuerzas de contacto entre el seguidor y los perfiles	64
Figura 30 Resultados del cálculo analítico de prestaciones del rotador.....	66
Figura 31 Comparación de la posición angular de leva interior vs leva exterior.....	73
Figura 32 Relación de posición por segmentos de giro.....	74
Figura 33 Detalle del valor de la carga ubicada sobre la grapa previo a la simulación	76
Figura 34 Detalle y propiedades del mallado generado para la simulación	77
Figura 35 Tensiones de Von Mises en el exterior y parte del interior del mecanismo	78
Figura 36 Vista lateral de las tensiones de Von Mises. Aspecto deformado del resultado.	79
Figura 37 Representación a través de ISO Clipping de regiones en el punto de fluencia	80
Figura 38 Vista seccionada en el plano frontal de las tensiones de Von Mises	81
Figura 39 Vista seccionada en el plano lateral de las tensiones de Von Mises.....	81
Figura 40 Vista de detalle de la región con el mayor valor del esfuerzo	82
Figura 41 Mapa de color en vista isométrica del comportamiento del factor de seguridad	83
Figura 42 Detalle de la localización del menor factor de seguridad presentado en el estudio ...	83
Figura 43 Vista isométrica del comportamiento de los desplazamientos	84

Figura 44 <i>Puntos y elementos clave para el montaje y el desmontaje</i>	85
Figura 45 <i>Descenso del ensamble parcial del rotador</i>	87
Figura 46 <i>Descenso del conjunto sarta de varillas</i>	87
Figura 47 <i>Instalación de la cubierta para grapa del rotador</i>	88
Figura 48 <i>Instalación de la cubierta superior del rotador</i>	88
Figura 49 <i>Instalación del seguidor pin externo del rotador</i>	89
Figura 50 <i>Instalación de la barra antirrotación del rotador</i>	89
Figura 51 <i>Vista del rotador ensamblado y ubicado en la unidad de bombeo mecánico</i>	91
Figura 52 <i>Otra vista del rotador ensamblado y ubicado en la unidad de bombeo mecánico</i>	91

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1 <i>Coefficientes y exponentes necesarios para el cálculo de resistencia última</i>	33
Tabla 2 <i>Cantidad de material necesario para la fabricación de las piezas</i>	67
Tabla 3 <i>Costo por operaciones de mecanizado en las piezas del mecanismo.....</i>	70
Tabla 4 <i>Costo total del mecanismo rotador.....</i>	71
Tabla 5 <i>Evolución de la F resultante y sus componentes con el ángulo de pendiente del perfil</i>	92

Lista de Anexos

	Pág.
Anexo A. Catálogo de Resortes.....	96
Anexo B. Planos.....	99

Resumen

Título: Diseño de un mecanismo rotador de varilla automático para reducir la frecuencia de falla por rotura de varilla en pozos petroleros con levantamiento artificial por bombeo mecánico*

Autor: Ghymel Jadíc Tapias Rincón, Julio Rafael Centeno Luna**

Palabras Clave: Levantamiento artificial, Bombeo Mecánico, Rotador de Varilla.

Descripción:

Este trabajo está dirigido al diseño computacional de la propuesta un mecanismo rotador de varillas de producción para un pozo petrolero con sistema de levantamiento artificial por bombeo mecánico, que pudiera reducir la frecuencia de falla por rotura y degradación de varillas debido al contacto con las tuberías de producción. Inicialmente, se realizó una revisión los factores que influyen en el desgaste de las varillas, y se estableció que el alcance del trabajo estaría limitado al dispositivo ubicado en la parte superior de la sarta de varillas, cuya función es provocar la rotación progresiva de las varillas. Posteriormente, se dio paso al diseño conceptual y de detalle del mecanismo, con la concepción de sus subsistemas. Una vez con el concepto y modelos definidos, se usó la herramienta analítica EES para elegir una altura de trabajo apropiada para el conjunto de resortes que facilitan la función principal del dispositivo, de acuerdo con limitaciones de tamaño y capacidad de resortes disponibles en catálogo. Dicha elección también permitió establecer la profundidad máxima del pozo al cual sería aplicable el dispositivo. Adicionalmente, se empleó las herramientas computacionales SolidWorks Simulation y SolidWorks Motion Study para evaluar el diseño, a nivel estructural y cinemático, en algunas etapas del proceso y de manera final. La entrega finaliza con la generación de una estimación económica de manufactura, un paso a paso de instalación, la descripción de algunas características funcionales y algunas conclusiones al respecto.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Alberto David Pertuz Comas. Doctor en Ingeniería Mecánica.

Abstract

Title: Design of an automatic rod rotator mechanism to reduce the frequency of rod breakage failure in oil wells with artificial lift by mechanical pumping*

Author: Ghymel Jadic Tapias Rincón, Julio Rafael Centeno Luna**

Key Words: Artificial Lift, Mechanical Pumping, Rod Rotator.

Description:

This work is aimed at the computational design of a proposed production rod rotator mechanism for an oil well with artificial lift system by mechanical pumping, which could reduce the frequency of failure due to breakage and degradation of rods due to contact with tubing. Initially, a review of the factors that influence rod wear was carried out, and it was established that the scope of the work would be limited to the device located at the top of the rod string, whose function is to cause the progressive rotation of the rods. Subsequently, the conceptual and detailed design of the mechanism was carried out, with the conception of its subsystems. Once the concept and models were defined, the EES analytical tool was used to choose an appropriate working height for the set of springs that facilitate the main function of the device, according to size and capacity limitations of the springs available in the catalog. This choice also allowed establishing the maximum well depth to which the device would be applicable. Additionally, the computational tools SolidWorks Simulation and SolidWorks Motion Study were used to evaluate the design, at a structural and kinematic level, in some stages of the process and in a final way. The delivery ends with the generation of an economic manufacturing estimate, an installation step by step, the description of some functional characteristics and some conclusions.

* Degree Work

** School of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Alberto David Pertuz Comas. PhD in Mechanical Engineering.

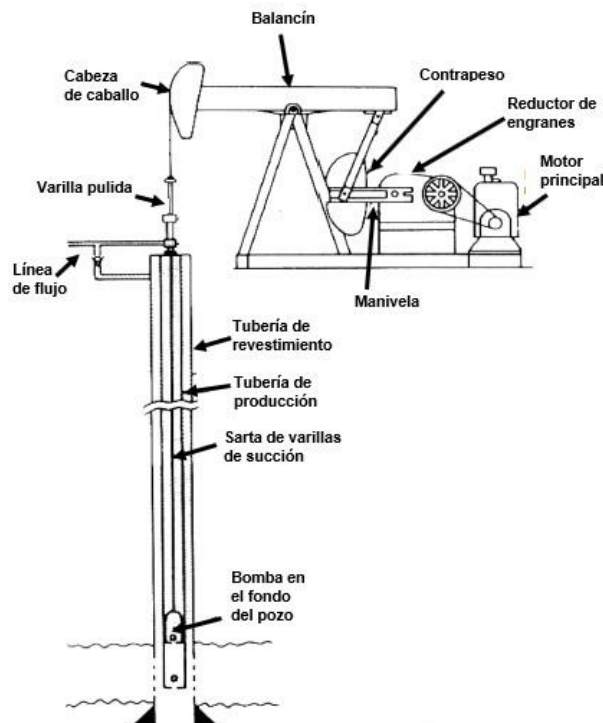
Introducción

La industria petrolera aún es motor fundamental de la economía mundial y en Colombia es su pilar principal, siendo el petróleo el producto de mayor exportación del país con un 55,4% del total de las exportaciones y el de mayores aportes a las finanzas estatales. La extracción del petróleo es uno de los segmentos principales en esta modalidad de transformación de energía y, en el cual, sin excepción, se busca implementar tecnología que incremente la eficiencia y confiabilidad de los procesos. Entre los principales subprocesos involucrados en la extracción se encuentran el levantamiento artificial, cuya finalidad es provocar el flujo de petróleo crudo desde el yacimiento, en el subsuelo, hacia la superficie.

El sistema de levantamiento artificial de petróleo más antiguo y usado a nivel mundial es conocido como unidad de bombeo mecánico (en adelante, UBM) y está presente en aproximadamente el 85% de los pozos a nivel mundial y en el 35% de los pozos activos en Colombia. La UBM tiene como propósito levantar el fluido que, dentro del yacimiento, no cuenta con la energía necesaria para salir por flujo natural. La UBM actúa transfiriendo esta energía al fluido mediante un movimiento reciprocante, cuya característica principal es que el conjunto de varillas de producción (la sarta), que enlaza la unidad de potencia en la superficie con una bomba de desplazamiento positivo en el fondo del pozo, experimenta un desplazamiento reciprocante y cíclico en dirección vertical dentro de una tubería de producción. Con este movimiento se entrega un caudal relativamente continuo de fluido en superficie, que posteriormente es evacuado a través de una línea de recolección. La energía usada para el levantamiento del fluido es obtenida desde un motor eléctrico o, en casos especiales, desde de un motor de combustión interna.

Figura 1

Elementos principales en las unidades de bombeo mecánico



Nota. La figura presenta los elementos principales en un pozo con bombeo mecánico. Reproducido de Petroleum Production Engineering: a computer-assisted approach, por Boyun, G., William, C., & Ali Ghalambor, G., 2007 (www.epmex.org).

Dado el entorno de desarrollo de esta tecnología y por la conveniencia que representa, la industria se modeló significativamente conforme al método de levantamiento artificial por bombeo mecánico que, además, demostró ser el más comúnmente adecuado. Por tal razón, el bombeo mecánico continúa siendo el método de extracción preferido desde el punto de vista técnico, económico y logístico, aunque, sin embargo, también ha sido evidente la preocupación por parte de operadores de UBM con respecto a la confiabilidad del sistema y la posibilidad de ser incrementada.

Dicha preocupación es asociada a algunas características del pozo y a la degradación acelerada de los elementos del sistema de levantamiento. Ocurre que, debido a las características geológicas del subsuelo y condiciones derivadas del proceso de perforación, la mayoría de los pozos petroleros presentan serias desviaciones en la trayectoria entre el yacimiento y la UBM en superficie. Estas condiciones hacen que sea común el contacto de la sarta de varillas de producción con la tubería del pozo en algunos puntos ya que, la sarta, por su tendencia a la rigidez, también tiende a adoptar la forma de dicha trayectoria. La interacción allí generada es una condición inherente, mas no deseada, toda vez que da lugar a la falla prematura de la varilla, por acción del desgaste concentrado en una región determinada de la sarta al nivel del contacto. Según la publicación realizada por la universidad tecnológica de Pereira para la revista Scientia et Technica (2007), este contacto es debido a que los pozos presentan una desviación en su verticalidad y genera una de las consecuencias que más preocupa a la industria, ya que induce a la degradación prematura de la varilla durante la operación del pozo, en la medida en que el movimiento vertical de subida y bajada dan lugar a desgaste por abrasión en el tramo afectado por el contacto. La rotura de la sarta de varillas representa la parada no programada del pozo, y normalmente hace que se incurra en grandes costos por producción diferida y en acciones correctivas para reestablecer su operatividad.

Con el objetivo de incrementar la confiabilidad de las unidades de bombeo mecánico, a través del tiempo, se hizo necesaria la implementación de soluciones cuyo fin es reducir la frecuencia de falla por rotura de varilla de la UBM. En el ámbito local, en el estudio presentado para la Universidad Industrial de Santander y el campo La Cira-Infantas, en la región del Magdalena Medio, Labrador (2011) señala que,

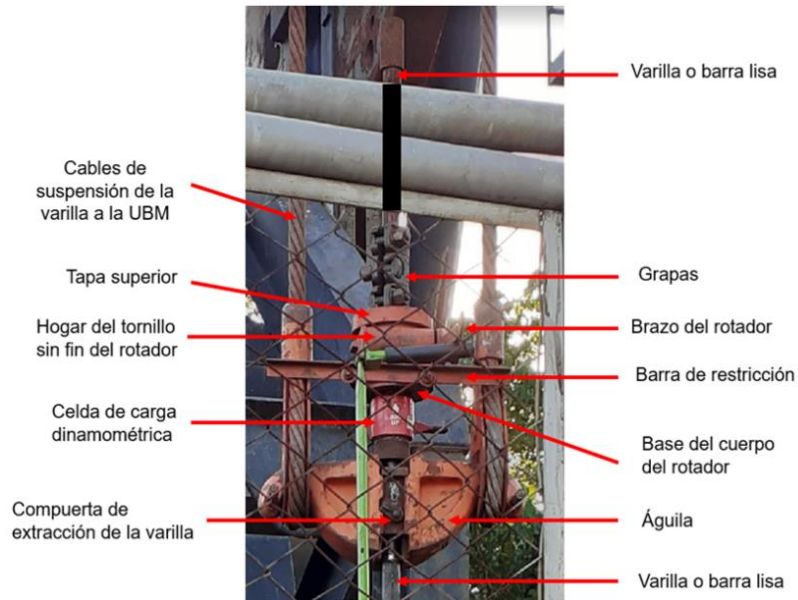
con el fin de reducir el desgaste de los elementos de los sistemas PCP y UBM y su posterior falla, se han implementado nuevas tecnologías de prevención de fallas, tales como: tubería revestida, varilla continua y hueca, rotadores de tubería y rotadores de varilla. (p.28).

Concebida como una de las soluciones, e implementada en dicho campo, se tienen los rotadores de varilla de producción, consistentes de un mecanismo de accionamiento manual o automático, destinado a provocar la rotación mesurada y progresiva de la sarta de varillas. Con la rotación de la sarta de varillas de producción, durante la operación del pozo, se busca contrarrestar el desgaste concentrado (o no uniforme) de las varillas en operación y, si bien el propósito de los rotadores de varilla y los de tubería es idéntico, la aplicabilidad y ubicación de ambas tecnologías es diferente. Mientras que el accionamiento de un rotador de tubería, normalmente se realiza a través de arreglos electromecánicos o de forma manual, el movimiento de un rotador de varilla es susceptible a provocarse de manera automática, a través de un vínculo cinemático y con energía, provenientes de la unidad de potencia de la UBM, ya sea en el ascenso o el descenso. Esta condición hace que el rotador de tubería no sea una opción económicamente atractiva para el operador del sistema UBM, pues representa un mayor desafío de instalación, operación y mantenimiento. Un indicio de este hecho se presenta en la conferencia Desafíos para los Sistemas de Levantamiento en Colombia, del 27 mayo del 2020, en la cual se afirma que, actualmente existen cerca de 7344 pozos activos en el país, de los cuales el 35% utilizan unidades de bombeo mecánico como sistema de levantamiento artificial. También se menciona que en el campo La Cira-Infantas se instaló en varias unidades de bombeo mecánico rotadores de varilla como el que se muestra en la Figura 2 y, sin embargo, también se obtuvo ciertos hallazgos en la experiencia (Labrador, 2020).

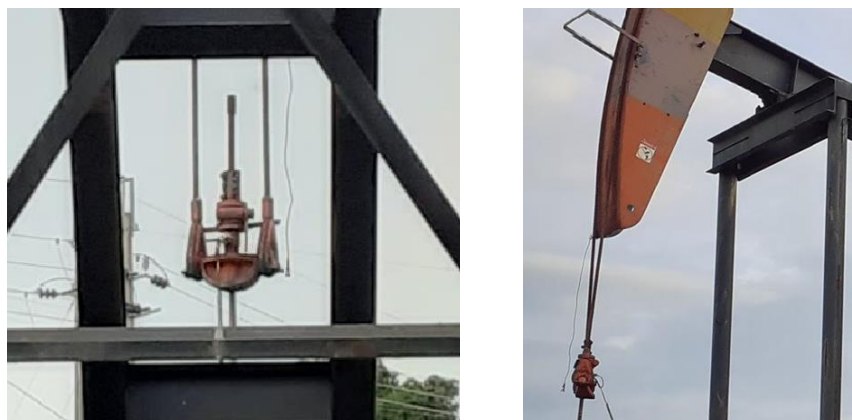
Figura 2*Rotador de varilla*

Nota. Rotador de varillas convencional. Modificado de Tulsa Oilfield Equipment, Commercial Website, 2021 (www.tulsaoil.com/sujecion_de_vastago.html)

Estos rotadores convencionales se ubican sobre una barra portadora viajera (águila) que, a su vez, sirve de soporte para la sarta de varillas de producción. Las varillas de producción se encuentran en contacto con el rotador, -descansan en él- mediante una abrazadera (grapa) sobre la tapa superior. La rotación inversa (o reactiva) del rotador -con respecto a los cables- se encuentra bloqueada por una barra de restricción, que está en contacto con los cables de acero trenzados y apernada al rotador por dos pernos. El mecanismo fundamental del rotador es un conjunto de brazo, trinquete y tornillo sin fin, cuya conversión de movimiento, finalmente, presenta como salida la rotación varillas de producción. La entrada al mecanismo es provocada por un cable que une el balancín de la UBM con el brazo del rotador, y cuya tensión y relajamiento accionan el trinquete del rotador.

Figura 3*Ubicación y elementos del rotador de varilla*

Este mecanismo sería una solución incuestionable si no fuera tan frecuente la falla del cable de accionamiento, y la consecuente inhabilidad del mecanismo para rotar la sarta durante la operación del pozo.

Figura 4*Fallas en el accionamiento de los rotadores de varilla*

El diseño y simulación computacional de un rotador de varillas automático, objeto de este trabajo de grado, que redujera la frecuencia de falla de las UBM, constituye un proyecto de valor y aporte a la academia, la disciplina ingenieril y la industria, toda vez que abre la puerta al estudio de nuevas tecnologías y mejores soluciones. Además, el desarrollo de nuevas y mejores soluciones a los problemas que afectan a los sistemas de levantamiento de petróleo podrían representar ahorros importantes por disminución del coste de levantamiento por barril, que es el indicador de rentabilidad y referencia básica de todo campo de producción.

En este trabajo se presenta la información pertinente, el proceso de diseño y simulación computacional del mecanismo rotador de varilla automático y los planos finales del diseño, como producto de las habilidades y aptitudes adquiridas durante el proceso de formación como ingenieros mecánicos. Para este trabajo, también, se ha empleado los conocimientos apropiados en las áreas del diseño mecánico, ingeniería de mantenimiento, formulación de proyectos de ingeniería, resistencia y ciencia de materiales, mecánica de fluidos, dinámica y herramientas CAD/CAE.

2. Objetivos

2.1 Objetivo General

Diseñar computacionalmente un mecanismo rotador de varilla automático para reducir la frecuencia de falla por rotura de varilla en pozos petroleros con levantamiento artificial por bombeo mecánico.

2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar computacionalmente un mecanismo rotador de varillas de producción que cumpla con los siguientes requerimientos:
 - Diseño ajustado a las condiciones reales bajo las normas que apliquen.
 - Capacidad de rotar varillas con carga de hasta 44000 lb.
 - Capacidad de generar un torque de hasta 160 N*m.
 - Rotación efectiva por ciclo de la bomba de 3°.
 - Accionamiento automático.
 - Debe admitir varillas de producción de hasta 1 ½” de diámetro.
- Simular el mecanismo rotador mediante herramientas de software y validar si cumple con los requerimientos de un pozo de producción petrolera.
- Realizar un análisis económico mediante el establecimiento del costo de fabricación del mecanismo, en función de los costos de diseño y manufactura.

3. Marco Referencial

Para dar continuidad con el desarrollo del proceso de diseño, se hace necesario conocer elementos fundamentales con relación a las herramientas de análisis, estudio y seguimiento que se podría tener en un pozo petrolero común. Estas herramientas son, básicamente, instrumentos y metodologías a través de las cuales se recoge información con de las cargas que actúan sobre la unidad de bombeo mecánico y su comportamiento en el tiempo.

3.1 Marco Conceptual

3.1.1 Unidad de bombeo mecánico

Es el sistema más utilizado en el mundo para extraer el contenido de los pozos petroleros. Obtuvo dicha popularidad por la economía y la practicidad de su uso comparado con otros sistemas de levantamiento. Normalmente el personal de la industria le llama unidad de bombeo mecánico al mecanismo ubicado en superficie, sin embargo, la sarta de varillas y la bomba de subsuelo que cuelgan de él, bajo la superficie, también hacen parte del sistema. Las cargas y las condiciones de operación normalmente están determinadas por el momento en el ciclo de vida de los pozos, por las propiedades del crudo y el tipo de flujo en que operan. De manera estándar, su diseño es pensado siempre en condiciones de máxima exigencia, lo cual les permite tener similitud con otros equipos y partes disponibles en todo el mundo. Esto les otorga una amplia posibilidad de rotación e intercambiabilidad de piezas.

3.1.2 Barra lisa o varilla pulida

Es uno de los componentes principales del sistema de levantamiento por bombeo mecánico. En orden descendente, es el primer tipo de varilla que se encuentra en el pozo. Su función es garantizar el hermetismo del cabezal del pozo en la caja de empaques a pesar del movimiento reciprocante de la unidad. Están normalizadas de acuerdo con el estándar de fabricación API 11B.

3.1.3 Sarta de producción

Es otro de los componentes principales del sistema de levantamiento por bombeo mecánico. En orden descendente, es el segundo tipo de varilla que se encuentra en el pozo. Puede ser un conjunto de cientos de varillas unidas a una sola varilla continua. A diferencia de la varilla pulida, esta no requiere de un acabado superficial específico para brindar hermetismo ya que no entra en contacto con la empaquetadura. Sin embargo, sí requieren frecuentemente tratamientos superficiales de recubrimiento que prevenga el desgaste y la corrosión dentro del pozo. Están normalizadas de acuerdo con el estándar de fabricación API 11B.

3.1.4 Tubing o tubería de producción

Se encuentra rodeando la sarta de varillas formadas por la varilla pulida y la varilla de producción, a lo largo de toda la trayectoria del pozo. Su función principal es la de evitar el contacto entre el casing y la sarta de varillas, brindando seguridad ante posibles filtraciones y daño ambiental. Por allí se evacúa el petróleo producido por el pozo. Están normalizadas de acuerdo con el estándar de construcción API 5CT.

3.1.5 Casing o tubería anular

Se encuentra rodeando la tubería de producción del pozo y ofrece una barrera entre el subsuelo y la cavidad utilizada por el pozo. Normalmente se construye con materiales como el concreto y su diseño se proyecta para un ciclo de vida extendido. Su principal función, además de

la seguridad, es servir como cavidad para la extracción del gas que no se desea hacer pasar por la tubería de producción o tubing. Están normalizadas de acuerdo con el estándar de construcción API 5CT.

3.1.6 Precipitación de parafinas

Las parafinas son compuestos orgánicos formados normalmente por cadenas de hidrocarburos saturados, estas parafinas están disueltas con los componentes más ligeros del petróleo y son muy propensos a cambios en su estado debido a los cambios termodinámicos del petróleo crudo, estos cambios pueden generar una cristalización o solidificación de estas parafinas que causan un efecto de precipitación o deposición a lo largo de la tubería de producción, efecto que puede causar problemas significativos como reducción de la producción y grandes pérdidas económicas.

3.1.7 Fatiga de materiales

Se conoce como fatiga de materiales al fenómeno que se produce sobre los elementos que son sometidos a cargas variables y a un número considerable de ciclos de trabajo continuo. Este fenómeno produce un efecto de degeneración en los materiales, llegando a producir fallas por rotura en el material, José Manuel Escacena ventura de la Universidad de Sevilla expone que “Durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes.”

3.1.8 Carta dinamométrica

Se trata de un documento obtenido mediante la lectura de los valores de carga en el águila con respecto al tiempo (o a la posición) en el ciclo de bombeo de la unidad de bombeo mecánico. Dicha lectura es realizada a través de sondas o celdas de compresión ubicadas entre la grapa y el águila, e incluye los valores correspondientes al peso de las varillas más o menos el peso por

efectos del fluido, dependiendo de la parte del ciclo en que se encuentre. De acuerdo con (Triana et al., 2014),

las cartas dinamométricas registradas en superficie, en pozos producidos con bombeo mecánico, brindan información esencial para el diseño y diagnóstico del sistema de extracción. El Concepto de dinamometría lleva consigo la interpretación en superficie de lo que ocurre en el fondo del pozo (p.4).

La información obtenida en superficie suele recibir un tratamiento matemático que aparta de los diagramas toda variación de carga debido a los efectos por elasticidad y elongación de la sarta de varillas, dando como resultado la curva de carga (o de llenado) del barril en el fondo del pozo.

3.2 Marco Teórico

3.2.1 Procedimiento de diseño del perfil de una leva

En la elaboración de los perfiles de las levas se parte de que, para el caso de las levas cilíndricas, el diagrama de desplazamiento vertical en función de la posición angular del seguidor con respecto al eje del cilindro es idéntico al perfil de la leva. La elaboración de este diagrama consiste en un procedimiento y cálculo análogo a aquel de las levas de disco.

Los procedimientos de diseño para los perfiles de leva también varían según el tipo de movimiento que se escoja para el seguidor. La selección del tipo de movimiento del seguidor depende del comportamiento deseado y de cuál sea el que mejor aporte haga al mecanismo que se diseña. En el libro texto Maquinas y Mecanismos, de David H Myszka, se describen los cuatro principales tipos de movimiento existentes y sus principales características.

Entre los movimientos que describe Myska se encuentran el movimiento del seguidor con velocidad constante, principalmente usado en aplicaciones con bajo requerimiento velocidad, dado que, en la práctica, es físicamente imposible un cambio instantáneo de velocidad. En el concepto del rotador de varilla planteado, existe intervalos de reposo para el seguidor en los cuales, de ser elegirse el movimiento con velocidad constante, podría someterse los componentes a cambios abruptos de velocidad. Un cambio brusco en la velocidad, de un valor a otro, o desde el reposo, está relacionado con grandes aceleraciones y, como lo sugiere la segunda ley de Newton, esto represente grandes fuerzas sobre los componentes.

Otro movimiento mencionado es el movimiento del seguidor con aceleración constante que, al igual que el movimiento con velocidad constante, es principalmente usado en aplicaciones de bajas velocidades debido a que el perfil se diseña con dos mitades: una con aceleración constante y otra con desaceleración constante. En la práctica, este cambio de sentido de la aceleración y con magnitud constante, produce cambios bruscos en las fuerzas inerciales y generan vibraciones indeseadas en los mecanismos.

La literatura de diseño de levas también menciona los movimientos armónico y cicloidal, los cuales son movimientos del diseño de levas derivados de las curvas trigonométricas. Estos movimientos se caracterizan por poseer curvas más suaves en sus respectivos trazados, con lo cual se hace que las fuerzas inerciales en los componentes cambien con más sutileza. Como diferencia principal, se tiene que en el movimiento armónico -tal como en los movimientos ya descritos- se presentan cambios bruscos de la aceleración en los extremos del movimiento, mientras que, en el movimiento cicloidal, los cambios de aceleración son más suaves en puntos de inicio y fin, con lo cual se reduce la degradación de componentes por vibraciones.

4. Metodología

En el diseño de máquinas y componentes es necesario definir un procedimiento de diseño que garantice el cumplimiento de requerimientos y especificaciones establecidos en la conceptualización, de manera que, mínimamente, se alcance las expectativas del proyecto o se justifique qué y por qué no es viable. Estos procedimientos pueden realizarse a través de la optimización de alguna variable o a partir de condiciones externas inalterables. Normalmente dichas condiciones externas son requerimientos espaciales o de capacidad.

Para la elaboración del diseño del rotador de varilla, objeto de este trabajo de grado, se realizó el procedimiento teniendo en cuenta las condiciones geométricas, espaciales y funcionales impuestas por otros componentes ya existentes en una unidad de bombeo mecánico.

En primer lugar, es necesario establecer el rango de cargas operacionales para el rotador de varilla y, posteriormente, considerando que se busca que el mecanismo cuente con funcionamiento automático, se aprovechará la diferencia de cargas existentes entre la carrera descendente y ascendente de la unidad de bombeo mecánico para accionar un resorte o un conjunto resorte. Este resorte será el eslabón de entrada del mecanismo que hace posible convertir el desplazamiento lineal en movimiento rotacional. El complemento del muelle para finalmente convertir es movimiento lineal reciprocante en movimiento rotacional, será un mecanismo de levas concéntricas.

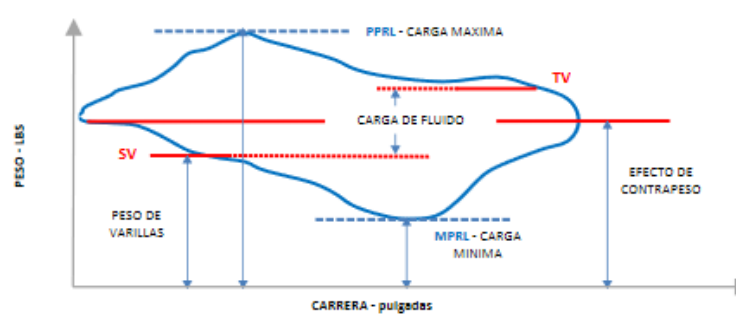
4.1 Estimación de Las Cargas de Operación del Rotador de Varillas

Para determinar estos valores de operación del muelle o resorte, se realiza un análisis de los datos dispuestos en una carta dinamométrica de pozo, la cual, en condiciones normales, es actualizada de manera continua durante el funcionamiento. Sin embargo, para determinado periodo en la vida del pozo, puede considerarse como una carta usual o sistemática, en cuyo intervalo se torna repetitiva.

Como se mencionó en el marco conceptual, estas cartas describen de manera gráfica el comportamiento de las cargas sobre el contacto entre la sarta de varillas y el águila de la unidad de bombeo mecánico en superficie y, a través de tratamiento matemático, se obtiene una ecuación de onda cuya solución resulta en información para explicar las cargas en el fondo. Dicho de otro modo, estas cartas brindan información del comportamiento del pozo y la unidad. Esta información es en relación con posibles fallas potenciales o en desarrollo en la bomba de fondo durante la operación. En la Figura 5 se presenta una carta usual de superficie correspondiente a operación normal.

Figura 5

Carta dinamométrica usual de superficie en un pozo con UBM



Nota. La figura presenta una carta dinamométrica común en el bombeo mecánico. Reproducida de Interpretación de Cartas Dinamométricas Básicas, Oil Production Consulting, 2021 (www.oilproduction.net).

Como se aprecia en la Figura 5, en el ciclo de bombeo existe dos valores de carga, una mínima y una máxima, las cuales, serán obviadas en esta oportunidad. Esto debido a que dichos valores máximo y mínimo corresponden a lecturas no estándar ni recurrentes, que son efecto de la elongación y flexibilidad de las varillas. Debe recordarse que, en repetidas ocasiones, se trata de sartas con varios miles de pies de profundidad y un diámetro relativamente pequeño, por lo cual, los efectos de la elongación pueden generar ruidos importantes en las lecturas de carga.

Otra causa por la que se presentan dichos picos irregulares en la lectura podría tener que ver con variaciones en la resistencia al movimiento que enfrentan la sarta, el fluido o el barril en ciertos puntos del ciclo, bien sea en el ascenso o el descenso. Dichos cambios en la oposición al movimiento pueden deberse a múltiples factores que están por fuera del alcance de este trabajo.

Entonces, en lugar de considerar dichas cargas pico, se procede al diseño haciendo uso de los valores de carga Standing Valve (SV) y Traveling Valve (TV), los cuales pueden determinarse a partir de la información conocida de un petrolero.

El valor SV tiene lugar durante la carrera descendente del ciclo de bombeo, dándose cuando la válvula fija reposa sobre su asiento y todo el peso de fluido al interior de la tubería descansa sobre esta y el asiento. En este intervalo, la celda de carga hace la lectura del peso de la varilla sumergida en el fluido y ese es el valor de la lectura SV.

De manera análoga, durante la carrera ascendente, la válvula viajera reposa sobre su asiento y la carta de superficie registra el valor del peso de la varilla sumergida en el fluido más el peso del fluido contenido entre la varilla y la tubería de producción, siendo este el valor o lectura correspondiente a TV.

Conociendo la forma de calcular los valores de SV y TV se procede a determinarlos para continuar con el diseño del resorte del mecanismo. Estos valores se calculan suponiendo los siguientes datos de diseño.

- Profundidad de diseño (p) : $6000 \text{ ft} \approx 1828,8 \text{ m}$
- Diámetro de la varilla (ϕ_v) : $1 \frac{1}{2}'' \approx 0.0381 \text{ m}$
- Diámetro del tubing (ϕ_t) : $3'' \approx 0,0762 \text{ m}$

Cabe resaltar que estos valores son aproximaciones de datos de acuerdo con las características reales de los pozos petroleros en Colombia. Para el valor de densidad del fluido al interior del tubing se hace uso de la referencia de densidades dada por la iniciativa para la transparencia de las industrias extractivas del ministerio de minas de Colombia donde se menciona que se considera crudo liviano a los crudos con densidades inferiores a los 900 kg/m^3 y la recomendación de la empresa Tenaris Sidérea, la cual indica que, para pozos no corrosivos con altas cargas, se recomienda una varilla grado D alloy con densidad de 7850 kg/m^3 .

$$SV = W_{\text{varilla}} - W_{\text{flotación}} \quad (1)$$

$$TV = SV + W_{\text{fluido}} \quad (2)$$

$$SV = 142,15 \text{ kN} \quad TV = 197,379 \text{ kN}$$

4.2 Diseño del Subsistema de Potencia

Una vez obtenidos los valores del rango de operación del mecanismo a diseñar, se continua con el procedimiento para el diseño del resorte de accionamiento, para esto, es necesario también,

fuera de los valores de carga operacionales seleccionar un valor estimado de deflexión de trabajo y realizar el cálculo de ciclos de operación que se espera funcione el mecanismo sin falla.

Primeramente, se establece una deflexión de trabajo del resorte de 1” teniendo en cuenta las limitaciones de espacio y las altas cargas a las que este estará operando y se diseñará para una operación continua de 2 años bajo una frecuencia máxima de trabajo de 8 SPM del pozo.

$$Ciclos = 8SPM * 60 \frac{min}{1h} * \frac{24h}{1dia} * \frac{365dias}{año} * 2años = 8,4096 \times 10^6 \quad (3)$$

Con los datos anteriores se puede dar inicio al proceso iterativo del diseño del resorte y verificar si es posible el diseño de este para trabajar bajo estas características, a continuación, se detalla el procedimiento de diseño del resorte.

Obtener los valores de fuerza media y alternante con los valores de F_{max} (TV) y F_{min} (SV).

$$F_m = \frac{F_{min} + F_{máx}}{2} = 196,76 \text{ kN} \quad (4)$$

$$F_a = \frac{F_{máx} - F_{min}}{2} = 27,61 \text{ kN} \quad (5)$$

Suponer el índice de resorte y el diámetro de alambre para este según los mostrados en la tabla 10.2 del libro diseño de máquinas de Norton.

$$C = 7 \quad (6)$$

$$d = 10mm \rightarrow 0,01m / \text{Alambre Cromo} - v \quad (7)$$

$$C = \frac{D}{d} ; D = 70mm \rightarrow 0,07 \text{ m} \quad (8)$$

Calcular los valores de factor de cortante directo y factor de Wahl y usarlos para calcular los esfuerzos.

$$K_S = 1 + \frac{0.5}{C} = 1 + \frac{0.5}{7} = 1,07 \quad (9)$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = 1,21 \quad (10)$$

$$\tau_i = K_S * \frac{8F_i D}{\pi d^3} = 27,112 \text{ GPa} \quad (11)$$

$$\tau_m = K_S * \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 37,719 \text{ GPa} \quad (12)$$

$$\tau_a = K_w * \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 5,955 \text{ GPa} \quad (13)$$

Donde τ_i es el esfuerzo de la deflexión inicial; τ_m el esfuerzo medio y τ_a el esfuerzo cortante alternante.

Obtener la resistencia ultima a la tensión del alambre, la resistencia ultima cortante y la resistencia a la fluencia por torsión haciendo uso de las ecuaciones 10.3, 10.4 y las tablas 10-4 y 10-8 del libro de diseño de Norton.

Tabla 1

Coefficientes y exponentes necesarios para el cálculo de resistencia última

Tabla 10-4 Coeficientes y exponentes para la ecuación 10.3							
Fuente: Referencia 1							
ASTM #	Material	Intervalo		Exponente b	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Forjado en frío	0.5–16	0.020–0.625	–0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre musical	0.3–6	0.010–0.250	–0.162 5	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5–16	0.020–0.625	–0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo-v.	0.5–12	0.020–0.500	–0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo-s.	0.8–11	0.031–0.437	–0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

Nota. La tabla 1 presenta datos de interés para el uso de la ecuación de la resistencia última de los resortes. Reproducido de Diseño de Máquinas 4ta Edición, Robert L. Norton, Pearson Education, (2011).

$$S_{ut} = Ad^b = 1909,9 \text{ MPa} * (10)^{-0.1453} = 1366,81 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$S_{us} = 0,67S_{ut} = 915,76 \text{ Mpa} \quad (15)$$

$$S_{ys} = 0,6S_{ut} = 820,086 \text{ MPa} \quad (16)$$

Obtener el límite de resistencia y convertirlo en un valor de resistencia física de ciclo invertido.

$$S_{ew} = 67,5 \text{ ksi} \rightarrow 465,39 \text{ Mpa} / \text{Para resortes granallados} \quad (17)$$

$$S_{es} = 0.5 * \frac{S_{ew}S_{us}}{S_{us} - 0,5S_{ew}} = 0,312 \text{ GPa} \quad (18)$$

Obtener el factor de seguridad.

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_i)}{S_{es}(\tau_m - \tau_i) + S_{us} * \tau_a} \quad (19)$$

Se puede apreciar que la diferencia $S_{es} - \tau_i$ es un valor menor que cero, razón por la que nos dará un factor de seguridad negativo, esto debido a las altas cargas a las que se necesita diseñar el resorte, para dar solución a esto se aumenta la cantidad de resortes que utilizará el mecanismo, así, la fuerza total a la que es sometido un resorte se divide entre la cantidad de resortes utilizados en el diseño. Para esto también es necesario reducir el valor del índice de resorte C debido a las limitaciones de espacio existentes.

Se repite la iteración para cuatro resortes manteniendo el diámetro del alambre y cambiando el índice C a 4.

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{197,37}{4} \text{ KN} = 49,3425 \text{ kN}$$

$$F_{min} = \frac{142,15 \text{ KN}}{4} \text{ KN} = 35,53 \text{ kN}$$

$$F_m = \frac{F_{min} + F_{m\acute{a}x}}{2} = 42,436 \text{ kN}$$

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{min}}{2} = 6,906 \text{ kN}$$

Suponer nuevamente el diámetro del alambre, material e índice C del resorte y recalcular los valores de esfuerzo del resorte.

$$C = 4$$

$$d = 10 \text{ mm} \rightarrow 0,01 \text{ m Alambre Cromo} - v$$

$$D = 40 \text{ mm} \rightarrow 0,04 \text{ m}$$

$$K_s = 1,125$$

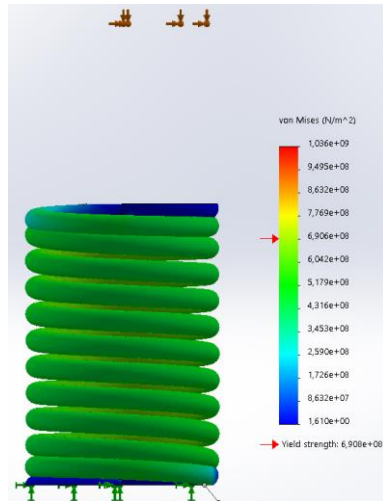
$$K_w = 1,403$$

$$\tau_i = 4,0714 \text{ GPa}$$

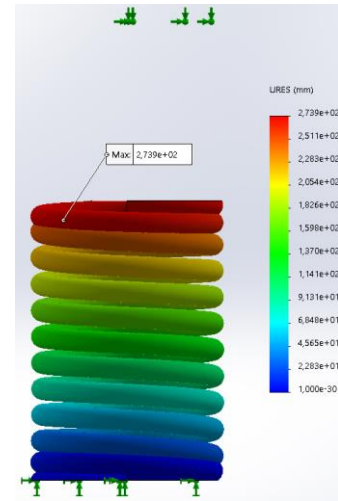
$$\tau_m = 4,8628 \text{ GPa}$$

Tras aplicar en repetidas veces la metodología propuesta por la mayoría de los autores de textos de diseño de elementos de máquina, tales como Richard G. Budynas, J. Keith Nsbett y Rober L. Norton, se observó que la carga máxima propuesta, superior a las 44000 lbf, es un valor relativamente alto para soportar con un único resorte de dimensiones compatibles con la disponibilidad de espacio en el nuevo rotador. Para corroborar los valores encontrados se usó la herramienta computacional SolidWorks, en la cual, se varió parámetros como el índice del resorte, el diámetro del alambre y la cantidad de resortes, y se evaluó con materiales distintos. En las figuras 6a y 6b se presentan los resultados parciales de la simulación de un resorte de paso y diámetro constante, de extremos planeados y rectificados y de sección transversal circular constante, con altura libre de aproximadamente 700 mm, 260 mm de diámetro de espira y 33 mm de diámetro de alambre. De esta configuración de resorte, inicialmente, puede destacarse que se encuentra totalmente por fuera de especificación. Así como también que, pese a sus grandes dimensiones, no es apto para alcanzar ni el 40% de la carga máxima de trabajo propuesta.

Para la simulación se estableció en SolidWorks que debía comprimirse el resorte, por acción de una carga máxima de trabajo, centrada en la superficie superior y dirigida hacia abajo, hasta alcanzar una deformación equivalente a la sumatoria de las deformaciones inicial y de trabajo. Este valor corresponde a la suma de $196.2 \text{ mm} + 76.2 \text{ mm} = 272.4 \text{ mm}$ y puede observarse su resultado computacional en la Figura 6b en SolidWorks y de modo analítico en la Figura 8.

Figura 6*Esfuerzos y desplazamientos del resorte de prueba en SolidWorks*

a) Esfuerzos



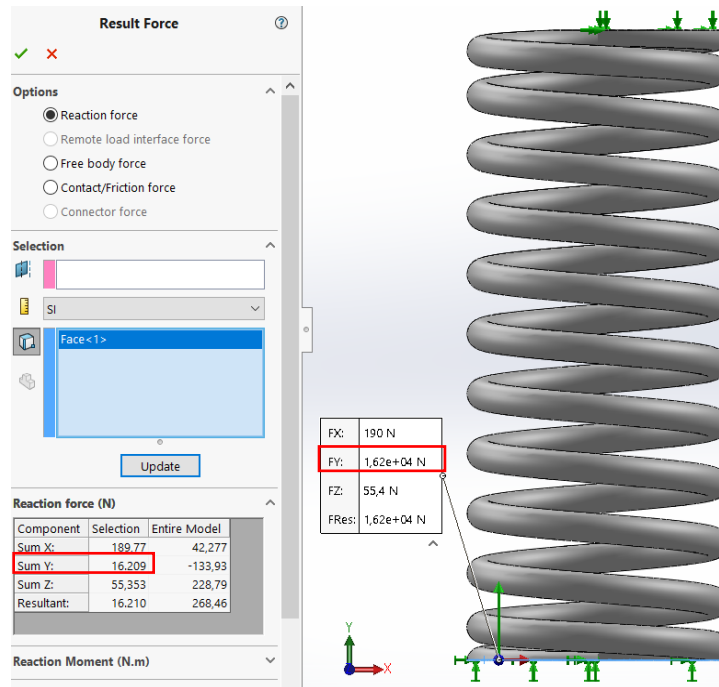
b) Desplazamientos

Con relación a los estados de esfuerzo en el resorte, en la Figura 6a, puede observarse que los esfuerzos en los nodos de gran parte del cuerpo del resorte se encuentran bastante cercanos al límite de fluencia para el material ASTM A-232, siendo este otro punto en contra para esta configuración o para una de menores dimensiones.

La validez del cálculo analítico desarrollado puede comprobarse al comparar los valores obtenidos de manera analítica y en SolidWorks, en iguales condiciones de deformación, para la carga máxima de trabajo. En la Figura 7 se observa que SolidWorks arrojó una fuerza resultante de 16209 N, mientras que, de manera consecuente, en la Figura 6b se muestra que el cálculo analítico arrojó una carga P máxima de 16448 N. Con tan solo 1.4% de error o diferencia en las medidas, puede concluirse que los cálculos fueron adecuados.

Figura 7

Fuerza resultante para la condición de deformación establecida en SolidWorks

**Figura 8**

Resultados en EES para el cálculo analítico del resorte

$A_p = 1,910E+09$ [Pa]	$C = 8$	Ciclos = 8,410E+06
$D = 0,2605$ [m]	$\delta_{choque} = 0,01524$ [m]	$\delta_{inicial} = 0,1962$ [m]
$\delta_{solida} = 0,2876$ [m]	$\delta_w = 0,0762$ [m]	$d_a = 0,03256$ [m]
$d_{amm} = 32,56$ [mm]	$G = 8,000E+10$ [Pa]	$K = 60389$ [N/m]
$K_c = 1$	$K_{fs} = 1,099$	$K_o = 1$
$K_{res} = 60,39$ [N/mm]	$K_s = 1,077$	$K_t = 1$
$K_w = 1,184$	$L_{fsobreD} = 2,67$	$L_f = 0,6956$ [m]
$L_s = 0,408$ [m]	$m = 0,1453$	$N = 1,846$
$N_a = 10,53$ [esp]	$N_{fs} = 2,89$	$N_{fs2} = 1,696$
$N_t = 12,53$	$P_a = 2301$ [N]	$P_l = 11846$ [N]
$P_m = 14147$ [N]	$P_{max} = 16448$ [N]	$P_{min} = 11846$ [N]
$S_{es} = 3,328E+08$ [Pa]	$S_{es2} = 4,650E+08$ [Pa]	$S_{es2'} = 4,650E+08$ [Pa]
$S_{ew} = 4,650E+08$ [Pa]	$S_{us} = 7,714E+08$ [Pa]	$S_{ut} = 1,151E+09$ [Pa]
$S_{utpsi} = 166993$ [psi]	$S_{ys} = 6,908E+08$ [Pa]	$S_{yspsi} = 100196$ [psi]
$\tau_a = 5,235E+07$ [Pa]	$\tau_l = 2,695E+08$ [Pa]	$\tau_m = 3,219E+08$ [Pa]
$\tau_{max} = 3,742E+08$ [Pa]	$Y_{sobreLf} = 0,3915$	

En el aspecto de seguridad e integridad mecánica, también pudo comprobarse que hay implicaciones negativas asociadas a esta configuración. Si bien los factores de seguridad desde el punto de vista de los criterios propuestos por diversos autores, para carga estática tanto como para carga dinámica y a fatiga, se encuentran por encima de la unidad, estos no están sobre los valores recomendados. El resultado analítico para estos factores de seguridad, en la configuración de carga y deformación estudiada, se pueden observar en la Figura 8, siendo los correspondientes a N , N_{fs} y N_{fs2} .

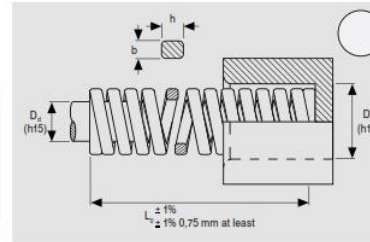
En vista de que no fue viable el diseño y elección de un único resorte o una configuración de varios resortes de sección circular, se consideró realizar una búsqueda y selección a partir de catálogos comerciales. Para alcanzar un valor máximo posible de carga de trabajo, debía aprovecharse cada recurso que pudiera incrementar la capacidad del resorte (o de los resortes involucrados), por lo cual, se optó por evaluar resortes para cargas ultra fuertes y de sección transversal rectangular. En este punto debe recordarse que, de acuerdo con la Mecánica de Materiales, es posible y conveniente usar alambre de sección transversal rectangular si lo que se requiere es conseguir mayor capacidad de carga. Esto se explica por el hecho de que una sección transversal cuadrada o rectangular, para una dimensión específica de sección transversal, cuenta con mayor momento de inercia de área, el cual, para la misma resistencia de material, puede admitir cargas mayores sin presentar muchos cambios en el valor promedio del esfuerzo. El resorte elegido se ubicó en el catálogo comercial general 2017 de la marca de muelles STEEL MEFOBO®, cuyas características se muestran en la Figura 9.

Figura 9

Resorte más conveniente para los requerimientos espaciales y de carga

Sección rectangular ISO 10243 Muelles carga ultra-fuerte

- (C) MOLLES CÀRREGA ULTRA-FORTA
 (GB) ULTRA-STRONG LOAD SPRINGS
 (F) RESSORTS CHARGE ULTRA-FORTE
 (D) FEDERN FÜR ULTRA-HOHE SPANNUNG



	D _H Hole Diameter b x h	D _s Rod Diameter	L ₀ Free Length	R Spring Constant ± 10%	A 10% L ₀ + 3.000.000	B 12% L ₀ ~ 1.500.000	C 13,5% L ₀ 300 - 500.000	D 15% L ₀ 100 - 200.000	E Do not use				
Ref.	mm	mm	mm	N/mm	mm N	mm N	mm N	mm N	mm				
A 50 - 089	50	25	89	1410	8.9	12549	10.7	15087	12.0	16941	13.4	18824	19
A 50 - 102			102	1215	10.2	12393	12.2	14823	13.8	16731	15.3	18590	22
A 50 - 115			115	1076	11.5	12374	13.8	14849	15.5	16705	17.3	18561	25
A 50 - 127			127	968	12.7	12294	15.2	14714	17.1	16596	19.1	18440	28
A 50 - 152			152	806	15.2	12251	18.2	14669	20.5	16539	22.8	18377	34
A 50 - 178			178	698	17.8	12424	21.4	14937	24.0	16773	26.7	18637	40
A 50 - 203			203	612	20.3	12424	24.4	14933	27.4	16772	30.5	18635	45
A 50 - 254			254	472	25.4	11989	30.5	14396	34.3	16185	38.1	17983	58
A 50 - 305	11,8 x 13,5	305	388	30.5	11834	36.6	14201	41.2	15976	45.8	17751	70	

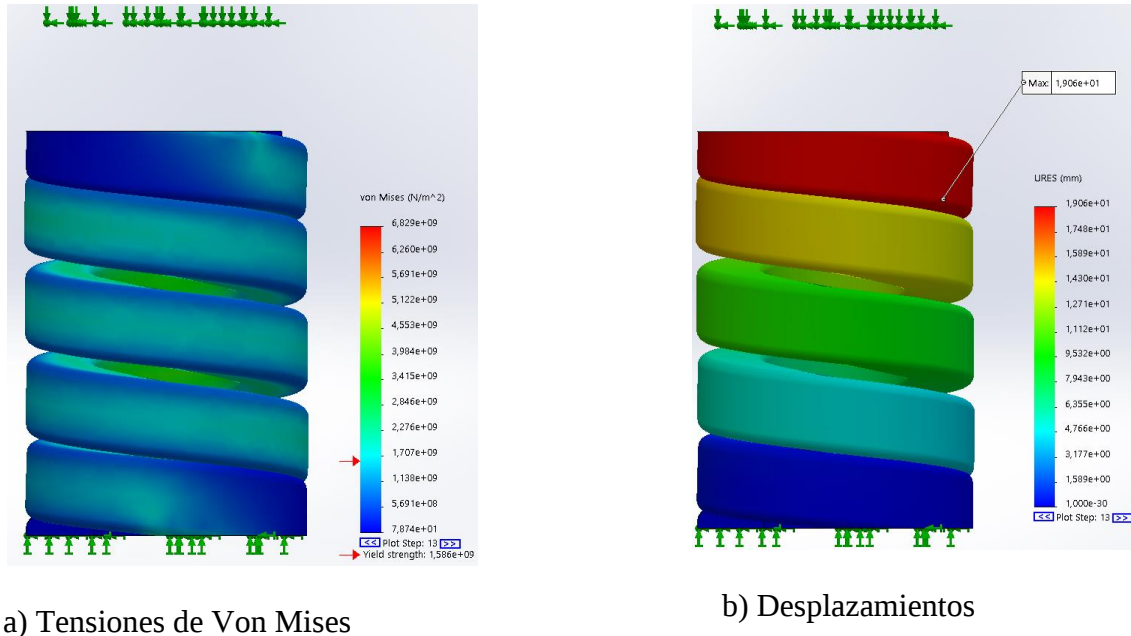
Nota. La figura presenta las características del resorte elegido. Modificado de Catálogo General, STEEL MEFOBO®, 2017 (www.steelmefobo.com)

La elección de este resorte se realizó teniendo en cuenta que se requiere uno o varios resortes con longitud libre menor a 100 mm para que pueda ubicarse de manera adecuada en el ensamble y, del mismo modo, debería contar con un diámetro de espira compatible con una configuración de múltiples resortes. Además, debería contar con la mayor razón posible de carga por milímetro de deformación o, en otras palabras, con la mayor constante de resorte posible.

El resorte candidato fue evaluado computacionalmente, con ayuda de SolidWorks, bajo condiciones deformación máxima recomendada por el fabricante y en deformación límite de trabajo, de 13.4 mm y 19 mm, respectivamente. En la Figura 10 puede observarse los resultados para el estado de deformación límite recomendado por el fabricante para este resorte.

Figura 10

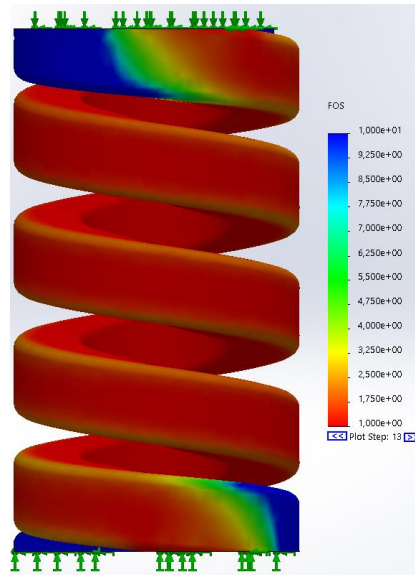
Esfuerzos en las espiras y deformación límite recomendada del resorte A50-089



Como puede observarse en la Figura 10a, la mayor parte de los valores de esfuerzos en los nodos del resorte se encuentra por debajo o cercanos al valor del límite de fluencia del material, por lo cual la validez de la elección estará sujeta a la recomendación de no cargar el resorte de manera que se alcance o supere dicho umbral. Del mismo modo, puede apreciarse en la Figura 10b. que la deformación límite de trabajo recomendada por el fabricante y, por motivos de estudio, establecida en SolidWorks, fue de 19 mm.

Figura 11

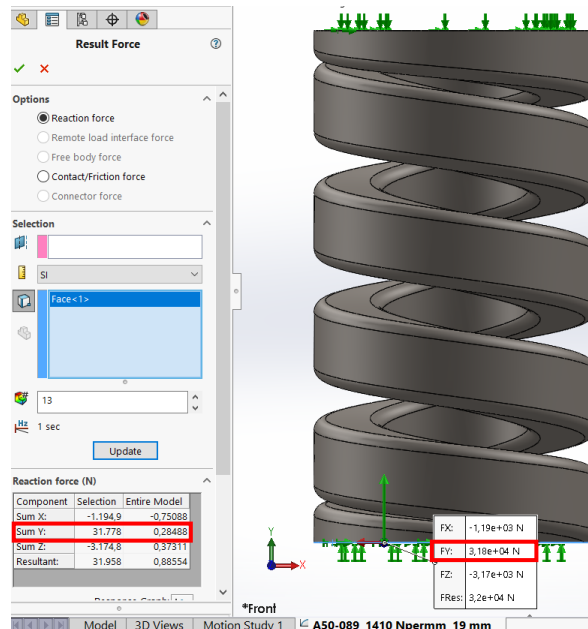
Factor de Seguridad en el resorte cuando es deformado al máximo recomendado



En el aspecto de seguridad e integridad mecánica, puede comprobarse en la Figura 11 cómo el factor de seguridad, en una escala de 1 a 10, se encuentra por encima de la unidad en la mayor parte de los nodos del resorte. Debe tenerse en cuenta que este es el comportamiento del factor de seguridad para la deformación límite recomendada por el fabricante, por lo cual, ante una recomendación conservadora de máxima deformación, debería tenerse un mejor comportamiento.

Figura 12

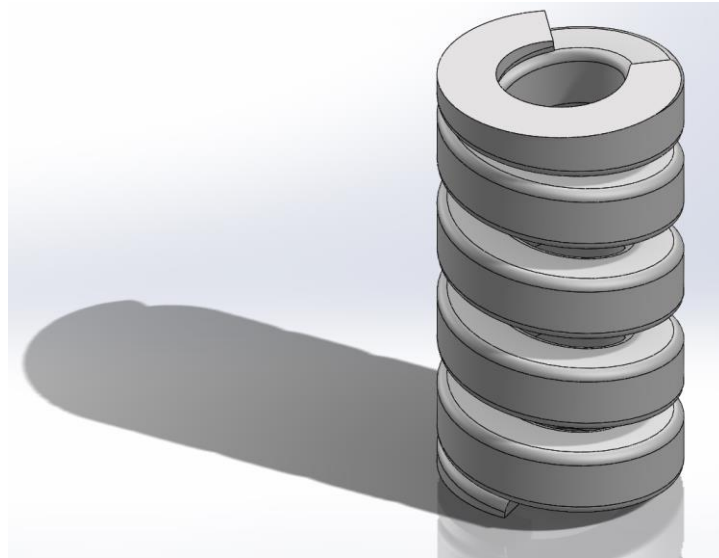
Fuerza resultante para la condición de deformación límite recomendada



Los resultados de la simulación ejecutada en el resorte A50-089 sujeto a condición de deformación límite de trabajo recomendada por el fabricante permitieron conocer que, en tal situación, el resorte ofrece una carga de trabajo analítica de $1410 \text{ N/mm} \times 19 \text{ mm} = 26790 \text{ N}$ y, de modo computacional, un valor de 31778 N de carga. Con el ánimo de mantener un enfoque conservador, se optará por recomendar una carga de operación límite de 26790 N equivalentes a, aproximadamente, 6022.63 lbf . Esta carga es, evidentemente, equivalente al 14% de la carga objetivo de este trabajo, con un valor de 44370 lbf , razón por la cual se optará por el uso de una configuración de cuatro (4) resortes ubicados sobre una circunferencia de 125 mm de diámetro y con 90° entre cada uno de ellos. Esto permitirá contar con una capacidad de carga de cuatro veces la carga de un solo resorte, equivalente a 24090 lbf .

Figura 13

Modelo CAD del resorte elegido



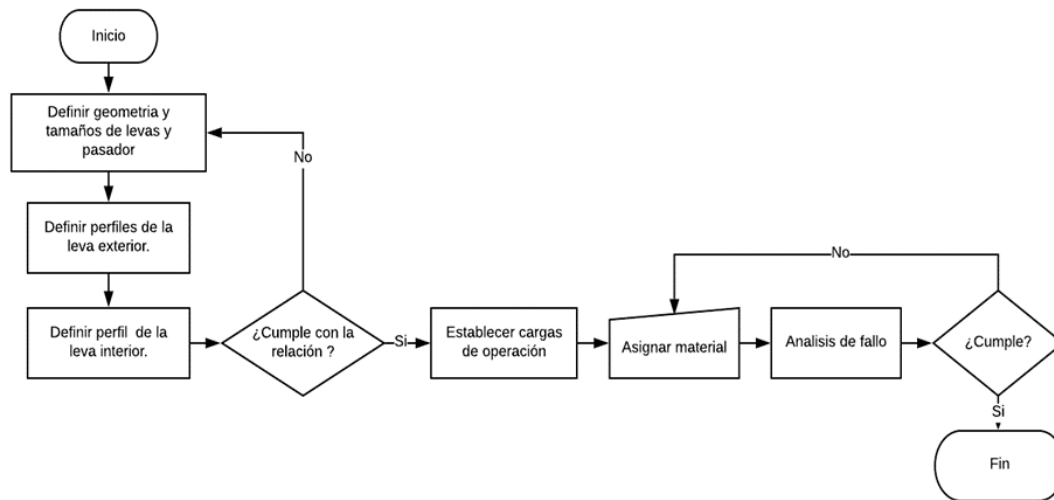
4.3 Diseño Subsistema de Transmisión del Mecanismo

Una vez hecha la selección del resorte se procede al diseño del subsistema de transmisión del mecanismo rotador, el cual consta de un conjunto de dos levas cilíndricas relacionadas mediante pasador cilíndrico, el cual permite hacer una reducción en los grados de giro del rotador.

Es importante para el diseño de estas levas tener claridad de las dimensiones generales del resorte seleccionado debido a que estas nos permite definir el tamaño de las levas y las dimensiones y características de los perfiles necesarios para su funcionamiento. Como guía de diseño del subsistema se elabora el diagrama de flujo mostrado en la Figura 14, allí se presenta el procedimiento utilizado para el diseño del subsistema de transmisión de movimiento del rotador de varilla.

Figura 14

Diagrama de flujo del procedimiento de diseño del subsistema de transmisión



4.3.1 Geometría y dimensionamiento preliminar

Debido a la complicación que existe para ubicar el rotador de varilla por debajo del elevador (águila) por posibles fallos de contención e integridad en la caja de empaques del pozo, la violación de estándares en la operación de las UBM e insuficientes garantías de funcionamiento del rotador por temas de redundancia en el mecanismo se optó por reubicar la posición de instalación en el diseño ubicando ahora el rotador por encima del elevador o águila.

Esta nueva ubicación del rotador implica restricciones en los tamaños de sus elementos, condiciones que dependen, principalmente, del espacio existente entre los cables de acero que sujetan el elevador de la UBM. Por tal motivo, se consideran diámetros de diseño conocido para la leva externa del mecanismo, no mayor de 260 mm, siendo este el espacio disponible para la ubicación del dispositivo (con carcasa incluida), cuyo contenido son principalmente las levas cilíndricas alrededor de la varilla de producción junto con un número de resortes. A continuación,

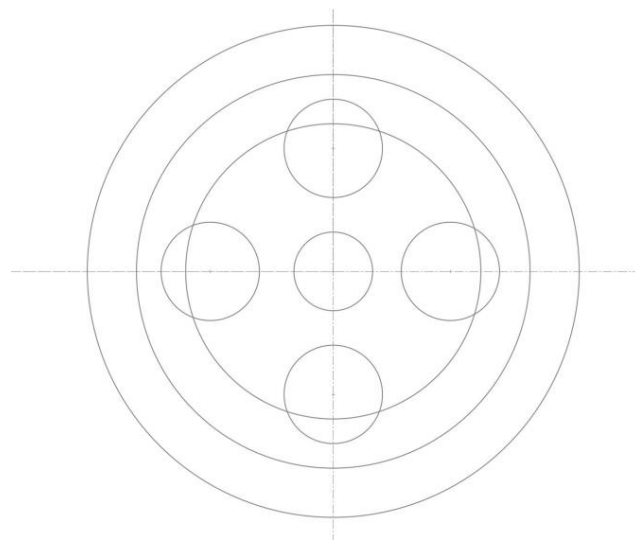
se presentan los tamaños mínimos establecidos para los diámetros internos y externos de las levas del mecanismo.

- Diámetro interno de leva interna: 115 mm
- Diámetro externo de leva interna: 150 mm
- Diámetro interno de leva externa: 200 mm
- Diámetro externo de leva externa: 235 mm

En la Figura 15 se muestra la manera en que se ubican las levas junto con los cuatro resortes. Vale destacar que los resortes se ubican por debajo de una base cuya función es ser soporte y bancada de rotación para las levas cilíndricas.

Figura 15

Ubicación de levas y resortes necesarios



Una vez establecidos los tamaños de diseño para las levas se procede a dibujar los perfiles necesarios para cada una y con ello verificar el comportamiento de la relación de transmisión propuesta.

4.3.2 Diseño de los perfiles de leva

El mecanismo de transmisión funcionará como una reducción axial mediante dos levas conectadas por un pasador móvil a lo largo del, que será el encargado de relacionar los perfiles interno y externo de las levas externa e interna, respectivamente. Dichos perfiles se diseñan en forma de “V” para ambos casos, con una diferencia particular en el número de segmentos en “V” de cada leva. Esta diferencia genera un cambio en el ángulo de pendiente de cada perfil, que, por tener el pasador como punto en común durante la rotación, también experimentarán una diferencia en el desplazamiento angular. A esta diferencia se les llama relación de desplazamiento angular y depende de la relación de pendientes de estos perfiles, siendo, para este caso, una relación de 6 a 1 si se diseña con 6 segmentos en “V” en la leva interna y un segmento en “V” en la leva externa. En la Figura 16 se presenta la relación mencionada.

Figura 16

Relación de los perfiles de las levas

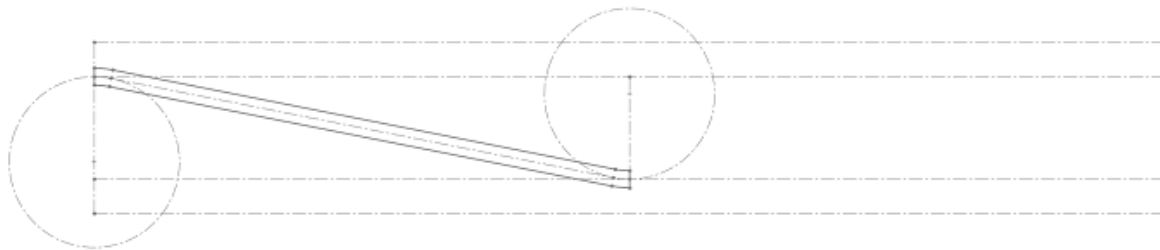


Teniendo en cuenta lo anterior se procede a diseñar los perfiles para las levas. Inicialmente, para el perfil externo de la leva interna, se realiza el procedimiento del movimiento cicloidal descrito por Myska (2012), con el ánimo de suavizar la curvatura y trayectoria del movimiento. Como se mencionó antes, se busca que el mecanismo de transmisión tenga una relación de rotación de seis a uno entre levas, por lo cual, el ancho cada segmento en “V” será una función del perímetro

Para la construcción del perfil interno de la leva externa se tiene en cuenta lo señalado antes, en cuanto al tamaño del segmento en “V”, que, en este caso, ocupará todo el perímetro interno de la leva. Dicho perfil interno cuenta con un diámetro de 200 mm, su perímetro sería de 628,31 mm y en esta oportunidad el perfil es construido a partir de una especie de triángulo con extremos suavizados con asistencia CAD, como se aprecia en Figura 18. Vale destacar que la trayectoria del seguidor para este caso tendría pendiente prácticamente constante.

Figura 18

Construcción del perfil interno de la leva externa



Los perfiles se diseñaron otorgando extremos superior e inferior con espacio de 20 mm y con una altura de perfil (zona intermedia) de 80 mm, con lo cual se obtuvo como resultado una altura de 100 mm para cada una de las levas.

La leva exterior cuenta con un segundo perfil encargado de generar el movimiento debido a la compresión de los resortes del mecanismo, como se detalló en la selección de estos. Se conoce que cada uno tiene una compresión máxima recomendada de 19 mm y considerando el comportamiento de las cargas SV y TV del pozo, como datos de diseño para la operación del rotador, se procede a realizar un análisis que permita determinar las características de compatibilidad con un pozo. Con lo anterior se busca averiguar los datos de compresión inicial y de desplazamiento, así como también, estas condiciones entre la situación con precarga aplicada y

aquella con carga final. El desplazamiento obtenido entre estas dos situaciones será la altura del perfil más externo de la leva externa y también la altura del trabajo del rotador de varillas.

Como parámetros de diseño tenemos que la longitud máxima de compresión del resorte es de 19 mm, y que existe una compresión de precarga que será dada por la carga SV del pozo. Dado que se tiene cuatro resortes como parte del accionamiento y conversor de movimiento del rotador, la carga aplicada en dirección del eje axial sobre el rotador, en cualquier instante, se distribuirá de manera aproximadamente uniforme en cada uno de los resortes. Por lo anterior la carga mínima y máxima operación de cada resorte se puede establecer como SV/4 y TV/4, respectivamente.

La altura del perfil externo de la leva externa será el resultado de la diferencia de compresión entre la precarga de cada resorte (SV/4) y la carga máxima de operación (TV/4) en función de la constante k de 1410 N/mm y un desplazamiento máximo Dmax de 19mm, con ayuda del software de cálculo EES se obtiene los resultados mostrados en la Figura 19.

Figura 19

Cálculo de la altura del perfil de leva

CALCULO FUERZAS DE TRABAJO

Datos

$$g = 9,80665$$

$$D_v = (1 + 1/2) \cdot 0,0254 \quad \text{diámetro de la varilla}$$

$$D_t = 3 \cdot 0,0254 \quad \text{diámetro del tubing}$$

$$\rho_v = 7850 \quad \text{densidad de la varilla}$$

$$\rho_f = 900 \quad \text{densidad del fluido} \quad \text{valor limite para crudos livianos}$$

$$W_f = \rho_f \cdot g \cdot V_f \quad \text{peso del fluido}$$

$$V_f = V_t - V_v \quad \text{volumen del fluido}$$

$$V_t = \pi \cdot \left[\frac{D_t}{2} \right]^2 \cdot L \quad \text{Volumen del tubing}$$

$$V_v = \pi \cdot \left[\frac{D_v}{2} \right]^2 \cdot L \quad \text{Volumen de la varilla}$$

$$SV = \pi \cdot \left[\frac{D_v}{2} \right]^2 \cdot L \cdot g \cdot (\rho_v - \rho_f)$$

$$TV = SV + W_f$$

$$C_{min} = \frac{SV}{4} \quad \text{Carga minima}$$

$$C_{max} = \frac{TV}{4} \quad \text{Carga maxima}$$

$$k = 1410$$

$$D_{min} = \frac{C_{min}}{1410} \quad \text{Desplazamiento minimo}$$

$$D_{max} = \frac{C_{max}}{1410} \quad \text{Desplazamiento maximo}$$

$$x = D_{max} - D_{min} \quad \text{Longitud de operacion}$$

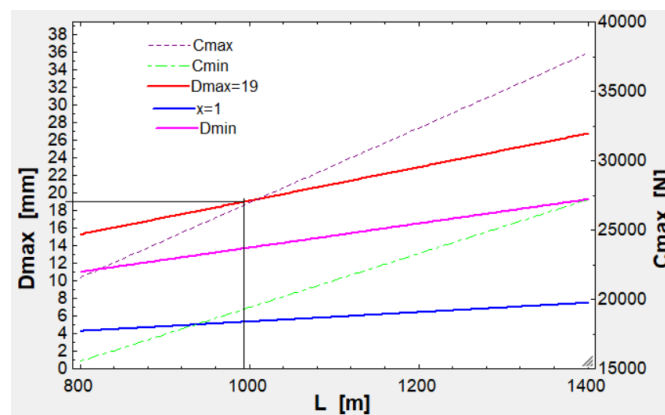
$$D_{max} = 19$$

Figura 20

Resultados para el cálculo de la altura de perfil externo

$C_{max} = 26790 \text{ [N]}$	$C_{min} = 19294 \text{ [N]}$	$D_{max} = 19 \text{ [mm]}$	$D_{min} = 13,68 \text{ [mm]}$
$D_t = 0,0762 \text{ [m]}$	$D_v = 0,0381 \text{ [m]}$	$g = 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$k = 1410 \text{ [N/mm]}$
$L = 993,2 \text{ [m]}$	$\rho_f = 900 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$	$\rho_v = 7850 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$	$SV = 77177 \text{ [N]}$
$TV = 107160 \text{ [N]}$	$V_f = 3,397 \text{ [m}^3\text{]}$	$V_t = 4,529 \text{ [m}^3\text{]}$	$V_v = 1,132 \text{ [m}^3\text{]}$
$W_f = 29983 \text{ [N]}$	$x = 5,316 \text{ [mm]}$		

a) Analíticos



b) Gráficos

Como puede verse en la Figura 20a, los datos de desplazamiento mínimo y máximo arrojados por el software son 13,68 y 19 mm, respectivamente, y la diferencia x de entre ellos, con un valor de 5 mm aproximadamente. Este último valor será la altura del perfil más externo del rotador.

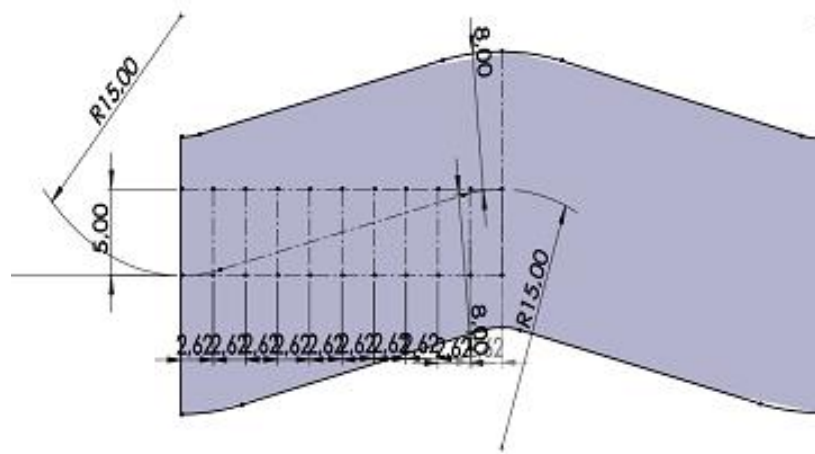
En los resultados mostrados se observa, también, el valor de profundidad máximo del pozo para las condiciones de diseño mencionadas anteriormente, siendo el rotador de varilla que se está diseñando apto para pozos de profundidad L de 993 m aproximadamente.

Definida la altura que tendrá el perfil debido a la compresión del resorte, se opta por crear una forma de “V” invertida repetida 15 veces alrededor de la leva lo que resultará en 24 grados de

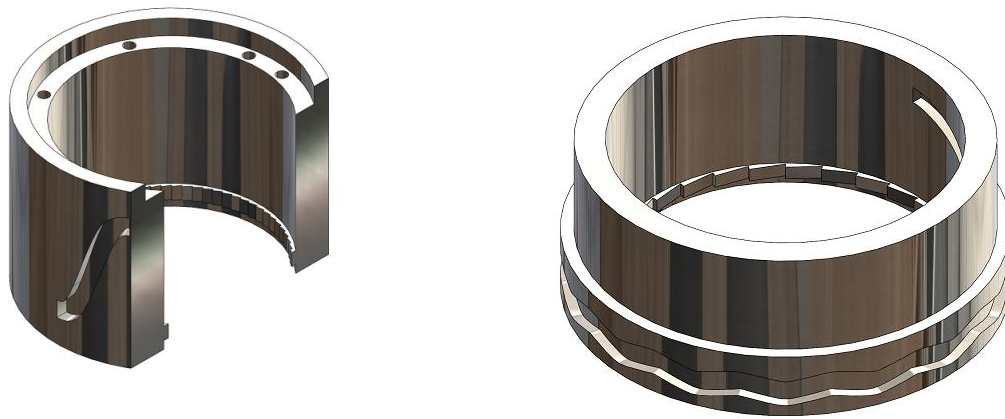
giro por ciclo de bombeo que con la relación de giro entre levas de seis a uno terminará en teoría con 4 grados de giro en la leva interior del mecanismo. Vale destacar que, aunque el objetivo es lograr una rotación efectiva de 3 grados por ciclo, lo que equivaldría a un total de 20 “V” invertidas en el perfil de la leva, estas no se realizaron por el tamaño del perfil, espacio y facilidad en el mecanizado de este. En la Figura 21 se muestra la construcción del perfil mencionado.

Figura 21

Modelado del perfil externo de la leva externa



Una vez definidos los perfiles y los tamaños de las levas se modelan agregando un sistema de dientes para trinquete al interior de cada una el cual cumplirá con la función de permitir el giro de estas en una única dirección. En la Figura 22 se presenta los modelados finales de las levas diseñadas.

Figura 22*Modelado final las levas*

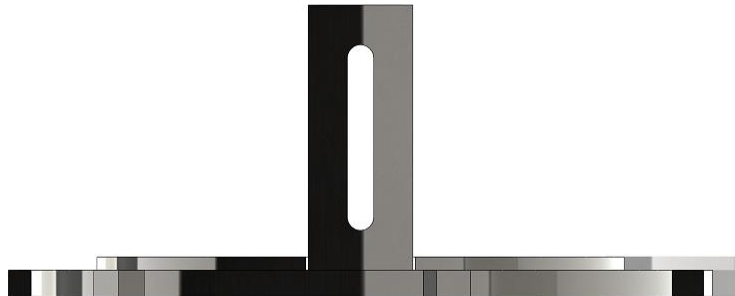
a) Modelado final de la leva interna

b) Modelado final de la leva externa

También es importante diseñar una pieza de sostenimiento para las levas mostradas anteriormente que, a su vez, sean las responsables de realizar la compresión sobre los resortes del mecanismo. Este soporte deberá contar con dos canaletas separadas una de otra y ayudadas de un material autolubricante, que facilite el giro de las levas sobre esta. Adicionalmente, deberá contar con un elemento de restricción o canalización del pasador que interconecta las levas, condicionando a este para que tenga únicamente movimiento vertical y asegurando, así, la rotación sin traumatismo de las levas. El modelo de soporte se muestra en la Figura 23.

Figura 23

Modelo del soporte para las levas del mecanismo



4.4 Diseño del Subsistema de Fijación

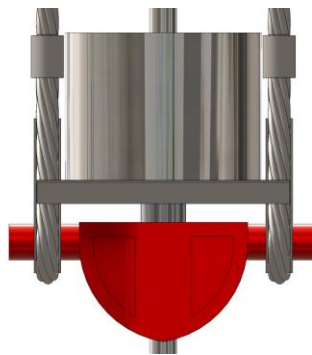
Una vez obtenidas las dimensiones generales de las levas, se procede con el diseño de los elementos de fijación y ubicación necesarios para el mecanismo. Como se ha descrito anteriormente, el dispositivo mecanismo se ubicará en la parte superior de la unidad de bombeo entre el águila y las grapas de sujeción de la varilla; así mismo, este diseño debe albergar los cuatro resortes necesarios para la compresión del mecanismo, las levas y un soporte ubicado entre resorte y levas, que que sirva como bancada de rotación para las estas.

El subsistema de fijación del mecanismo cumplirá con la función de impedir el giro de cuerpo completo del rotador en el instante que el sistema de transmisión está en movimiento, para esto se toma como ejemplo la fijación de los rotadores existentes que se aplica actualmente en los campos de producción, el cual consiste en apernar una barra al cuerpo del rotador lo suficientemente larga para que genere un bloque en sus extremos con los cables que sostienen el águila de la unidad de bombeo. Para este diseño se crea la ubicación de manera fija en la parte inferior del cuerpo del rotador lo que facilitará la instalación de la barra antirrotación mencionada contando con un punto fijo y diseñado para el acople con el rotador.

El cuerpo del rotador que se diseña en el presente proyecto consiste en un cuerpo cilíndrico hueco con espacio suficiente para albergar los demás componentes del mecanismo y ranuras que permitan el movimiento lineal de las levas en su interior. En la Figura 24 se muestra la ubicación de la barra antirrotación sobre el rotador de varilla.

Figura 24

Ubicación de la barra antirrotación de subsistema de fijación



El soporte externo del mecanismo mostrado anteriormente, además de contar con las ranuras mencionadas para permitir el movimiento de las levas al interior de este, deberá ser diseñado también con espacios que alberguen los resortes del mecanismo rotador. La Figura 25 muestra la vista superior de esta pieza del rotador donde se pueden apreciar los detalles mencionados.

Figura 25

Vista superior Soporte externo rotador

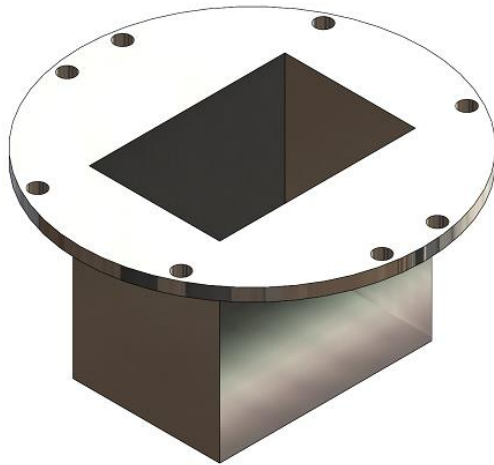


4.5 Diseño del Subsistema de Acople

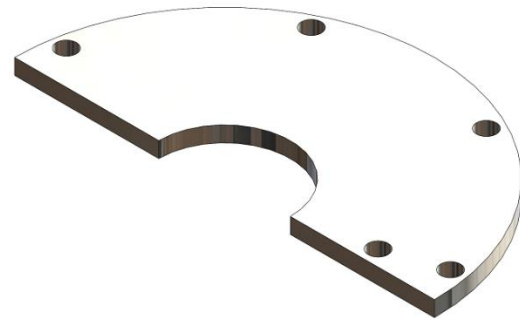
El sistema de acople del mecanismo rotador es el encargado de sostener la varilla de producción y transmitir el giro de la leva interior a esta para cumplir con la rotación por ciclo de bombeo del pozo. Se debió buscar la manera de asegurar el giro de la grapa que sostiene la varilla ya que esta es la principal función del mecanismo en proceso de diseño, por lo cual se pensó en incluir un soporte para la grapa que se instalará al interior de la leva interior del rotador y que es asegurada mediante pernos a esta.

Este diseño implica que el ensamble total del mecanismo rotador se debe realizar durante la instalación de este en la varilla de bombeo, colocando la grapa en la varilla y al interior del soporte mencionado e instalando cubiertas sobre la leva interior para asegurar completamente la grapa dentro del rotador de varilla.

Cabe resaltar que si en la unidad de bombeo mecánico son necesarias para su funcionamiento más de una grapa para sujetar la varilla esta se deberán instalar al exterior, y sobre el rotador diseñado y cumplir su función de manera similar a los rotadores tradicionales gracias al contacto rígido que se genera entre las grapas y el rotador debido al peso de la varilla de bombeo. En la Figura 26 se muestran las piezas pertenecientes al acople del rotador.

Figura 26*Modelos de elementos del subsistema de acople*

a) Modelo del soporte para la grapa



b) Modelo de la cubierta para la grapa

4.6 Cálculo Analítico de las Prestaciones del Rotador

Para continuar con el proceso de diseño del rotador de varillas se hace necesario encontrar un punto mínimo del cual partir, esto con relación a cantidades, tamaños, capacidades, sollicitación mecánica y desempeño, para validar la propuesta.

Inicialmente se indica los datos del problema, que incluye, entre otros, las dimensiones básicas de partes fundamentales del mecanismo, tales como diámetros de pines, tamaños, pesos, propiedades mecánicas y densidades de materiales.

Se tiene entonces que,

$$\rho_v = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (22)$$

$$\rho_l = 7850 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (23)$$

Siendo éstas, en el orden mostrado, las densidades de la varilla y de las levas respectivamente y

$$h = 0.1 [m] \quad (24)$$

$$L_1 = 993 [m] \quad (25)$$

$$D_v = 0.0381 [m] \quad (26)$$

$$spm = 8 \left[\frac{st}{min} \right] \quad (27)$$

donde h es la altura de las levas pertenecientes al mecanismo, L es la profundidad propuesta del pozo y longitud de la sarta de varillas, D es el diámetro propuesto de la sarta de varillas de 1½ pulgadas y spm es la velocidad de operación de la unidad de bombeo.

Del mismo modo, para la estimación de torques, fuerzas y puntos de contacto, se establece como dimensiones de referencia para las levas

$$r_{l1} = \frac{0.115 + 0.150}{2} [m] \quad (28)$$

$$r_{l2} = \frac{0.235 + 0.250}{2} [m] \quad (29)$$

$$D_{pin} = 0.01 [m] \quad (30)$$

$$r_v = \frac{D_v}{2} [m] \quad (31)$$

$$\emptyset_1 = 56.8 [^\circ] \quad (32)$$

$$\emptyset_2 = 11.15 [^\circ] \quad (33)$$

donde r_{l1} y r_{l2} son los radios medios de la leva interna y externa, respectivamente; D_{pin} es el diámetro del pasador que comunica las dos levas y ϕ_1 y ϕ_2 son los ángulos promedio de contacto en los perfiles de las levas interna y externa, respectivamente.

Con el fin de considerar las cargas que debe garantizar el rotador en su operación, también se cuantifica la inercia rotacional por efectos de las masas de las levas del mecanismo y la sarta de varillas.

$$m_v = \rho_v * \pi * r_v^2 * L_1 [kg] \quad (34)$$

$$m_{l1} = \rho_l * \pi * (r_{l1}^2 - r_v^2) * h [kg] \quad (35)$$

$$m_{l2} = \rho_l * \pi * (r_{l2}^2 - r_{l1}^2) * h [kg] \quad (36)$$

$$I_{T1} = I_v + I_{l1} [kg * m^2] \quad (37)$$

$$I_v = \frac{m_v}{2} * r_v^2 [kg * m^2] \quad (38)$$

$$I_{l1} = \frac{m_{l1}}{2} * (r_{l1}^2 + r_v^2) [kg * m^2] \quad (39)$$

$$I_{T2} = I_{l2} [kg * m^2] \quad (40)$$

$$I_{l2} = \frac{m_{l2}}{2} * (r_{l2}^2 + r_{l1}^2) [kg * m^2] \quad (41)$$

donde m_v , m_{l1} y m_{l2} son las masas de la sarta de varillas, la leva interna y la leva externa, respectivamente; e I_{T1} e I_{T2} son las inercias rotacionales de la leva interna y la sarta de varillas y de la leva externa, respectivamente.

Adicionalmente, desde el punto de vista de la cinemática, y con base en la frecuencia de rotación de la unidad de bombeo mecánico o velocidad de operación, se estima que la aceleración con la que debería moverse el conjunto interno del rotador que depende de la rotación objetivo del

proyecto y del tiempo de cada rotación efectiva. La expresión para el cálculo de la aceleración angular proviene de la ecuación conocida de velocidad angular $\alpha_1 = \frac{\omega}{t}$ que se puede entender como la variación de la velocidad angular en un determinado tiempo, para el cálculo de la velocidad angular se supone un cambio angular de 3 grados efectivos por ciclo de bombeo con el conocimiento de que el tiempo de este ciclo es dependiente del valor de SPM del pozo, el cual se entiende como la cantidad de carreras ascendentes y descendentes que completa un pozo durante un minuto, por lo que, un ciclo de bombeo o stroke (S) equivale a 60/SPM.

$$\alpha_1 = \frac{\pi * spm^2}{2160} \left[\frac{rad}{s^2} \right] \quad (42)$$

$$\omega_o = 0 \quad (43)$$

$$t_o = 0 \quad (44)$$

Donde omega y t indican que el movimiento parte siempre del reposo.

En consonancia con lo establecido en los requerimientos del mecanismo, es necesario que éste ejecute el movimiento de rotación en un tiempo menor a una unidad de segundo, por lo cual, también debe verificarse esto en el cálculo de prestaciones. El tiempo para el desplazamiento correspondiente a la leva interna puede encontrarse mediante

$$\Delta\theta_1 = \omega_o * (t_f - t_o) + \frac{1}{2} * \alpha_1 * (t_f - t_o)^2 [rad] \quad (45)$$

y la relación de rotación de la leva externa con respecto a la leva interna se puede expresar como

$$\frac{\Delta\theta_2}{\Delta\theta_1} = 6 \quad (46)$$

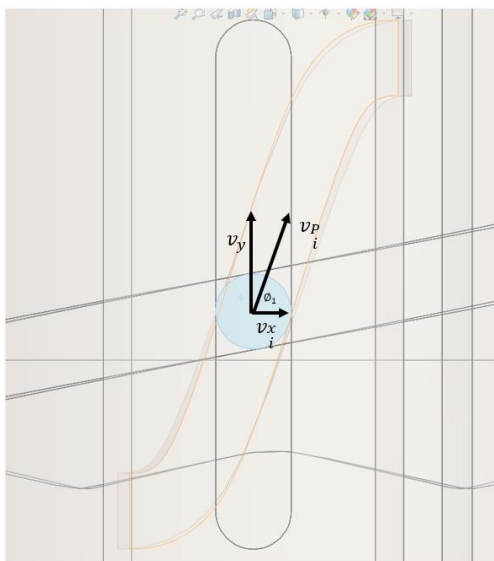
$$\Delta\theta_2 = 12 * \frac{180}{\pi} [rad] \quad (47)$$

donde el cambio de la posición angular de la leva externa $\Delta\theta_2$ será de 12° por accionamiento.

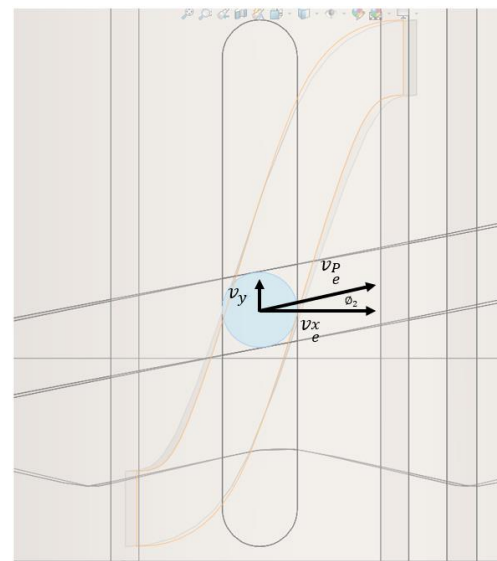
Otro elemento aprovechado para el cálculo de las prestaciones del mecanismo fue la equivalencia entre las velocidades de puntos en perfiles de las levas con respecto al seguidor pasador. En esta oportunidad se tiene que las velocidades verticales V_y con las que se desplazan determinados puntos de cada leva, proyectadas en un plano perpendicular al seguidor y tangente de la circunferencia intermedia entre las levas, son idénticas. Lo anterior se puede representar como se ve en la Figura 27. Un modo alternativo de verlo es que la velocidad vertical del seguidor pin es idéntica en la trayectoria de ambos perfiles.

Figura 27

Diagramas de las velocidades de los perfiles de las levas relativas al seguidor



a) Velocidad leva interna relativa al seguidor



b) Velocidad leva externa relativa al seguidor

Tras lo cual es posible expresar las componentes de los vectores de dichas velocidades mediante las expresiones

$$V_{xi} = V_{pi} * \cos (\emptyset_1) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (48)$$

$$V_{xe} = V_{pe} * \cos (\emptyset_2) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (49)$$

$$V_y = V_{pi} * \sin (\emptyset_1) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (50)$$

$$V_y = V_{pe} * \sin (\emptyset_2) \left[\frac{m}{s} \right] \quad (51)$$

y las velocidades tangenciales de los puntos radialmente más externos de cada leva expresadas como

$$V_{xi} = \omega_{f1} * r_{l1} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (52)$$

$$V_{xe} = \omega_{f2} * r_{l2} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (53)$$

Ahora, desde el punto de vista de la cinética, se hace necesario considerar la energía requerida para provocar el movimiento de rotación con las características indicadas y dentro del tiempo dispuesto. Vale la pena recordar que uno de los objetivos de este trabajo indica que el rotador de varillas debe ser capaz de transmitir un torque de 160 N*m o, en otras palabras, si una oposición a la rotación que imponga la necesidad de tal valor de torque se presentase, el rotador debería ser apto para asumirla. Para tal fin, se complementa el análisis del problema desde el punto de vista del teorema de trabajo y energía en el sistema, considerando las inercias rotacionales provocadas por las masas de la sarta de varillas y las levas mismas, y se incluye la estimación de un torque de oposición provocado por fuerzas tangenciales que se contraponen al movimiento. Dicha estimación está basada en el valor de torque especificado en los objetivos del trabajo y requerido para el mecanismo de 160 N*m.

Según lo anterior, para la leva interna se tiene que

$$T_1 - T_{O1} = I_{T1} * \alpha_1 [N * m] \quad (54)$$

$$T_{O1} = F_{O1} * r_{l1} [N * m] \quad (55)$$

$$F_{O1} = 1207.5 [N] \quad (56)$$

$$U_{11} + \Delta U_{112} = U_{12} [N * m] \quad (57)$$

$$U_{11} = 0 \quad (58)$$

$$\Delta U_{112} = (T_1 - T_{O1}) * \Delta \theta_1 [N * m] \quad (59)$$

$$\Delta U_{112} = (F_{T1} - F_{O1}) * \Delta S_1 [N * m] \quad (60)$$

$$U_{12} = \frac{1}{2} * I_{T1} * \omega_{f1}^2 [N * m] \quad (61)$$

$$\Delta S_1 = r_{l1} * \Delta \theta_1 [m] \quad (62)$$

y para la leva externa se tiene que

$$T_2 - T_{O2} = I_{T2} * \alpha_2 [N * m] \quad (63)$$

$$T_{O2} = F_{O2} * r_{l2} [N * m] \quad (64)$$

$$F_{O2} = 658.9 [N] \quad (65)$$

$$U_{21} + \Delta U_{212} = U_{22} [N * m] \quad (66)$$

$$U_{21} = 0 \quad (67)$$

$$\Delta U_{212} = (T_2 - T_{O2}) * \Delta \theta_2 [N * m] \quad (68)$$

$$\Delta U_{212} = (F_{T2} - F_{O2}) * \Delta S_2 [N * m] \quad (69)$$

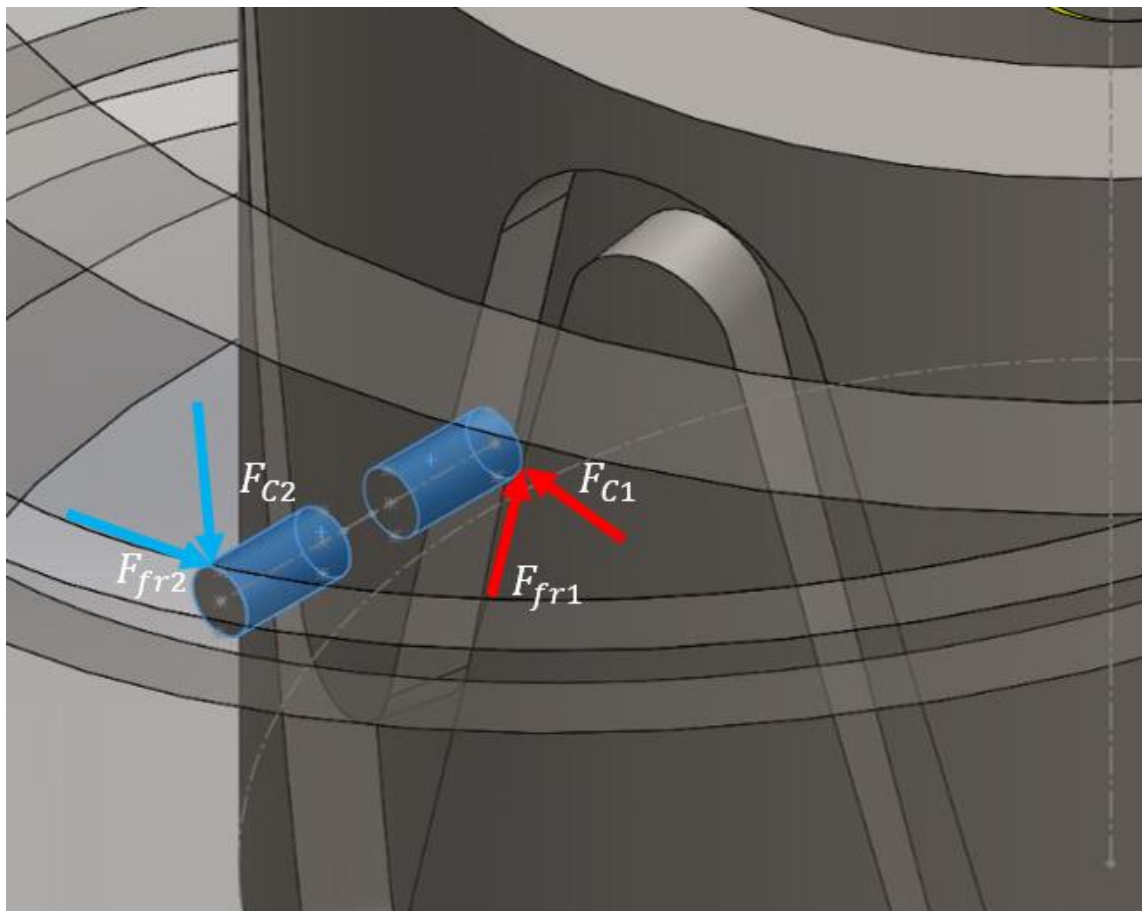
$$U_{22} = \frac{1}{2} * I_{T2} * \omega_{f2}^2 [N * m] \quad (70)$$

$$\Delta S_2 = r_{l2} * \Delta \theta_2 [m] \quad (71)$$

Otro elemento de interés en este paso es conocer, analíticamente, el esfuerzo al que se encuentra sometido el seguidor pin interno que interconecta las dos levas en cada uno de sus extremos en instantes críticos del accionamiento, por lo cual, se ha incluido el diagrama de cuerpo libre para el seguidor y las ecuaciones que describen dicha interacción. El esfuerzo allí debería ser del tipo cortante y normal por efecto de las fuerzas originadas por el contacto de cada extremo el seguidor con la leva correspondiente. En la Figuras 28 y 29 se muestra cómo están ubicadas estas fuerzas en el mecanismo.

Figura 28

Ubicación de las fuerzas de contacto entre el seguidor y los perfiles de las levas



$$-F_{T1} + F_{C1x} - F_{fr1x} = 0 \quad (72)$$

$$F_{C1x} = F_{C1} * \sin(\phi_1) \quad (73)$$

$$F_{fr1x} = F_{fr1} * \cos(\phi_1) \quad (74)$$

$$F_{fr1} = F_{C1} * \mu_k \quad (75)$$

$$F_{T2} - F_{C2x} - F_{fr2x} = 0 \quad (76)$$

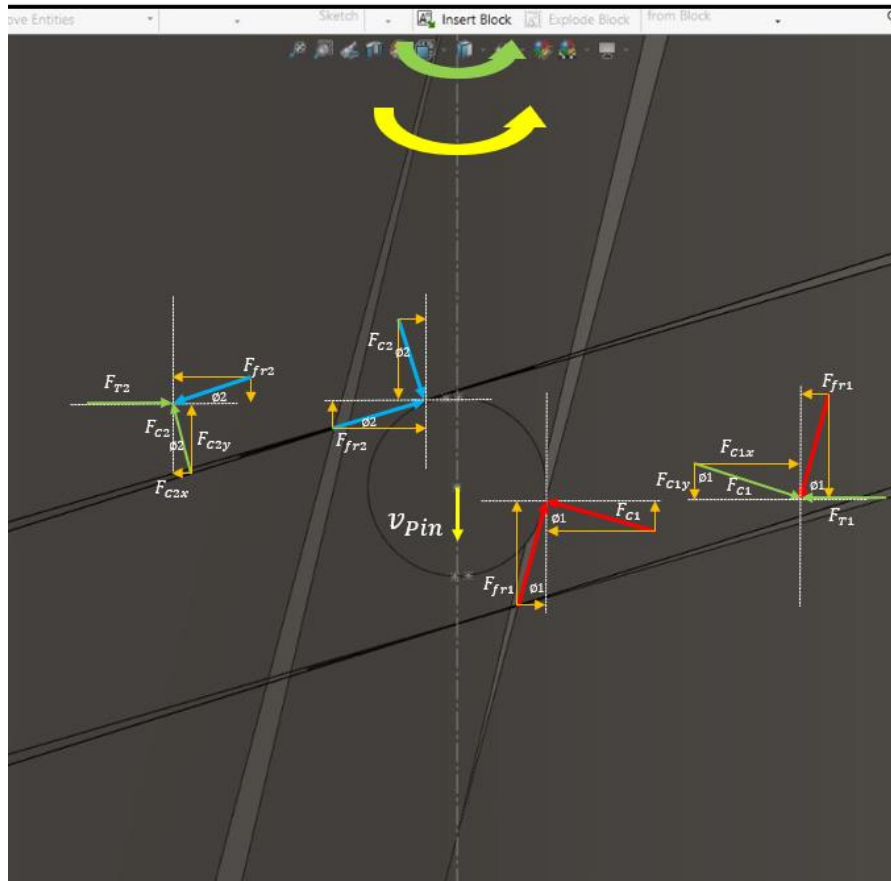
$$F_{C2x} = F_{C2} * \sin(\phi_2) \quad (77)$$

$$F_{fr2x} = F_{fr2} * \cos(\phi_2) \quad (78)$$

$$F_{fr2} = F_{C2} * \mu_k \quad (79)$$

Figura 29

Proyección bidimensional de las fuerzas de contacto entre el seguidor y los perfiles



Finalizando este análisis, se debe señalar qué se incluyó un coeficiente de fricción cinética equivalente al de una superficie con lubricación y se han incluido ecuaciones para averiguar el comportamiento del factor de seguridad en puntos críticos del seguidor pin interno.

$$\mu_k = 0.005 \quad (80)$$

$$\tau_{Pi} = \frac{F_{C1}}{\frac{\pi}{4} * D_{pin}^2} \quad (81)$$

$$\tau_{Pe} = \frac{F_{C2}}{\frac{\pi}{4} * D_{pin}^2} \quad (82)$$

$$N_{Pe} = \frac{76900}{\tau_{Pe}} \quad (83)$$

$$N_{Pi} = \frac{76900}{\tau_{Pi}} \quad (84)$$

Como puede observarse en la Figura 30, los resultados de este cálculo analítico de prestaciones indican que la ruptura de la inercia y el movimiento de rotación que deberá ejecutar el mecanismo, junto con las cargas asociadas, estaría ocurriendo dentro de un intervalo de 0.866 segundos. Así mismo, se encontró que los esfuerzos a los cuales están sometidos cada uno de los extremos del seguidor pin interno están en el orden de 10,707 psi y 24,746 psi, para el extremo interior y exterior, respectivamente. Si se recuerda que S_y para el material elegido por el orden de 76,900 psi, este resultado también indica que se cuenta con un factor de seguridad de 3.108 y de 7.182 para el extremo exterior e interior, respectivamente.

Figura 30*Resultados del cálculo analítico de prestaciones del rotador*

$\alpha_1 = 0,09308 \text{ [rad/s}^2\text{]}$	$\alpha_2 = 0,2784 \text{ [rad/s}^2\text{]}$	$\alpha \cdot S_1 = 5,333 \text{ [}^\circ\text{/s}^2\text{]}$
$\Delta S_1 = 0,004625 \text{ [m]}$	$\Delta S_2 = 0,05079 \text{ [m]}$	$\Delta \theta_1 = 0,03491 \text{ [rad]}$
$\Delta \theta_2 = 0,2094 \text{ [rad]}$	$\Delta U_{112} = 0,006474 \text{ [N-m]}$	$\Delta U_{212} = 0,2265 \text{ [N]}$
$D_{pin} = 0,005 \text{ [m]}$	$D_v = 0,0381 \text{ [m]}$	$F_{C1} = 1449 \text{ [N]}$
$F_{C1x} = 1213 \text{ [N]}$	$F_{C2} = 3350 \text{ [N]}$	$F_{C2x} = 647,8 \text{ [N]}$
$F_{fr1} = 7,247 \text{ [N]}$	$F_{fr1x} = 3,968 \text{ [N]}$	$F_{fr2} = 16,75 \text{ [N]}$
$F_{fr2x} = 16,43 \text{ [N]}$	$F_{O1} = 1208 \text{ [N]}$	$F_{O2} = 659,8 \text{ [N]}$
$F_{T1} = 1209 \text{ [N]}$	$F_{T2} = 664,3 \text{ [N]}$	$h = 0,1 \text{ [m]}$
$Inercia_{Total1} = 1,992 \text{ [kg-m}^2\text{]}$	$Inercia_{Total2} = 3,884 \text{ [kg-m}^2\text{]}$	$I_{I1} = 0,3799 \text{ [kg-m}^2\text{]}$
$I_{I2} = 3,884 \text{ [kg-m}^2\text{]}$	$I_v = 1,613 \text{ [kg-m}^2\text{]}$	$L_1 = 993 \text{ [m]}$
$L_b = 1 \text{ [m]}$	$\mu_k = 0,005$	$m_{I1} = 42,4 \text{ [kg]}$
$m_{I2} = 101,7 \text{ [kg]}$	$m_v = 8887 \text{ [kg]}$	$m_{vb} = 282 \text{ [kg]}$
$N_1 = 7,182 \text{ [adim]}$	$N_2 = 3,108 \text{ [adim]}$	$\omega_{f1} = 0,08061 \text{ [rad/s]}$
$\omega_{f1} \cdot S = 4,619 \text{ [}^\circ\text{/s]}$	$\omega_{f2} = 0,3415 \text{ [rad/s]}$	$\omega_0 = 0 \text{ [rad/s]}$
$\phi_1 = 56,8 \text{ [}^\circ\text{]}$	$\phi_2 = 11,15 \text{ [}^\circ\text{]}$	$P_v = 87182 \text{ [N]}$
$P_{VES} = 19599 \text{ [lbf]}$	$\rho_l = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_v = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$r_{I1} = 0,1325 \text{ [m]}$	$r_{I2} = 0,2425 \text{ [m]}$	$r_v = 0,01905 \text{ [m]}$
$r_{vb} = 0,1069 \text{ [m]}$	$r_{vbmm} = 106,9 \text{ [mm]}$	$spm = 8 \text{ [1/min]}$
$\tau_{Spin1} = 7,382E+07 \text{ [Pa]}$	$\tau_{Spin1ES} = 10707 \text{ [psi]}$	$\tau_{Spin2} = 1,706E+08 \text{ [Pa]}$
$\tau_{Spin2ES} = 24746 \text{ [psi]}$	$TO_1 = 160 \text{ [N-m]}$	$TO_{1Nmm} = 159994 \text{ [N-mm]}$
$TO_2 = 160 \text{ [N-m]}$	$T_1 = 160,2 \text{ [N-m]}$	$T_2 = 161,1 \text{ [N-m]}$
$t_f = 0,866 \text{ [s]}$	$t_0 = 0 \text{ [s]}$	$U_{11} = 0 \text{ [N-m]}$
$U_{12} = 0,006474 \text{ [N-m]}$	$U_{21} = 0 \text{ [N-m]}$	$U_{22} = 0,2265 \text{ [N-m]}$
$V_{pe} = 0,08441 \text{ [m/s]}$	$V_{pi} = 0,01951 \text{ [m/s]}$	$V_{xee} = 0,08281 \text{ [m/s]}$
$V_{xii} = 0,01068 \text{ [m/s]}$	$V_y = 0,01632 \text{ [m/s]}$	

5. Estimación Económica del Mecanismo Rotador

Una vez modelados los elementos necesarios para el funcionamiento del mecanismo, se procede a realizar una estimación económica de los costos de fabricación del equipo. Para esto, se dividen estos costos en tres partes diferentes las cuales son, 1) Material necesario para la fabricación de los elementos del rotador antes de ser mecanizados, 2) Costos de mecanizado de los elementos a fabricar y 3) Elementos de catalogo necesarios para su funcionamiento.

Para el cálculo de materia prima necesaria, se calcula el volumen de cada elemento cilíndrico antes de ser mecanizado haciendo uso de la ecuación conocida $V = \pi * r^2 * h$, donde r y h son el radio y la altura de la materia prima antes de ser trabajada. En la Tabla 1 se presenta los datos de material para cada una de las piezas del mecanismo.

Tabla 2

Cantidad de material necesario para la fabricación de las piezas

Elemento	Radio (r)	Altura (h)	Volumen (V)
Soporte externo	0,1425	0,21	0,01339
Base levas	0,28	0,02	0,00492
Leva externa	0,13	0,11	0,00584
Leva interna	0,08	0,11	0,00221
Cubierta superior	0,28	0,02	0,00492
Seguidor pin externo	0,0125	0,02	9,8174 E-06
Seguidor pin interno	0,0175	0,013	1,1545 E-06
Volumen total			0,03132

Nota. Datos de radio y altura tomados en metros (m) y volumen en metros cúbicos (m³).

Como se aprecia en la anterior tabla la cantidad de material para manufacturar es igual a $0,0313 \text{ m}^3$ lo que para una densidad promedio del acero de 7850 kg/m^3 nos da un total de 245,9 kg de materia prima. Ospina (2021), en una publicación web del portal Valora Analitik, afirma que, para inicios del año 2021 se pagaba \$1'112.000 por tonelada de acero lo que equivale a \$ 1.112 pesos colombianos por cada kg de acero. Suponiendo una equivalencia lineal del precio, y teniendo en cuenta lo anterior, los 245,9 kg de materia prima tendrían un costo aproximado de \$ 273.440 COP.

Para conocer el costo de mecanizado de cada pieza a fabricar se hará uso de la ecuación 85:

$$\text{Costo por unidad} = M * (N_b * t_l + N_b * t_m + N_t * t_{ct}) + N_t * C_t \quad (85)$$

Donde,

$M = \text{Costo por unidad de tiempo}$

$N_b = \text{Número de piezas mecanizados}$

$N_t = \text{Número total de herramientas}$

$T_l = \text{Tiemmpo ocioso}$

$t_m = \text{Tiempo de mecanizado}$

$t_{ct} = \text{Tiempo de cambio de herramienta}$

Donde realizaremos el cálculo de costo por unidad con la hipótesis de la fabricación de solo una pieza de cada elemento y solo una herramienta por proceso lo que convierte la ecuación 85 en:

$$\text{Costo por unidad} = M * (t_l + t_m + t_{ct}) + C_t$$

Para conocer el valor de costo por unidad de tiempo (M) se utilizará la siguiente ecuación donde se calcularán también los valores de sueldo del trabajador y maquinaria por minuto (W_o) y

(M_t) respectivamente, así como los gastos adicionales que representan cada uno de estos valores en porcentaje ($\%W_o$) y ($\%M_t$).

$$M = W_o + \left(\frac{\%W_o}{100}\right) * W_o + M_t + \left(\frac{\%M_t}{100}\right) * M_t \quad (86)$$

Para el cálculo del sueldo del trabajador por minuto, se toma como referencia el valor del salario medio para operarios de mecanizado CNC en Colombia en el año 2022, el cual es de 2'000.000/mes y que, al convertirlo en salario/min, representa un valor de $W_o = \$ 173,6/min$.

En el costo de la maquinaria por minuto se hace necesario el uso de valores del costo de adquisición de la máquina, el periodo de amortización de esta y el número de minutos de trabajo al año en la ecuación 87.

$$M_t = \frac{\text{Costo de adquisicion}}{\#min \text{ año} * \text{Periodo amortización}} \quad (87)$$

Para el costo de adquisición se toma el precio promedio encontrado de este tipo de maquinaria (\$35'000.000) con un periodo de amortización de 2 años y 349440 minutos de operación de la maquina por año. Dando un resultado de $Mt = 50,08\$/min$.

Con los valores encontrados anteriormente y utilizando un 5% en valores adicionales de maquinaria y sueldo de trabajador, reemplazando estos valores en la ecuación de costo por unidad de tiempo tenemos como resultado $M = 234,846 \$/min$.

En el caso de los tiempos ociosos y de cambio de herramienta se estimarán 3 y 5 min respectivamente para cada uno, mientras que para el tiempo de mecanizado t_m es necesario conocer los valores de velocidad de corte (v_c), avance (f) y volumen de mecanizado. Los datos de velocidad de corte y avance se tomarán los datos arrojados por la calculadora virtual de velocidad de corte de SANDVIK que para un avance promedio de 0,312 mm por vuelta tenemos una velocidad de corte de 22.8 m/min. Por último, el volumen de cada pieza luego de mecanizada

se calcula mediante la herramienta propiedades físicas del software de modelado SolidWorks, mientras que el volumen antes del proceso se calcula con la ecuación de volumen de un cilindro suponiendo un tamaño mayor a los mencionados anteriores, y la diferencia de estos volúmenes dará como resultado el volumen total mecanizado de cada pieza.

Una vez obtenidos cada uno de estos datos, se procede a realizar el cálculo de costo de operación de las piezas importantes que necesitan operaciones de mecanizado, con la ecuación de costo por unidad obtenida anteriormente. En la Tabla 3 se muestra el costo total de operación de cada pieza del mecanismo.

Tabla 3

Costo por operaciones de mecanizado en las piezas del mecanismo

Elemento para mecanizar	Valor de mecanizado
Soporte externo	\$ 234.218,13
Base levas	\$ 56.923,86
Leva externa	\$ 107.519,93
Leva interna	\$ 69.786,93
Cubierta superior	\$ 58.562,12
Total	\$ 527.010,25

Nota. Valores en pesos colombianos.

Cabe resaltar que para este cálculo se tomó como costo de la herramienta un valor promedio de \$50.000 por unidad y se aplicó el procedimiento a las piezas que suponen mayor gasto en operaciones de mecanizado.

Por último, el mecanismo cuenta con cuatro resortes de compresión para cargas ultra fuertes se hace una estimación en el precio de 50 euros o \$ 228.628,26 por resorte, lo que equivale a \$914.513,04 en piezas de catálogo.

Para el costo total del mecanismo rotador se estima un 30% adicional en costos de ensamble y fabricación de piezas pequeñas como pasadores, pernos o cuñas. A continuación, en la Tabla 4, se presentan cada uno de los gastos mencionados y el costo total estimado de fabricación del equipo.

Tabla 4

Costo total del mecanismo rotador

Costo específico	Valor
Costo en material	\$ 273.440
Elementos para mecanizar	\$ 527.010,25
Elementos de catalogo	\$ 914.513,03
Ensamble y piezas extras	\$ 514.488,99
Total	\$ 2'514.488,99

Nota. Valores en pesos colombianos.

6. Resultados

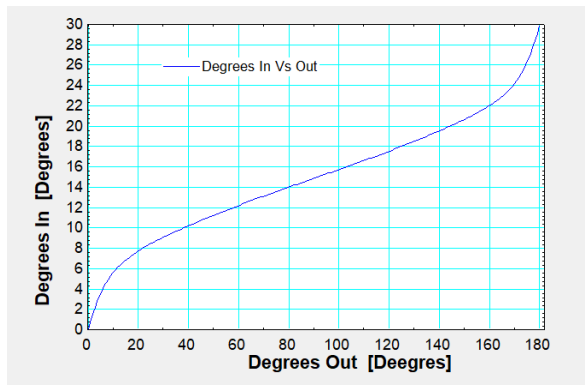
6.1 Análisis del Comportamiento de la Relación de Rotación

Una vez modelado completamente el mecanismo propuesto del rotador de varilla, es necesario realizar las respectivas simulaciones que permitan validar el movimiento correcto del mecanismo, la relación en el giro y la capacidad de carga de este de acuerdo con las características del pozo para el que finalmente se diseñó. Las simulaciones de cargas y cinemáticas del mecanismo se realizan cada una de forma independiente buscando obtener una mejor lectura de los resultados.

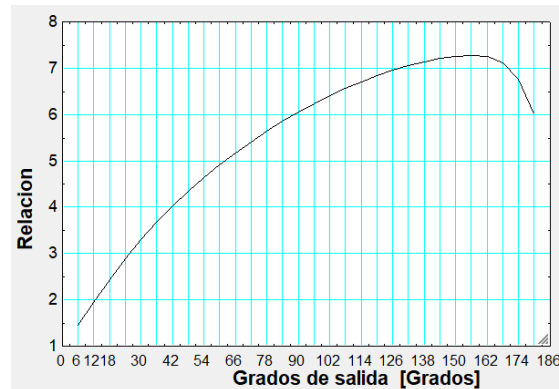
Para la validación de la relación de giro del mecanismo rotador se realiza una simulación de con ayuda de SolidWorks en la que se aprecia una diferencia en el giro de cada leva con respecto a un punto fijo, se trazaron líneas sobre las caras superiores de las levas que nos ayuden a realizar la medición con respecto a un punto inicial y se obtienen de manera manual varios de estos datos de posición en diferentes puntos de análisis. Obtenidos estos datos se procede a graficar los resultados con ayuda el software de cálculo EES. En las Figuras 35, 36 y 37, se muestra los datos y graficas obtenidos.

Figura 31

Comparación de la posición angular de leva interior vs leva exterior



a) Posición angular leva interior vs
leva exterior



b) Relación de posición con respecto
a la posición inicial

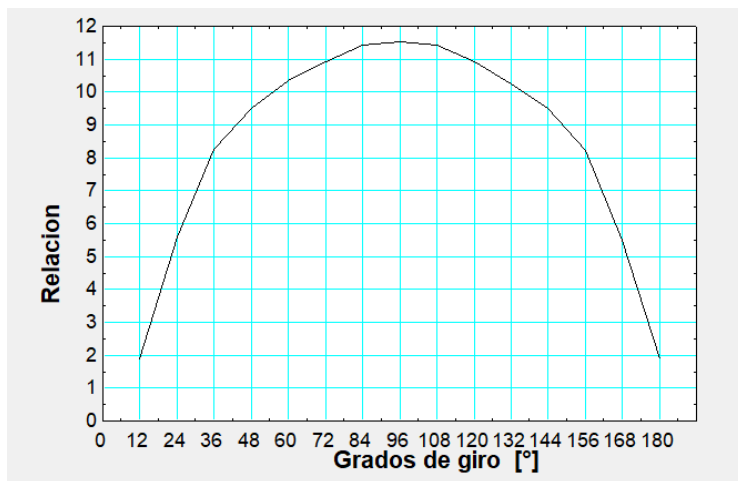
De la gráfica en la Figura 31a puede concluirse que existe una relación total entre ambas levas de 6 a 1, allí se aprecia que al rotar 180 grados la leva exterior, la leva interior gira un total de 30 grados cumpliendo así la relación de diseño del sistema. Como se menciona la relación se cumple igual en la totalidad de giro de la leva, pero se puede observar que existe un cambio de esta en los puntos intermedios, la siguiente grafica muestra el cambio de relación realizando la medición angular de las levas en cada punto durante el funcionamiento del mecanismo.

A partir de la gráfica en la Figura 31b puede observarse que no es una relación constante de manera parcial por lo que se puede deducir de este mecanismo, que la rotación efectiva por ciclo varia durante su funcionamiento. La rotación efectiva que mencionamos se puede describir como la rotación del mecanismo cada 12 grados de giro en la leva externa, con lo que se puede hacer un análisis de esta relación cada segmento tomando la diferencia de los datos mostrados

anteriormente. La gráfica en la Figura 32 muestra el comportamiento de esta relación de giro entre cada segmento de 12 grados de giro.

Figura 32

Relación de posición por segmentos de giro



La gráfica en la Figura 32 muestra una relación más similar entre los puntos iniciales y finales de la rotación y se obtiene también una relación promedio entre segmentos de 8.73 por cada ciclo de giro lo que, para responder al objetivo de rotación efectiva por ciclo de bombeo utilizaremos el valor promedio de relación cada segmento de giro de 24 grados. Lo que traduce en una rotación efectiva por ciclo de:

$$R = \frac{24^\circ}{8.73} = 2.749^\circ/\text{Ciclo} \quad (88)$$

Una rotación promedio de 2,749 ° por ciclo lo que equivale a una diferencia del 8% a los 3 ° supuestos inicialmente en el presente proyecto.

Se realiza un instructivo de instalación del mecanismo de rotación como uno de los resultados del diseño del rotador de varillas, en este se detalla el procedimiento que debe seguirse para la instalación del dispositivo en la unidad de bombeo mecánico.

Lo primero que debe considerarse para la instalación del rotador de varilla es que parte del ensamble del mecanismo deberá realizarse solo una vez se haya instalado parcialmente el dispositivo en la unidad de bombeo y, por tanto, se deberá contar con personal capacitado, herramientas adecuadas y un entorno asegurado que garantice la seguridad del personal, el medio ambiente y los equipos.

6.2 Simulación Estructural del Mecanismo a Plena Carga

El análisis estructural y de desempeño del mecanismo se llevó a cabo con apoyo de la poderosa herramienta SolidWorks Simulation. A continuación, se presenta una breve síntesis de lo que fue el proceso de asignación de cargas y sujeciones, el mallado y la simulación.

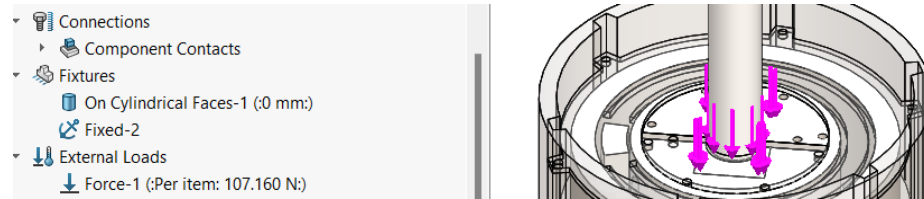
6.2.1 Localización de anclajes y cargas

Se establecieron dos puntos de geometría fija estratégicamente ubicadas. La primera, por debajo del soporte del rotador justo en donde se encuentra en contacto con el águila, y la segunda, en los puntos de contacto entre la barra antirrotación del rotador y los cables de la unidad de bombeo mecánico. Vale resaltar que dicha geometría fija se configuró de manera que permitiera la deformación de las partes involucradas, de modo que estas no fueran descontadas en el estudio.

Se ubicó el valor de la carga en carrera ascendente TV total, con un valor de 107,160 N, directamente sobre el soporte para la grapa y apuntando hacia abajo. Es preciso recordar que ésta sería la carga máxima impuesta por la sarta de varillas sobre el punto de apoyo dispuesto para ello en el rotador. La posición y valor de la carga puede verse en la Figura 33.

Figura 33

Detalle del valor de la carga ubicada sobre la grapa previo a la simulación

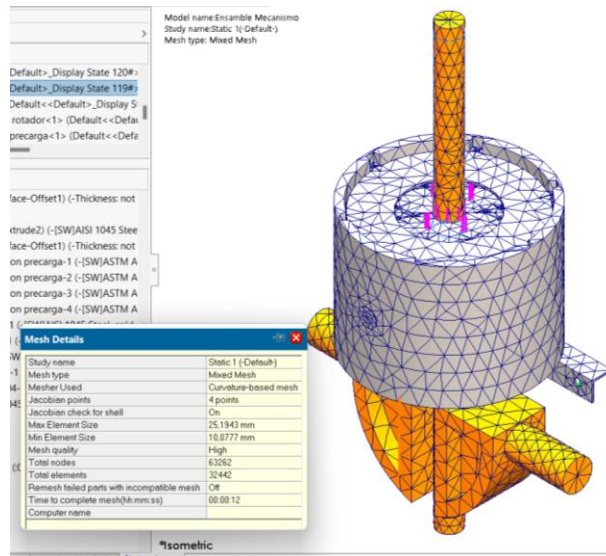


6.2.2 Mallado

En el entorno de creación de la malla de SolidWorks Simulation se generó una malla con la mayor calidad posible y el máximo refinamiento, con un número total de nodos de 63262 y un número total de elementos finitos de 32442. Con ayuda de la característica de optimización de mallado de SolidWorks se generó una malla del tipo basada en curvatura, con lo cual se logró cumplir con los requerimientos geométricos de algunas partes del mecanismo. Las propiedades de la malla empleada pueden verificarse en la Figura 34.

Figura 34

Detalle y propiedades del mallado generado para la simulación



Adicionalmente, en la Figura 34, también puede destacarse el uso de la opción de elementos rígidos para la barra lisa y para el águila (en naranja), toda vez que éstos y sus deformaciones no son de interés en el estudio. Los demás elementos involucrados en el estudio fueron sujetos a deformación.

6.2.3 Simulación

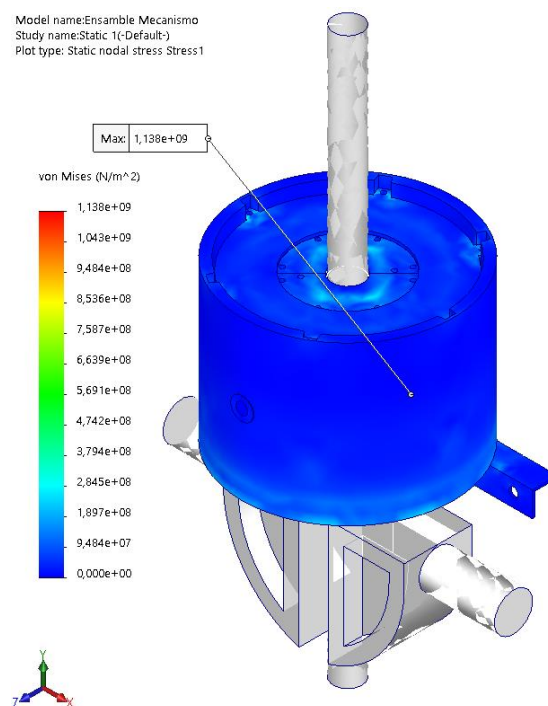
Inicialmente la solución se ejecutó mediante el FFEPlus Solver de SolidWorks, sin embargo, debido a necesidades del modelo y su geometría, fue necesario cambiar esta opción al Intel Direct Sparse Solver. La única diferencia entre estos métodos de solución es el proceso que se realiza para encontrar la solución al sistema y un mayor tiempo de cómputo para el segundo, por lo cual, cualquiera de sus resultados es representativo.

6.2.3.1 Tensiones de Von Mises. Para el análisis de estos resultados es conveniente recordar que la resistencia de fluencia para el material AISI 1045 seleccionado, está por el orden de los 530 MPa o, en términos del software, $5,3 \times 10^8 \text{ N/m}^2$. En la Figura 35, puede observarse

el comportamiento del esfuerzo a nivel superficial en la estructura general del dispositivo. Allí puede comprobarse que la mayor parte de las localizaciones de la región superior y lateral se encuentra bastante lejos del punto de afluencia, siendo estas todas aquellas que tiendan al color azul. No debe confundirse el color azul en la mayor parte de los elementos del mecanismo con un valor cero del esfuerzo, pues es evidente que entre el punto de cero esfuerzos y el primer valor en la escala de color hay una diferencia bastante considerable en términos de N/m^2 , o de unidades de esfuerzo.

Figura 35

Tensiones de Von Mises en el exterior y parte del interior del mecanismo

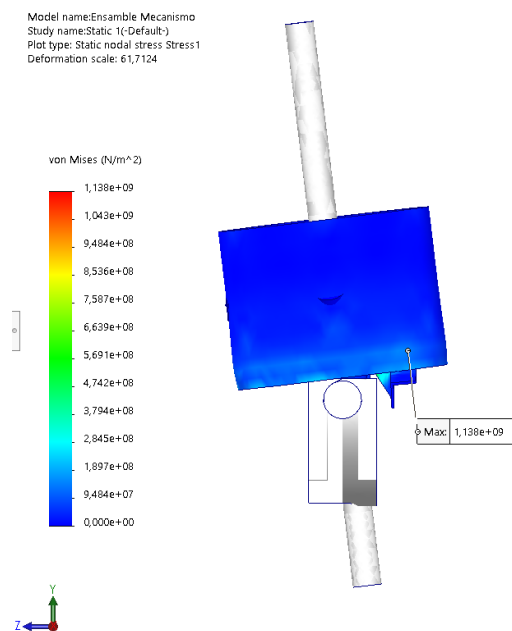


En la Figura 36 se presenta una vista deformada del resultado de la simulación. Si se presta atención al mapa de colores, llama la atención un detalle en la parte inferior derecha del dispositivo, justo donde se ubica la unión entre la barra antirrotación y el soporte exterior del rotador, en donde

se hace evidente que el esfuerzo se acerca sutilmente al valor de fluencia del material. Así mismo, en la Figura 39, puede observarse cómo esta misma región vista desde otra perspectiva, tiene una evidente concentración de esfuerzos, teniendo esto lugar tanto en la barra antirrotación como en la región más baja del soporte externo del rotador. Por lo anterior, es evidente que allí habría una potencial falla y es recomendable implementar algún tipo de refuerzo estructural para el fondo del cuerpo del dispositivo. Un recurso válido podrían ser los elementos de refuerzo tipo nervio, cuya finalidad es elevar el momento de inercia por distribución del área de sección transversal de una estructura y mejorar las propiedades mecánicas del arreglo. Del mismo modo, puede considerarse incrementar el espesor del material de la barra antirrotación.

Figura 36

Vista lateral de las tensiones de Von Mises. Aspecto deformado del resultado.

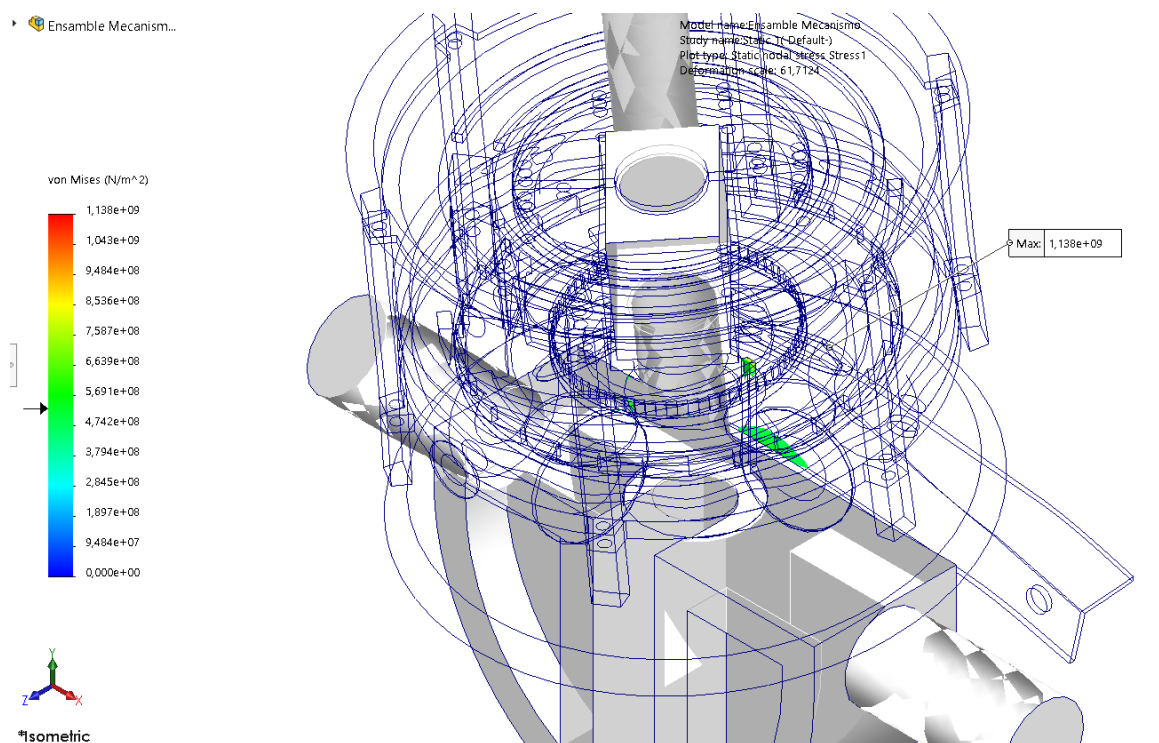


Otro detalle que también llama la atención es la indicación del máximo esfuerzo encontrado en el estudio que, con un valor de $1,138 \times 10^9$, se encuentra muy por encima del límite de fluencia del material, sin embargo, es preciso aclarar que este está teniendo lugar en una ubicación

perteneciente la barra antirrotación y ya se generó una recomendación al respecto. En la Figuras 37 y 40 puede comprobarse la localización de este esfuerzo máximo; así mismo, en la figura 37, mediante la herramienta ISO Clipping, se resalta en color verde las zonas en donde se encuentra esfuerzos en el límite de fluencia del material, tratándose de las regiones ya mencionadas.

Figura 37

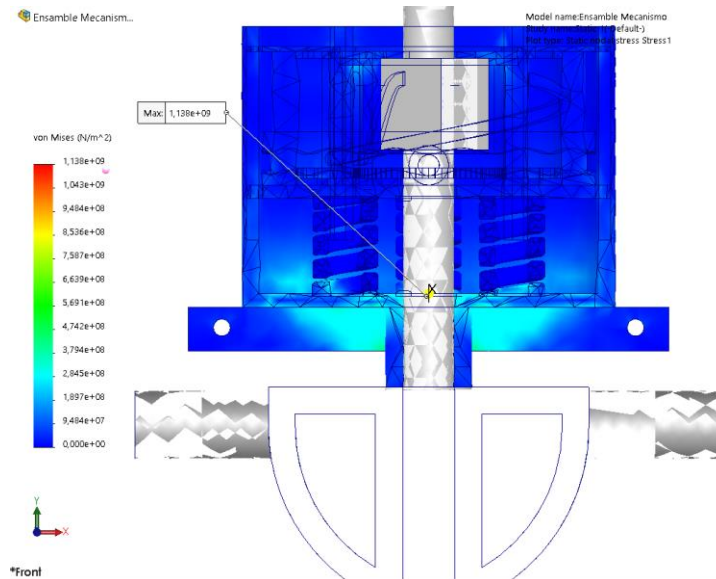
Representación a través de ISO Clipping de regiones en el punto de fluencia



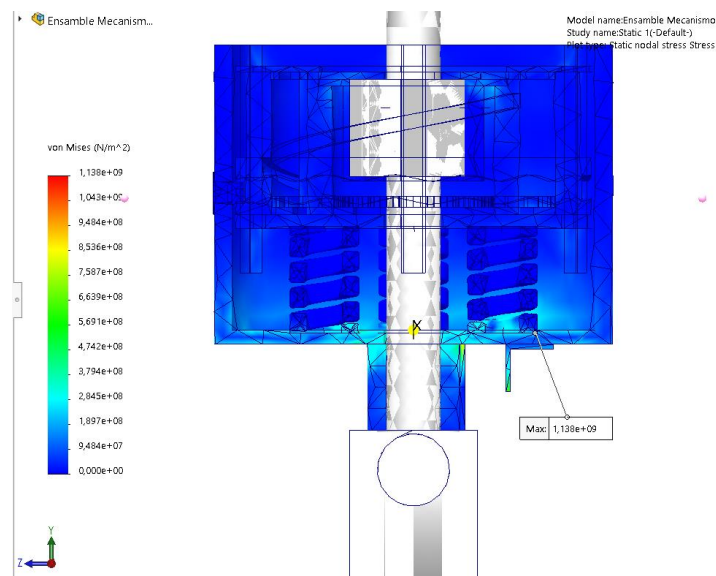
En las Figuras 38 y 39 se presenta diferentes proyecciones del comportamiento de los esfuerzos internos con cortes que atraviesan la zona central de la estructura del mecanismo.

Figura 38

Vista seccionada en el plano frontal de las tensiones de Von Mises

**Figura 39**

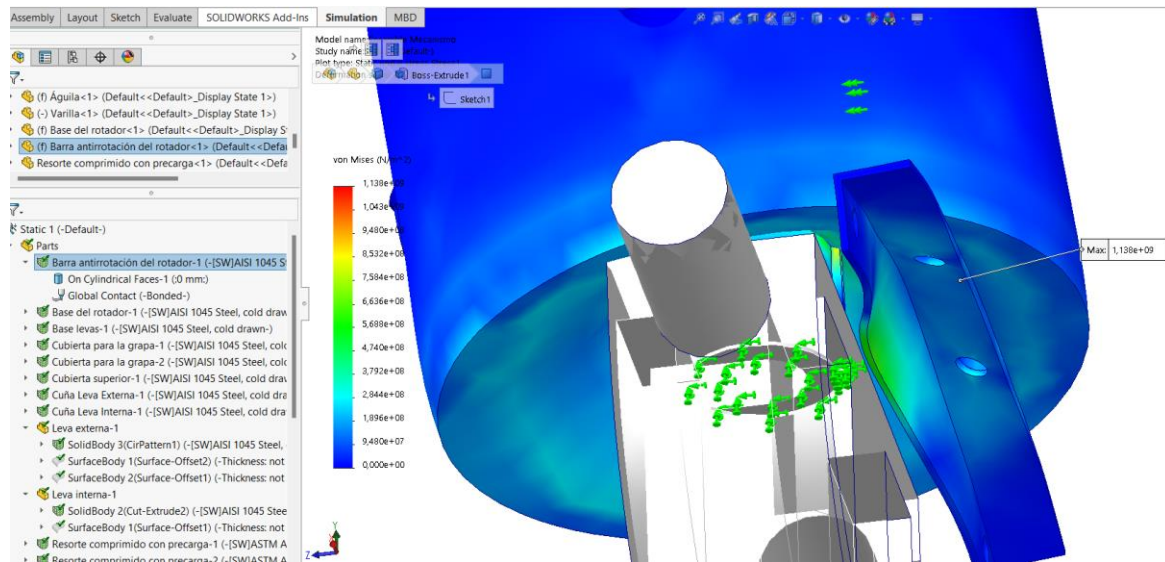
Vista seccionada en el plano lateral de las tensiones de Von Mises



La figura 40 ofrece un detalle adicional de la región inferior o base del rotador de varillas en la cual es recomendado emplear el refuerzo estructural tipo nervio.

Figura 40

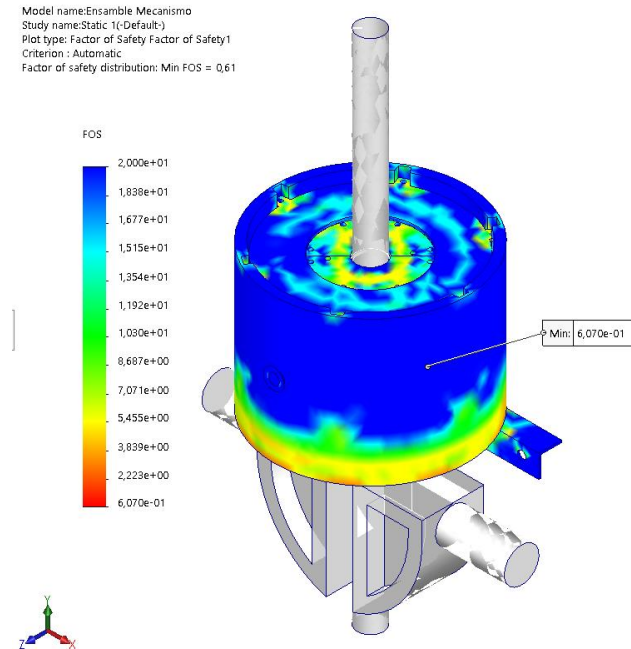
Vista de detalle de la región con el mayor valor del esfuerzo



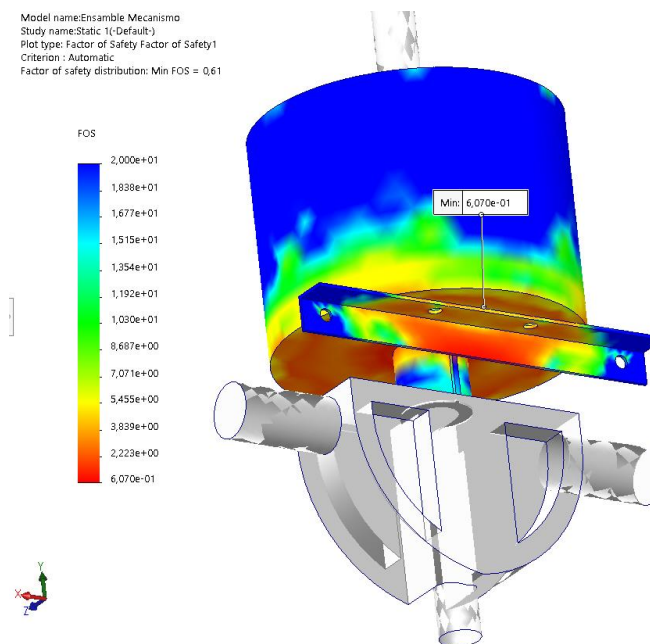
6.2.3.2 Factor de seguridad. Dentro del análisis estructural del mecanismo rotador de varilla también es importante observar el comportamiento del factor de seguridad en todo el dominio de la estructura. En las Figuras 41 y 42 puede comprobarse cómo los valores del factor de seguridad tienen un comportamiento relativamente positivo en casi la totalidad del cuerpo exterior e interior del mecanismo. A pesar de lo anterior, salta a la vista el detalle del factor de seguridad mínimo que, de manera consecuente y predecible, se encuentra ubicado en el mismo punto crítico de la barra antirotación que fue mencionado en el análisis de esfuerzos. Este último hecho ratifica la recomendación de considerar algún tipo de refuerzo estructural en la región en cuestión.

Figura 41

Mapa de color en vista isométrica del comportamiento del factor de seguridad

**Figura 42**

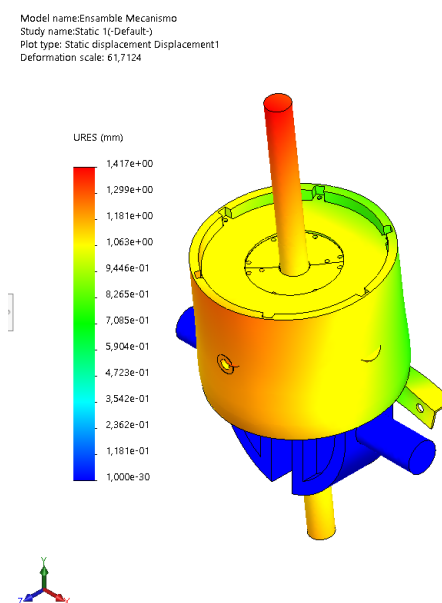
Detalle de la localización del menor factor de seguridad presentado en el estudio



6.2.3.3 Desplazamientos. Finalmente, se muestra una parte también importante del análisis con relación a los desplazamientos presentados en los diferentes puntos de la estructura del mecanismo simulador en plena carga. En la Figura 43 puede observarse como los desplazamientos durante la simulación van desde valores totalmente despreciables hasta valores de 1,5 mm como desplazamiento máximo. También puede destacarse que el desplazamiento máximo está ocurriendo en el punto más alto de la barra lisa, sin embargo, este valor no tiene algún significado físico de interés con relación al diseño del rotador. De hecho, en condiciones reales, este valor será muy seguramente mayor si se tiene en cuenta que la mayoría de los elementos de la unidad de bombeo adyacentes al rotador de varillas, no están instalados ni sujetos de manera rígida o estrictamente restringida. Por lo demás, los valores del desplazamiento en otras partes del mecanismo se encuentran en términos correspondientes con el análisis de esfuerzos.

Figura 43

Vista isométrica del comportamiento de los desplazamientos

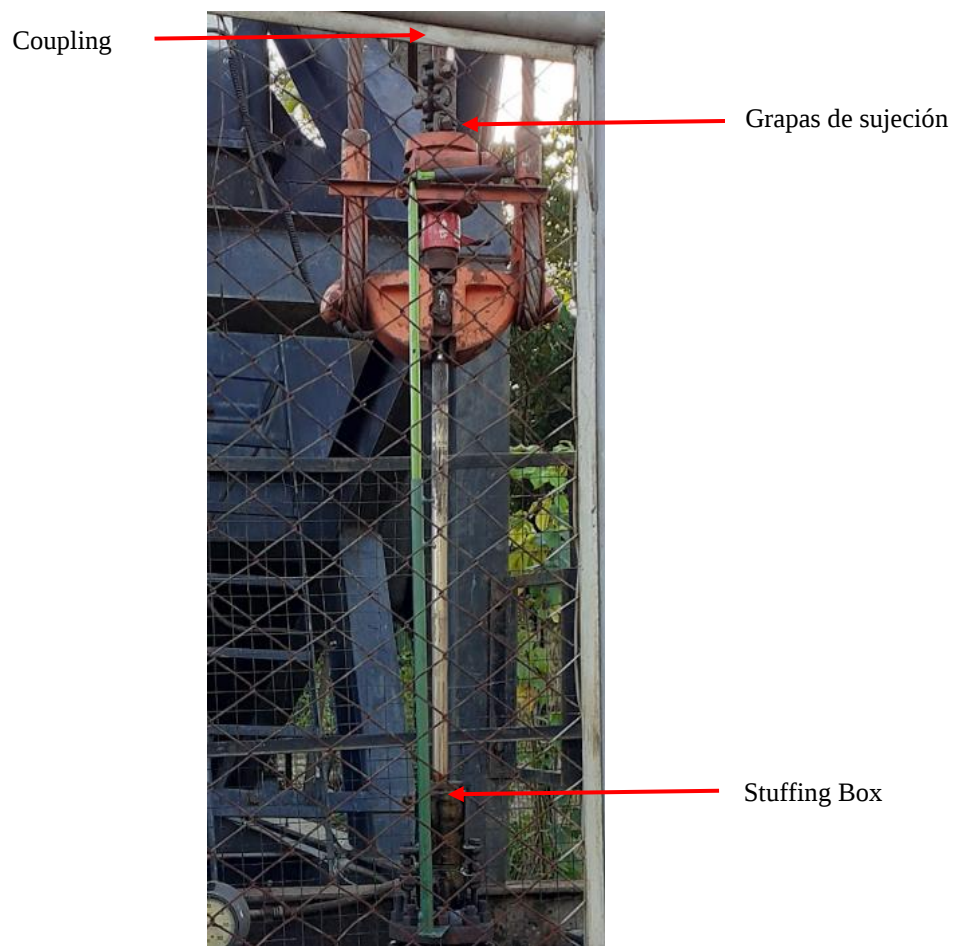


6.3 Paso a Paso de Instalación

En esta sección se presenta un paso a paso con los movimientos básicos para la instalación del mecanismo rotador de varillas. Es probable que, desde el punto de vista de la seguridad y salud en el trabajo, surjan pasos adicionales para considerar en esta operación.

Figura 44

Puntos y elementos clave para el montaje y el desmontaje

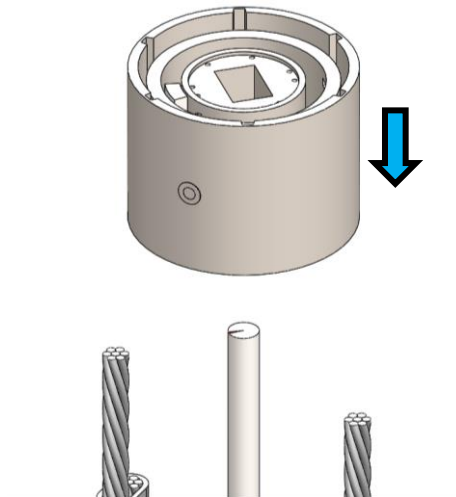


1. Asegure la capacidad técnica del personal que instalará el rotador de varilla en la unidad de bombeo mecánico verificando el conocimiento de los riesgos ambientales y ocupacionales de la actividad.

2. Identifique el pozo al que se le realizará la intervención y verifique las condiciones de freno y la desconexión de este de la red eléctrica.
3. Instale una grapa en la barra lisa altura del stuffing box. Dicha grapa ayudará a suspender la salta de varillas de producción durante el procedimiento de instalación del rotador de varilla.
4. Ubique el camión canasta cerca del lugar de instalación del rotador de varilla junto con las herramientas necesarias para el montaje.
5. Desajuste las grapas ubicadas sobre el elevador o sobre el rotador existente y retírelas.
6. Desajuste el coupling de la varilla y retírelo.
7. Retire el rotador de varillas ubicado previamente en la unidad de bombeo mecánico.
8. Deslice en dirección descendente y a lo largo de la varilla, el ensamble parcial del nuevo rotador. El rotador debe comenzar a instalarse sin los siguientes elementos: Cubierta superior y cubiertas para grapas.

Figura 45

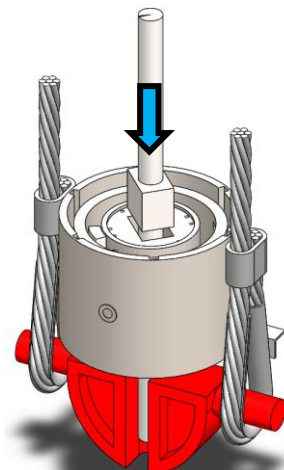
Descenso del ensamble parcial del rotador



9. Ubique nuevamente la grapa de sujeción sobre la varilla de producción, posteriormente, deslice en dirección descendente el conjunto de la sarta de varillas hasta que la grapa de sujeción esté dentro del soporte para grapa del nuevo rotador. Esto deberá hacerse con la ayuda de una grúa apropiada y de un breve desajuste de la grapa a la altura del stuffing box.

Figura 46

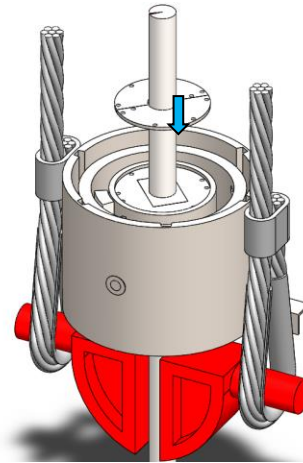
Descenso del conjunto sarta de varillas



10. Instale las cubiertas para grapa del rotador y asegure el ajuste de los tornillos de unión al soporte para grapa.

Figura 47

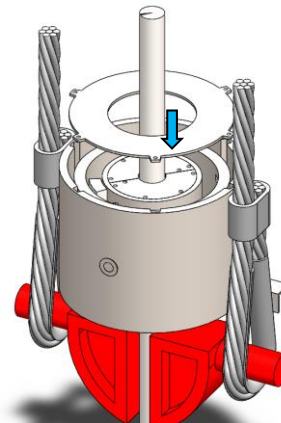
Instalación de la cubierta para grapa del rotador



11. Instale la cubierta superior del rotador y ajústela al ensamble del mecanismo.

Figura 48

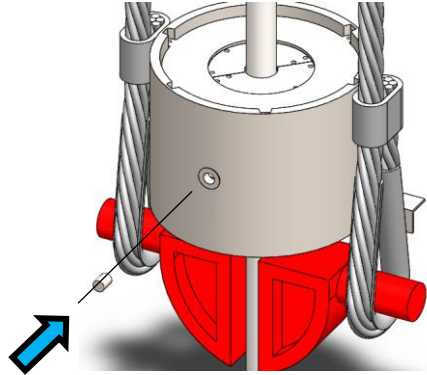
Instalación de la cubierta superior del rotador



12. Instale y asegure el pasador de accionamiento del rotador y verifique su acople con el perfil de la leva externa del mecanismo. Asegure el bloqueo en dirección axial de este componente, mediante los elementos dispuestos para ello.

Figura 49

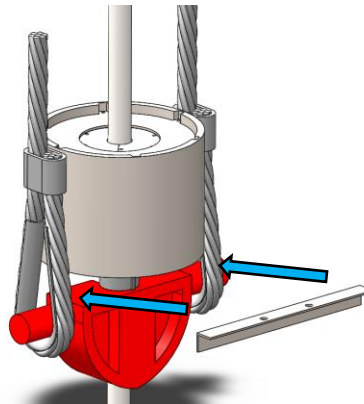
Instalación del seguidor pin externo del rotador



13. Instale y ajuste la barra antirrotación en la parte posterior del rotador de varilla y asegure su posicionamiento por detrás de los cables para un correcto funcionamiento.

Figura 50

Instalación de la barra antirrotación del rotador



14. Reinstale el coupling de la varilla de producción.
15. Verifique que no haya quedado en el rotador de varillas elementos que puedan entorpecer el movimiento del dispositivo.
16. Tras asegurar el ajuste de la grapa en la parte alta del rotador de varillas, proceda retirar la grapa ubicada a la altura del stuffing box y proceda a reiniciar la operación del

pozo.

6.4 Descripción General del Funcionamiento del Rotador de Varillas

La manera más adecuada de explicar y demostrar el movimiento del mecanismo es a través de SolidWorks Animation, sin embargo, puede hacerse algunos comentarios con relación al funcionamiento básico del mecanismo.

El accionamiento del mecanismo tiene lugar gracias a la energía provista por la unidad de bombeo mecánico en sus carreras de ascenso y descenso, siendo cada una de ellas un semi ciclo. La entrada de movimiento al mecanismo ocurre a través del seguidor pin externo, cuya función es que, a medida que los resortes se comprimen o elongan, en la carrera de ascenso y de descenso, respectivamente, impulsar la leva más externa y provocar la rotación en cada semi ciclo. Cabe resaltar que dicha rotación ocurre en los primeros instantes de cada carrera.

Siempre y cuando los valores de las cargas, desplazamientos por carrera y velocidad de operación, se mantengan constantes, este diseño debería reaccionar de manera adecuada a la operación.

En este diseño se ha incluido internamente en las levas elementos dentados cuyo propósito es, con ayuda de unas cuñas pilotadas en la base de las levas y unidas a resortes de posicionamiento, asegurar el bloqueo de la rotación en la dirección opuesta a la de accionamiento del rotador. Dichos resortes no fueron explícitamente calculados en el desarrollo de este diseño, sin embargo, su implementación no es tan complicada puesto que la carga que deben tolerar se limita únicamente a reposicionar los resortes. Puede pensarse en dichas cuñas como en un mecanismo similar al ratchet.

Finalmente, el accionamiento interno y la transmisión de la rotación hasta la sarta de varillas ocurriría gracias a los elementos internos del mecanismo y la relación de rotación con que fueron diseñados.

Figura 51

Vista del rotador ensamblado y ubicado en la unidad de bombeo mecánico

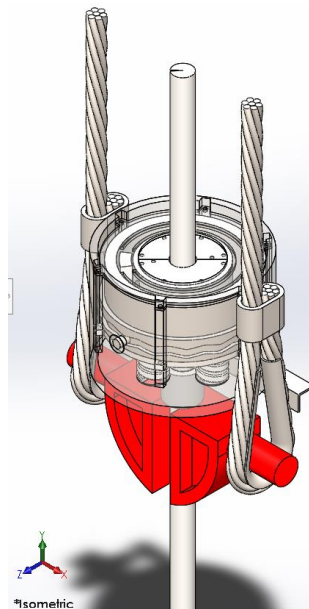
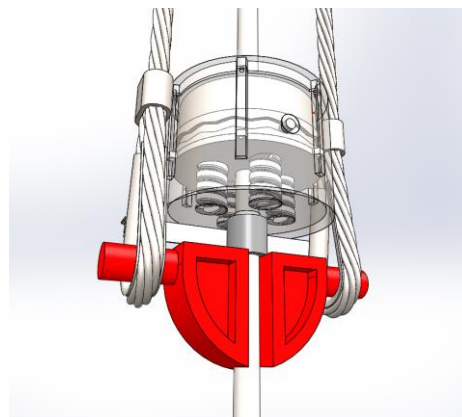


Figura 52

Otra vista del rotador ensamblado y ubicado en la unidad de bombeo mecánico



7. Conclusiones

Durante el proceso de diseño del mecanismo rotador se encontró que las fuerzas que aportan de modo más efectivo al movimiento, por la naturaleza rotacional de este, son las fuerzas aplicadas en dirección tangencial y horizontal sobre la circunferencia de cada una de las levas, en los puntos de contacto con el seguidor. El cálculo con diferentes pendientes de perfil de las fuerzas de contacto F_c , a las que están sometidos los elementos pasadores que interconectan e impulsan las levas, develó que entre más alto sea el ángulo ϕ de la pendiente de los perfiles de leva, solo sutilmente mayor será el valor de la componente tangencial y horizontal F_{c2x} de la fuerza.

Tabla 5

Evolución de la F resultante y sus componentes con el ángulo de pendiente del perfil

F_{c2} [N]	F_{c2x} [N]	F_{c2y} [N]	ϕ [°]
131969	0	131969	0
3726	647	3669	10
1907	652.1	1792	20
1309	654.7	1134	30
1021	656.1	782	40
857.9	657.2	551.4	50
759.7	658	379.9	60
700.9	658.6	239.7	70
669.4	659.2	116.2	80

El resto del aporte lo realiza la componente vertical, pero, sin tanta representatividad para efectos de rotación. De manera que, como se ve en la Tabla 5, un valor bajo de la componente horizontal F_{c2x} requerirá un valor mayor de la fuerza de contacto resultante F_{c2} que actúa sobre

el seguidor, lo cual, representa un incremento inconveniente en la sollicitación mecánica del elemento de transmisión.

Debe tenerse en cuenta, para revisar esta conclusión, que los resultados para fuerzas cuyo subíndice es el número uno, corresponden a la leva a interna, y aquellos cuyo resultado contienen como subíndice el número dos, corresponden a la leva a externa. Del mismo modo, hay que recordar que la leva externa tiene un radio significativamente mayor que la interna, por ende, las fuerzas externas tendrán valores menores que las internas para un mismo valor de torque, por ejemplo.

Luego de repetir iteraciones de cálculo en el mecanismo rotador para soportar las cargas propuestas en los objetivos, se concluyó matemáticamente que el resorte necesario para cumplir con el accionamiento del rotador de varilla supera geométricamente las limitaciones de espacio existentes en la unidad de bombeo mecánico y no existe comercialmente en las dimensiones necesarias para soportar la carga máxima propuesta, razón por la cual se seleccionó el resorte de mayor capacidad de catalogo que cumpliera con las dimensiones necesarias para no superar las limitaciones de espacio y con el que finalmente se diseñó en disposición de cuatro de estos alrededor de la varilla de producción llegando a operar finalmente para una carga máxima del 60,8 % de la propuesta inicialmente.

Se determinó la existencia de una relación no constante entre el giro de la leva exterior e interior en cada ciclo de funcionamiento, siendo de 6 a 1 en su totalidad como se planteó inicialmente en el diseño, pero con variación entre segmentos de giro del mecanismo siendo 8.73 el promedio de esta variación entre ciclo dándonos como resultado una rotación efectiva por ciclo

de bombeo promedio de 2.75 grados, el cual es un valor que equivale al 91,6% del objetivo propuesto en el presente proyecto.

Durante el proceso de diseño del rotador de varillas, quedó en evidencia que el uso del concepto un mecanismo de trayectoria fija y condicionada, tal como lo son las levas concéntricas, es una alternativa con la cual difícilmente se consigue cumplir con los requerimientos de un amplio rango de aplicaciones. De hecho, bajo tal principio, se reduce considerablemente la posibilidad de aceptar variaciones en las condiciones de operación sin que sean requeridas modificaciones al diseño.

Referencias Bibliográficas

- Analitik, V. (2021, 17 abril). '*Alto precio del acero en Colombia es una situación coyuntural*': *Andi*. Valora Analitik. <https://www.valoraanalitik.com/2021/04/16/precio-acero-colombia-es-situacion-coyuntural-andi/>
- Labrador, L. S. (2011). *Evaluación de nuevas tecnologías instaladas en el campo LCI para reducción de fallas: tubería revestida, varilla continua y hueca, rotadores de tubería y varilla* (Tesis de posgrado). Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.
- Myszka, D. H. (2012). *Maquinas Y Mecanismos* (4.^a ed.). Pearson Educación.
- Pinto, J. F. y Reyes, J. E. (2009). *Software para el diseño de resortes. (Tesis de pregrado)*. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.
- Robles, C. A. y Rodríguez W. G. (2010). *Herramienta software para el análisis y diseño de sistemas de levantamiento artificial convencionales. (Tesis de pregrado)*. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.
- Romero, O. J. y Almeida, P. (2014). Numerical Simulation of The Sucker-rod Pumping System. *Ingeniería e Investigación, Volumen (34)*, 4-11.
<http://dx.doi.org/10.15446/ing.investig.v34n3.40835>
- Sandvik, C. (2022). *Cutting Speed Calculator*. Sandvik.
<https://www.sandvik.coromant.com/es-es/products/pages/toolguide.aspx?nodeid=9104>
- Triana, E. J. (2014, 20 febrero). *Cartas Dinamométricas*. Prezi.Com.
<https://prezi.com/fxvaazpzocqb/cartas-dinanometricas/>

Anexos

Anexo A. Catálogo de Resortes.



STEEL[®]
MEFOBO

PRECIO COMPETITIVO GARANTIZADO

**EL ORIGINAL
SOLUCIONES
DE ACERO**

DOMÉSTICO
PUAS ANTI-AVES
CAMPING
PASACABLES
DESATASCADORES
CADENA DE BOLAS
ANILLAS LLAVERO
ROLLOS ALAMBRE
y más...

AGRÍCOLA
PASADORES
MUELLES TIJERAS
y más...

INDUSTRIA
MUELLES
MATRICERÍA
MUELLES 1 METRO
ESTUCHES SURTIDOS
y más...

Y MUCHO MÁS!

**CATÁLOGO
GENERAL 2017**

**Steel[®]
MEFOBO**

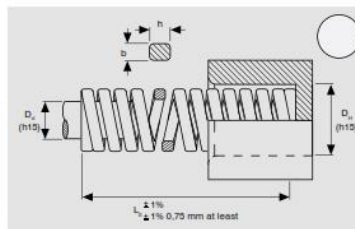
CATÁLOGO GENERAL 2017

ANNEXO MATRICERÍA STEEL

Sección rectangular ISO 10243

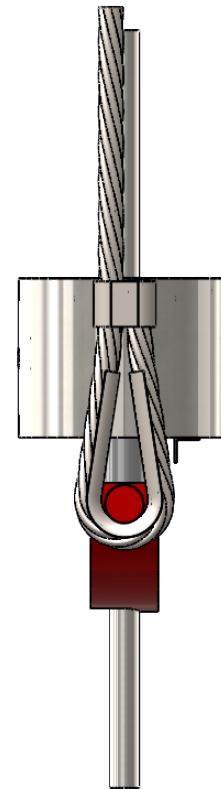
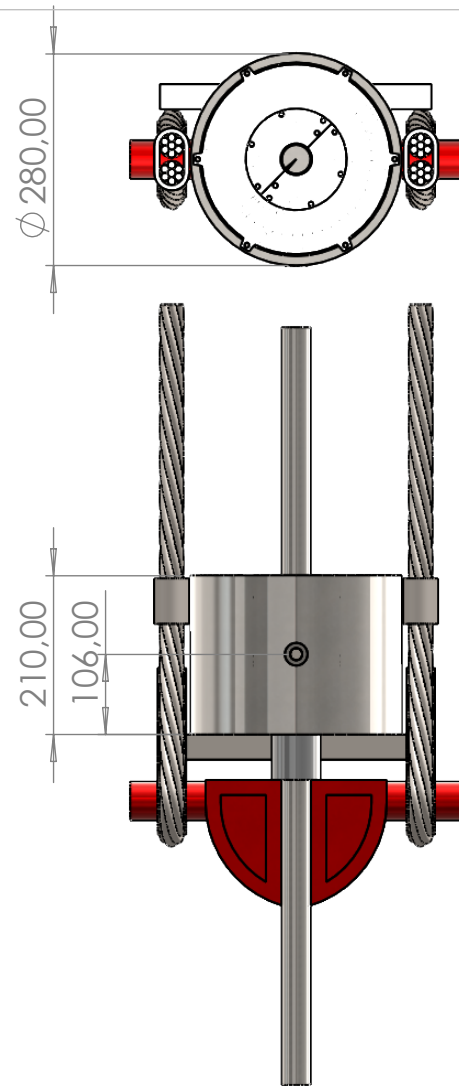
Muelles carga ultra-fuerte

- (C) MOLLES CÀRREGA ULTRA-FORTA
 (GB) ULTRA-STRONG LOAD SPRINGS
 (F) RESSORTS CHARGE ULTRA-FORTE
 (D) FEDERN FÜR ULTRA-HOHE SPANNUNG



Ref.	D _H Hole Diameter b x h	D _d Rod Diameter	L ₀ Free Length	R Spring Constant ± 10%	A 10% L ₀ + 3.000.000		B 12% L ₀ ~ 1.500.000		C 13,5% L ₀ 300 - 500.000		D 15% L ₀ 100 - 200.000		E Do not use
	mm	mm	mm	N/mm	mm	N	mm	N	mm	N	mm	N	mm
A 25 - 064	25	12,5	64	644	6.4	4122	7.7	4959	8.6	5564	9.6	6182	13
A 25 - 076			76	556	7.6	4226	9.1	5060	10.3	5705	11.4	6338	16
A 25 - 089			89	462	8.9	4112	10.7	4943	12.0	5551	13.4	6168	20
A 25 - 102			102	390	10.2	3978	12.2	4758	13.8	5370	15.3	5967	23
A 25 - 115			115	360	11.5	4140	13.8	4968	15.5	5589	17.3	6210	26
A 25 - 127			127	326	12.7	4140	15.2	4955	17.1	5589	19.1	6210	28
A 25 - 152			152	255	15.2	3876	18.2	4641	20.5	5233	22.8	5814	34
A 25 - 178			178	230	17.8	4094	21.4	4922	24.0	5527	26.7	6141	39
A 25 - 203			203	202	20.3	4101	24.4	4929	27.4	5536	30.5	6151	45
A 25 - 305			5.6 x 7.5	305	136	30.5	4148	36.6	4978	41.2	5600	45.8	6222
A 32 - 064	32	16	64	1077	6.4	6892	7.7	8270	8.6	9305	9.6	10337	13
A 32 - 076			76	874	7.6	6642	9.1	7971	10.3	8967	11.4	9964	16
A 32 - 089			89	721	8.9	6419	11	7702	12.0	8663	13.3	9628	20
A 32 - 102			102	620	10	6324	12	7589	13.8	8537	15.3	9486	23
A 32 - 115			115	560	12	6440	14	7728	15.5	8694	17.2	9660	26
A 32 - 127			127	496	13	6299	15	7559	17.1	8504	19.0	9449	28
A 32 - 152			152	408	15	6202	18	7442	20.5	8372	22.8	9302	34
A 32 - 178			178	353	18	6280	21	7536	24.0	8483	26.7	9420	39
A 32 - 203			203	304	20	6171	24	7405	27.4	8331	30.4	9257	45
A 32 - 254			254	243	25	6177	30	7413	34.3	8332	38.1	9266	62
A 32 - 305			7.5 x 9.2	305	196	31	5978	37	7174	41.2	8070	45.7	8967
A 40 - 089	40	20	89	880	8.9	7832	10.7	9416	12.0	10573	13.4	11748	20
A 40 - 102			102	762	10.2	7772	12.2	9296	13.8	10493	15.3	11659	23
A 40 - 115			115	679	11.5	7809	13.8	9370	15.5	10541	17.3	11713	26
A 40 - 127			127	622	12.7	7899	15.2	9454	17.1	10664	19.1	11849	28
A 40 - 152			152	509	22.8	7737	18.2	9264	20.5	10445	22.8	11605	36
A 40 - 178			178	429	17.8	7636	21.4	9181	24.0	10309	26.7	11454	43
A 40 - 203			203	374	20.3	7592	24.4	9126	27.4	10249	30.5	11388	49
A 40 - 254			254	296	25.4	7518	30.5	9028	34.3	10150	38.1	11278	62
A 40 - 305			8.5 x 11.0	305	246	30.5	7530	36.6	9004	41.2	10129	45.8	11255
A 50 - 089	50	25	89	1410	8.9	12549	10.7	15087	12.0	16941	13.4	18824	19
A 50 - 102			102	1215	10.2	12393	12.2	14823	13.8	16731	15.3	18590	22
A 50 - 115			115	1076	11.5	12374	13.8	14849	15.5	16705	17.3	18561	25
A 50 - 127			127	968	12.7	12294	15.2	14714	17.1	16596	19.1	18440	28
A 50 - 152			152	806	15.2	12251	18.2	14669	20.5	16539	22.8	18377	34
A 50 - 178			178	698	17.8	12424	21.4	14937	24.0	16773	26.7	18637	40
A 50 - 203			203	612	20.3	12424	24.4	14933	27.4	16772	30.5	18635	45
A 50 - 254			254	472	25.4	11989	30.5	14396	34.3	16185	38.1	17983	58
A 50 - 305			11.8 x 13.5	305	388	30.5	11834	36.6	14201	41.2	15976	45.8	17751

Anexo B. Planos.



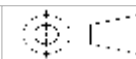
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4



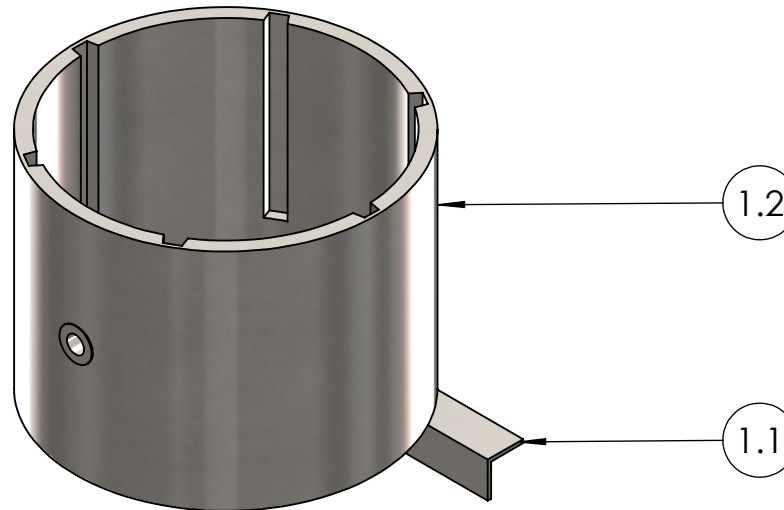
TITULO: VISTAS PRINCIPALES MECANISMO ROTADOR DE VARILLA

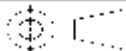
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

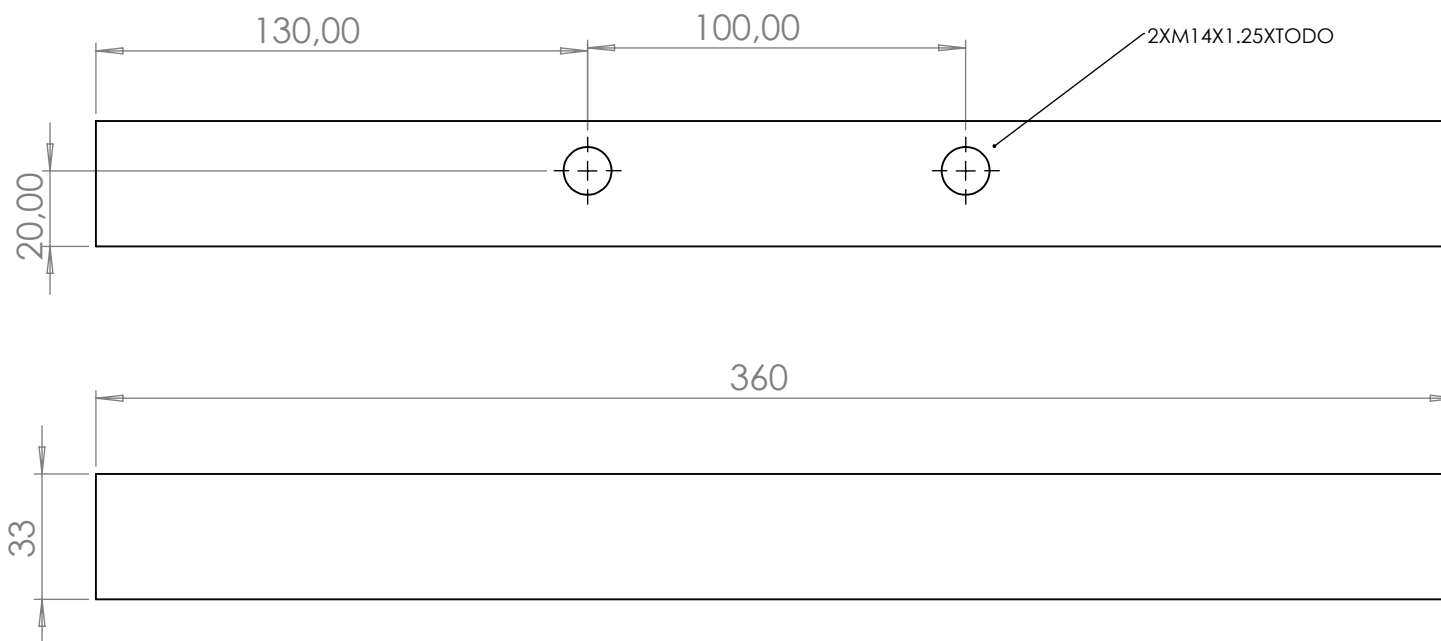
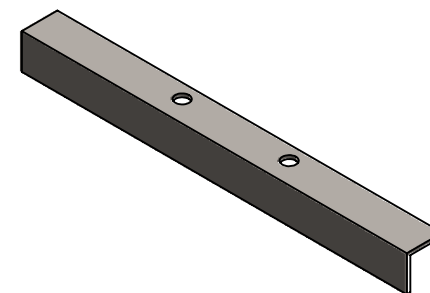
REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 2/20





1.2	SOPORTE EXTERNO		
1.1	BARRA ANTIROTACIÓN		
CÓDIGO SUBSISTEMA	NOMBRE DEL SUBSISTEMA		
 	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
FECHA: 06/02/22	TÍTULO: SUBSISTEMA DE FIJACION MECANISMO ROTADOR DE VARILLA		
ESCALA: 1:5			
UNIDADES: N/A	AUTOR: JULIO CENTENO LUNA		
A4 	REVISÁ: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS		HOJA 4/20



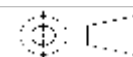
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

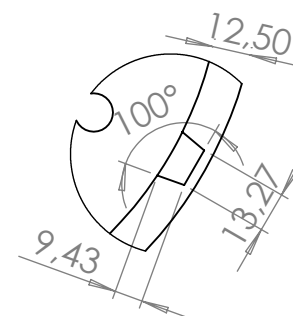
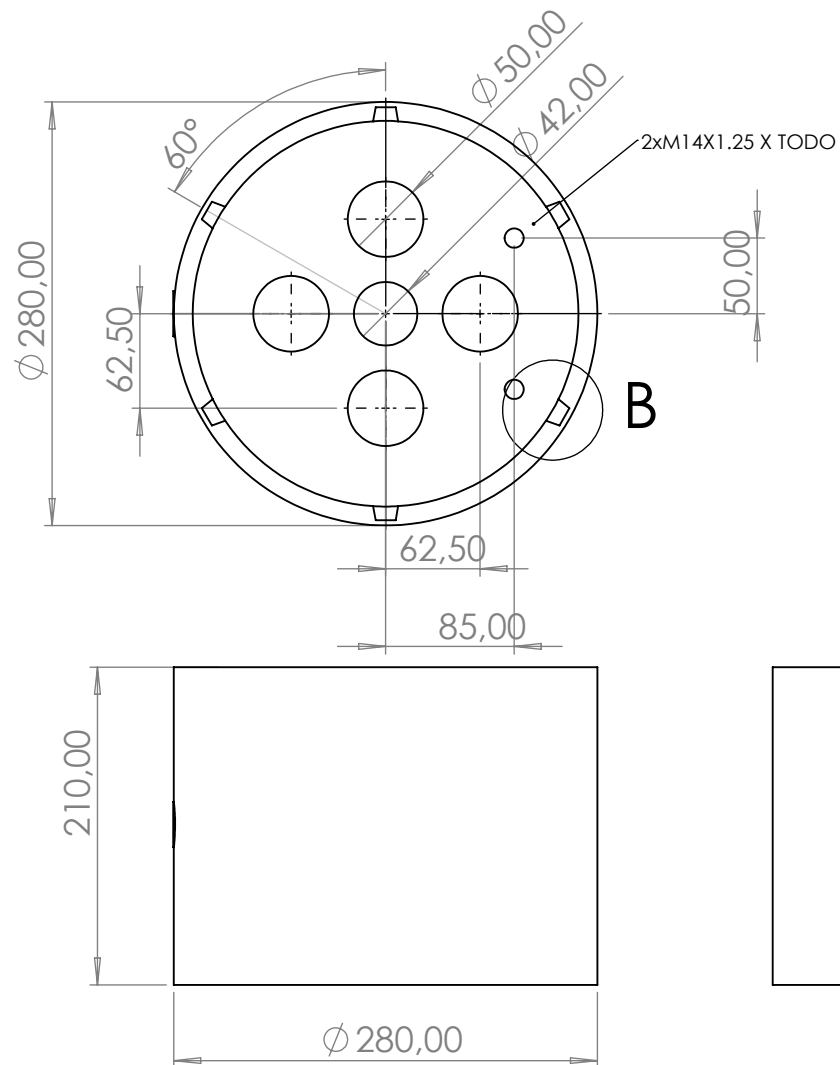


TITULO: 1.1 - BARRA ANTIROTACION

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

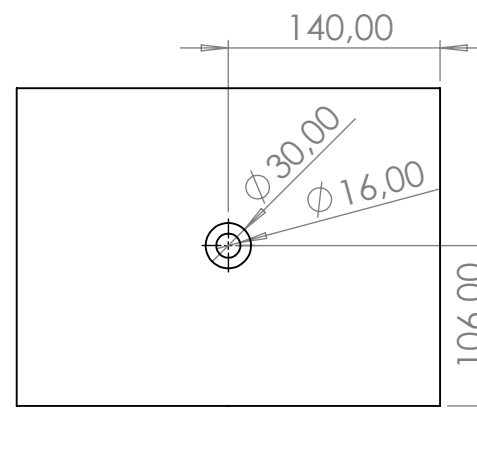
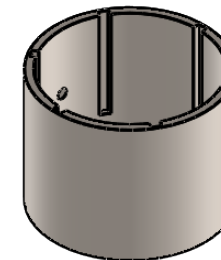
REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 5/20



DETALLE B

ESCALA 2 : 5



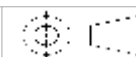
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A4



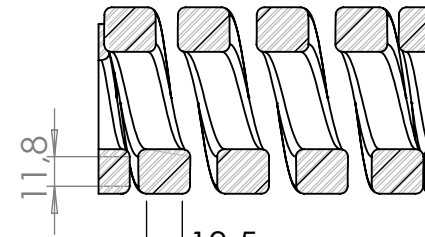
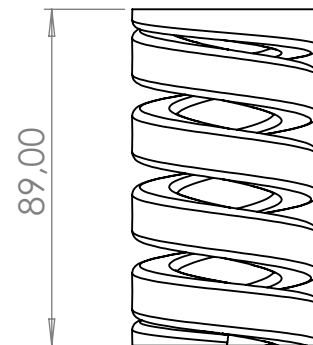
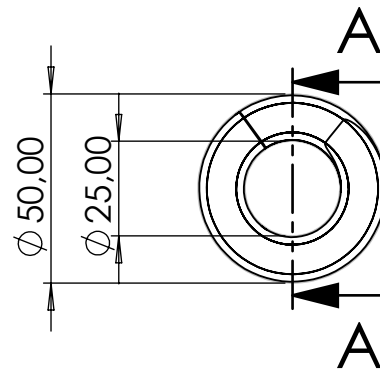
TITULO: 1.2 SOPORTE EXTERNO ROTADOR DE VARILLA

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

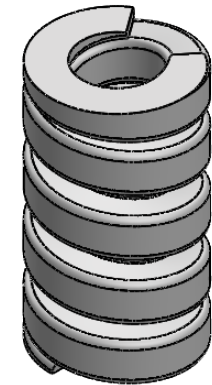
REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 6/20





SECCIÓN A-A



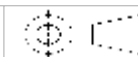
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

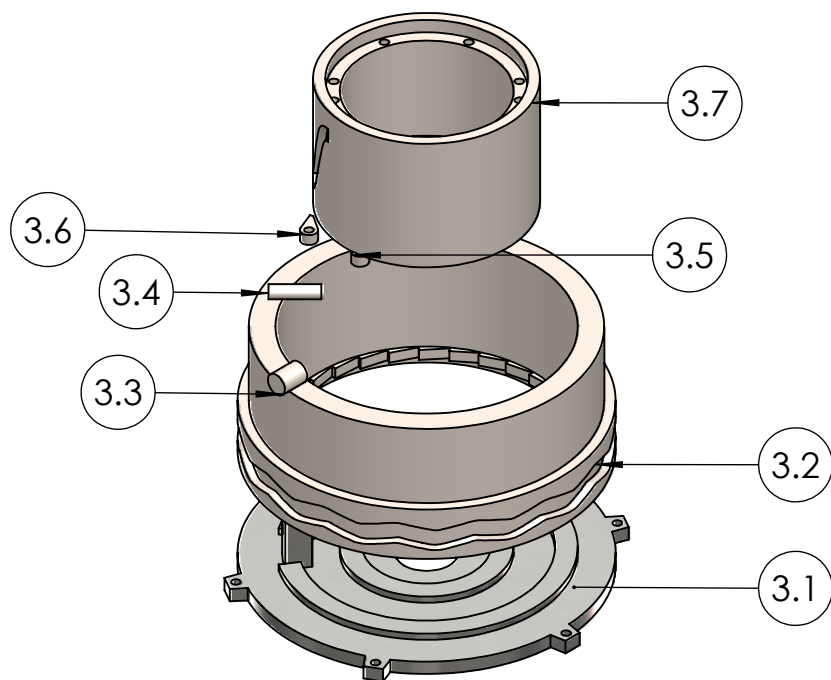


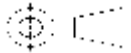
TITULO: 2.1 RESORTE MEFOBO A50 - 089

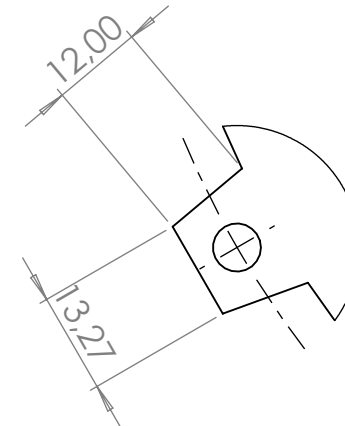
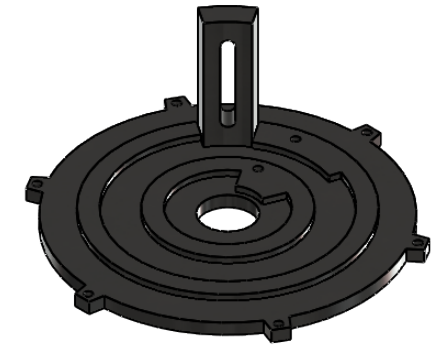
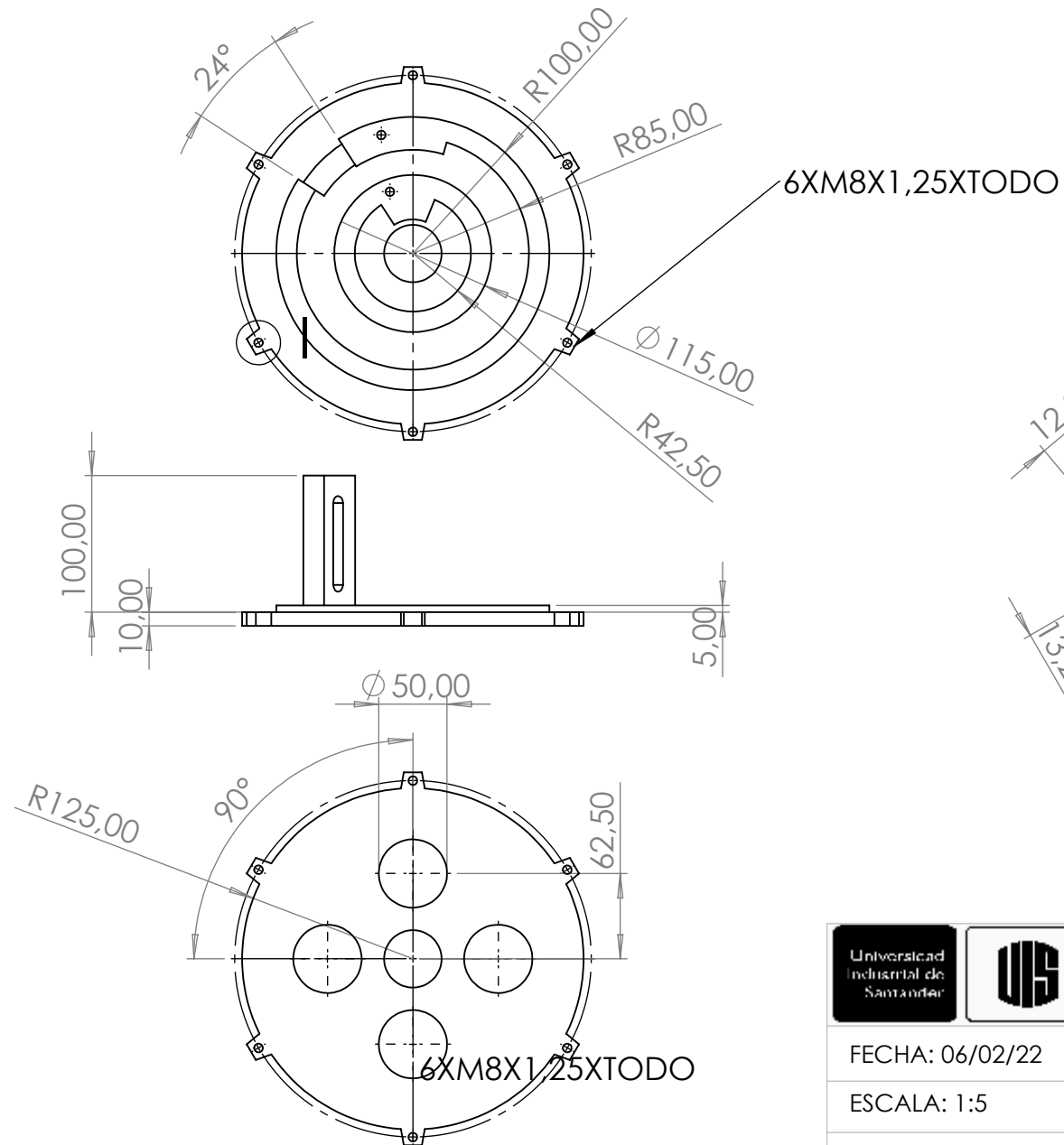
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEL TAPIAS RINCON

REVISA: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 8/20



3.7	LEVA INTERNA
3.6	CUÑA LEVA EXTERNA
3.5	CUÑA LEVA INTERNA
3.4	SEGUIDOR PIN INTERNO
3.3	SEGUIDOR PIN EXTERNO
3.2	LEVA EXTERNA
3.1	BASE LEVAS
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA
  UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 06/02/22	TÍTULO: 3. SUBSISTEMA DE TRANSMISION
ESCALA: 1:5	AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEL TAPIAS RINCON
UNIDADES: N/A	
A4	 REVISAR: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS HOJA 9/20



DETALLE I

ESCALA 1 : 1



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER**

FECHA: 06/02/22

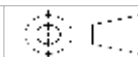
TITULO: 3.1 BASE LEVAS

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

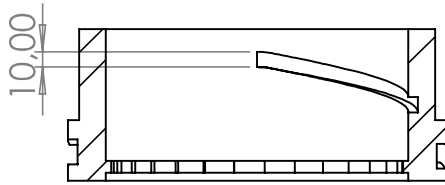
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

A4

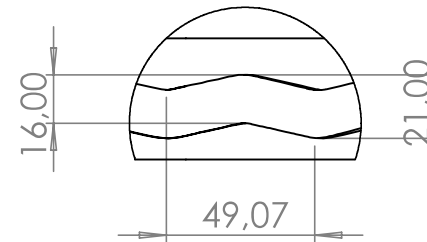
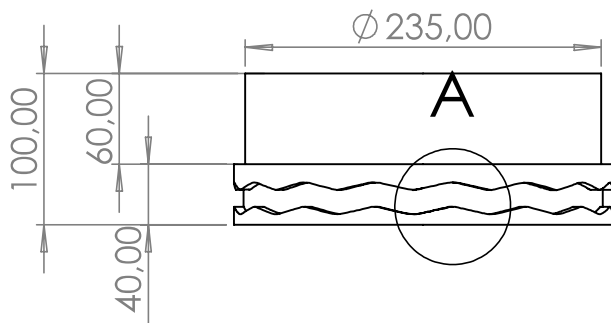
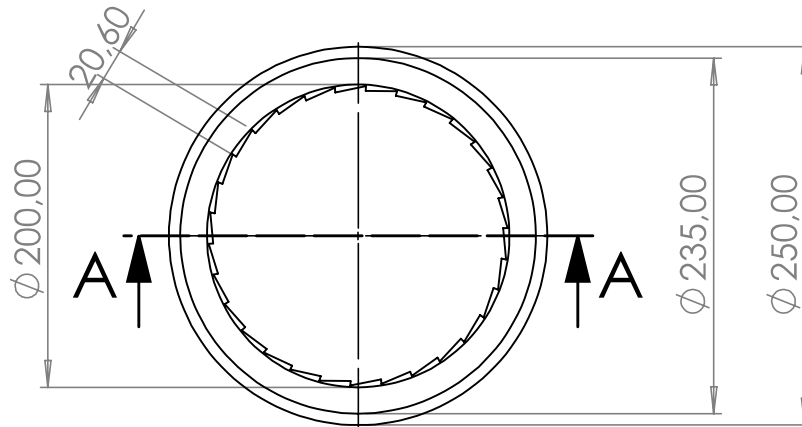


REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 10/20



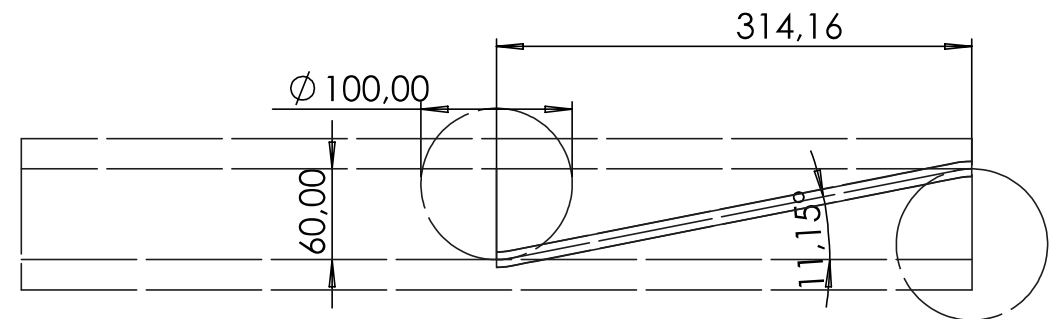
SECCIÓN A-A



DETALLE A

CONSTRUCCION PERFIL EXTERNO

ESCALA 2 : 5



CONSTRUCCION PERFIL INTERNO



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER**

FECHA: 06/02/22

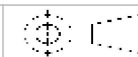
TITULO: 3.2 LEVA EXTERNA

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

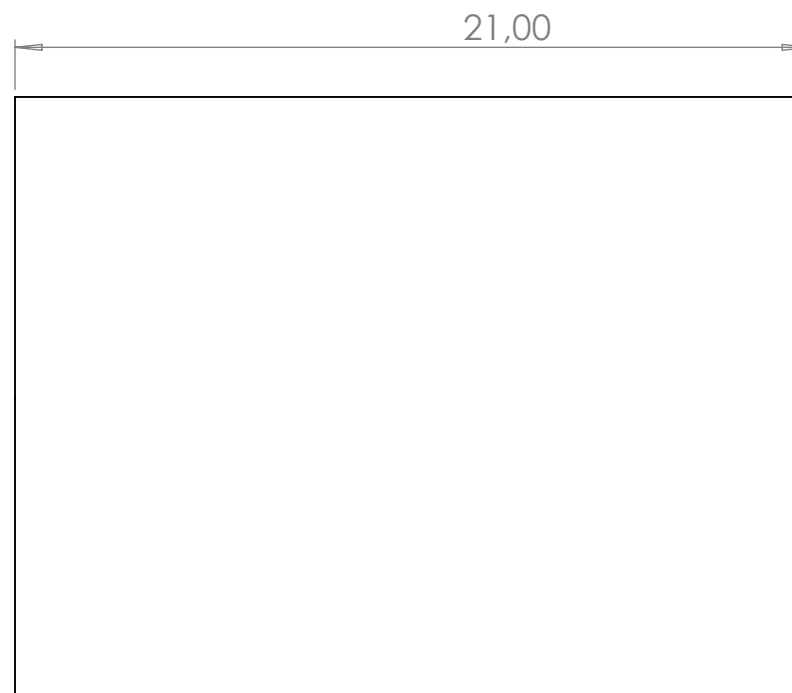
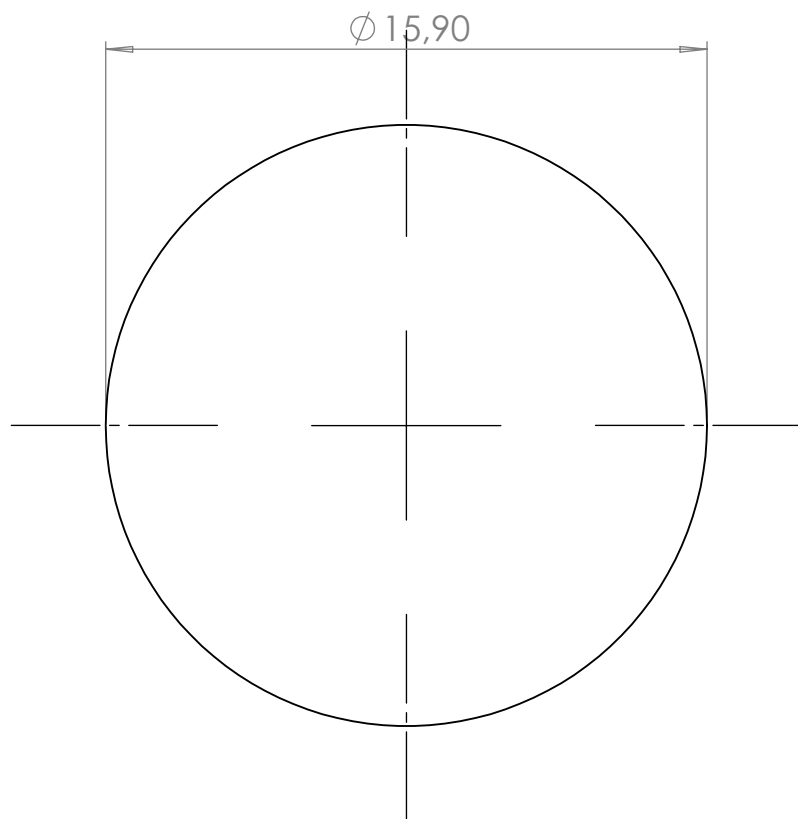
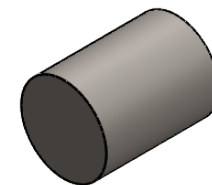
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

A4



REVISÁ: ING. ALBERTO PERTUZ COMAS

HOJA 11/20



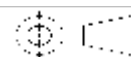
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 5:1

UNIDADES: mm

A4

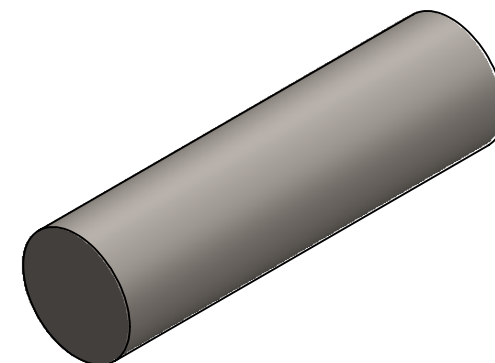
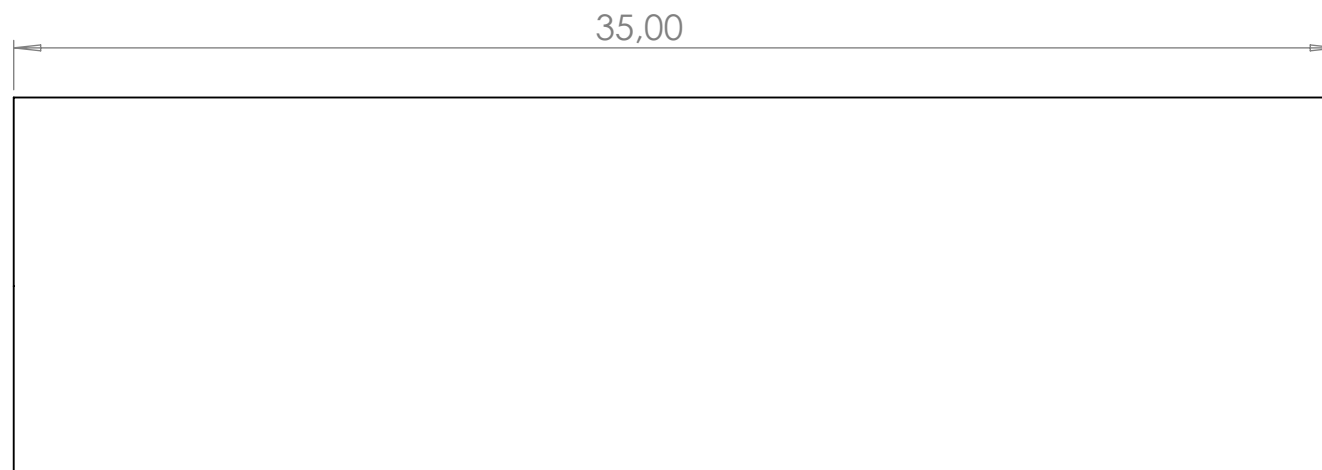
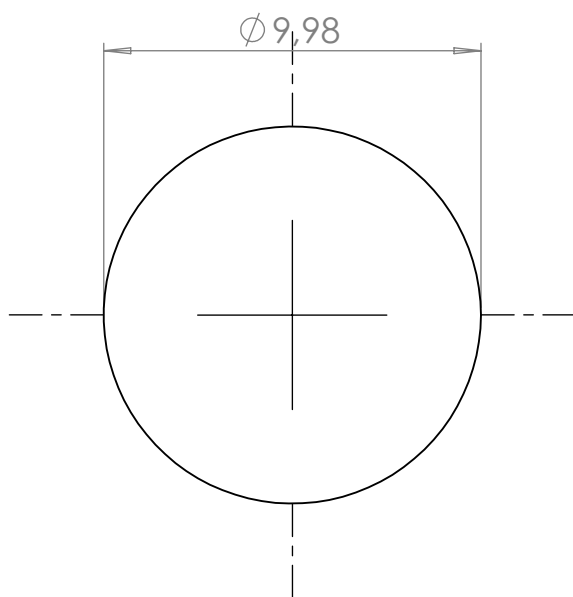


TITULO: SEGUIDOR PIN EXTERNO

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERDO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 12/20



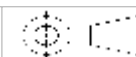
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 5:1

UNIDADES: mm

A4

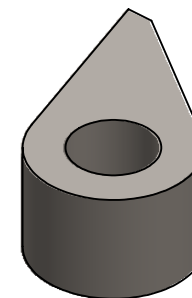
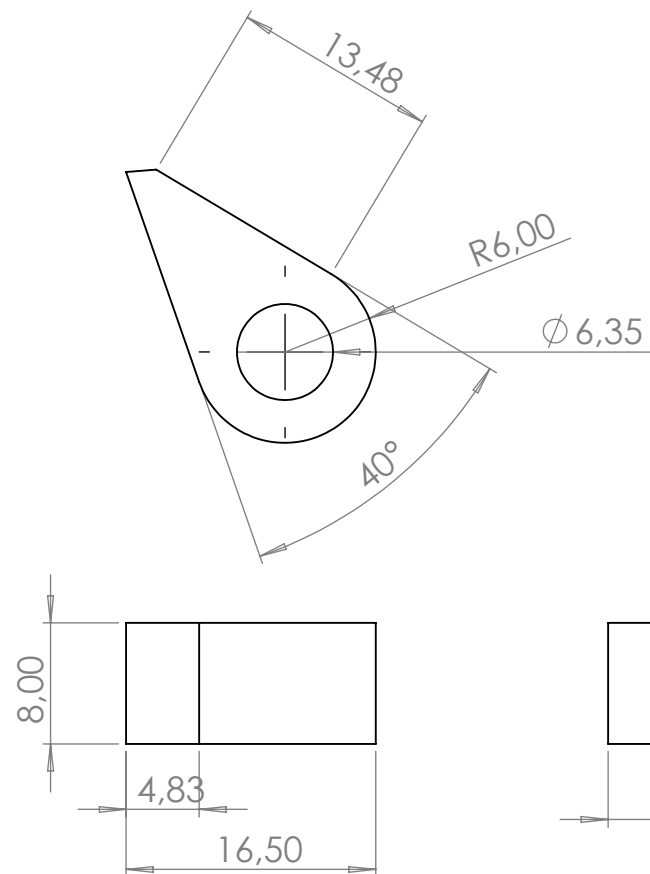


TITULO: 3.3 SEGUIDOR PIN INTERNO

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVISAR: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 13/20



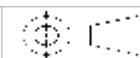
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 2:1

UNIDADES: mm

A4

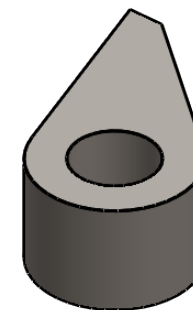
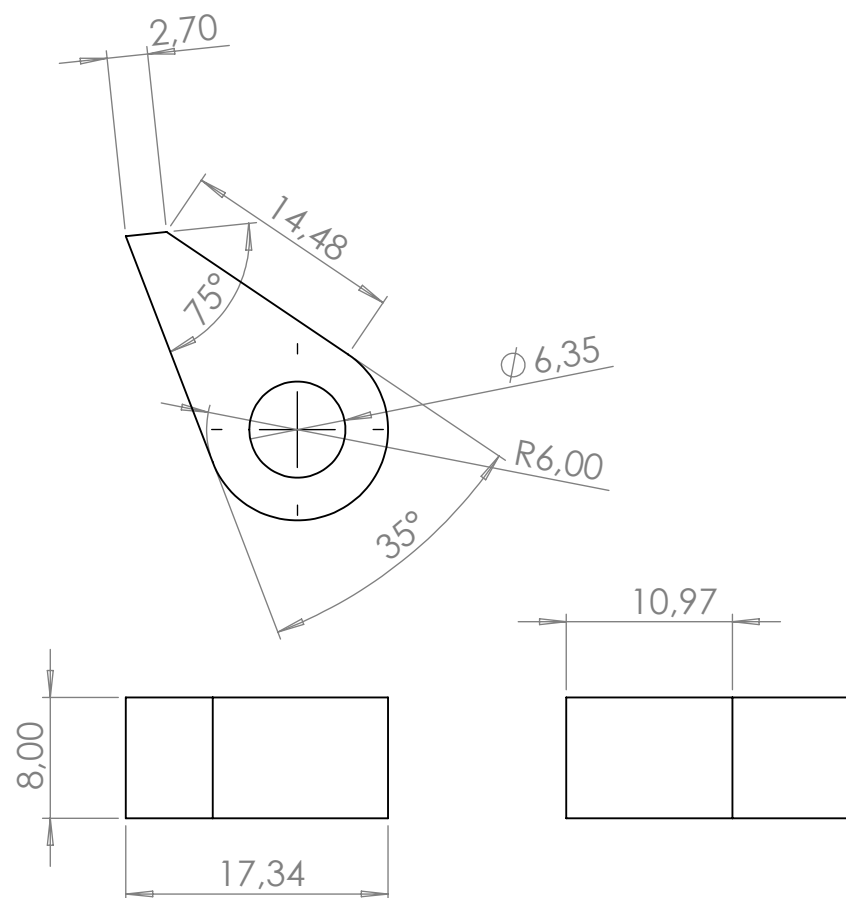


TITULO: 3.4 CUÑA LEVA INTERNA

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 14/20



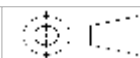
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 2:1

UNIDADES: mm

A4

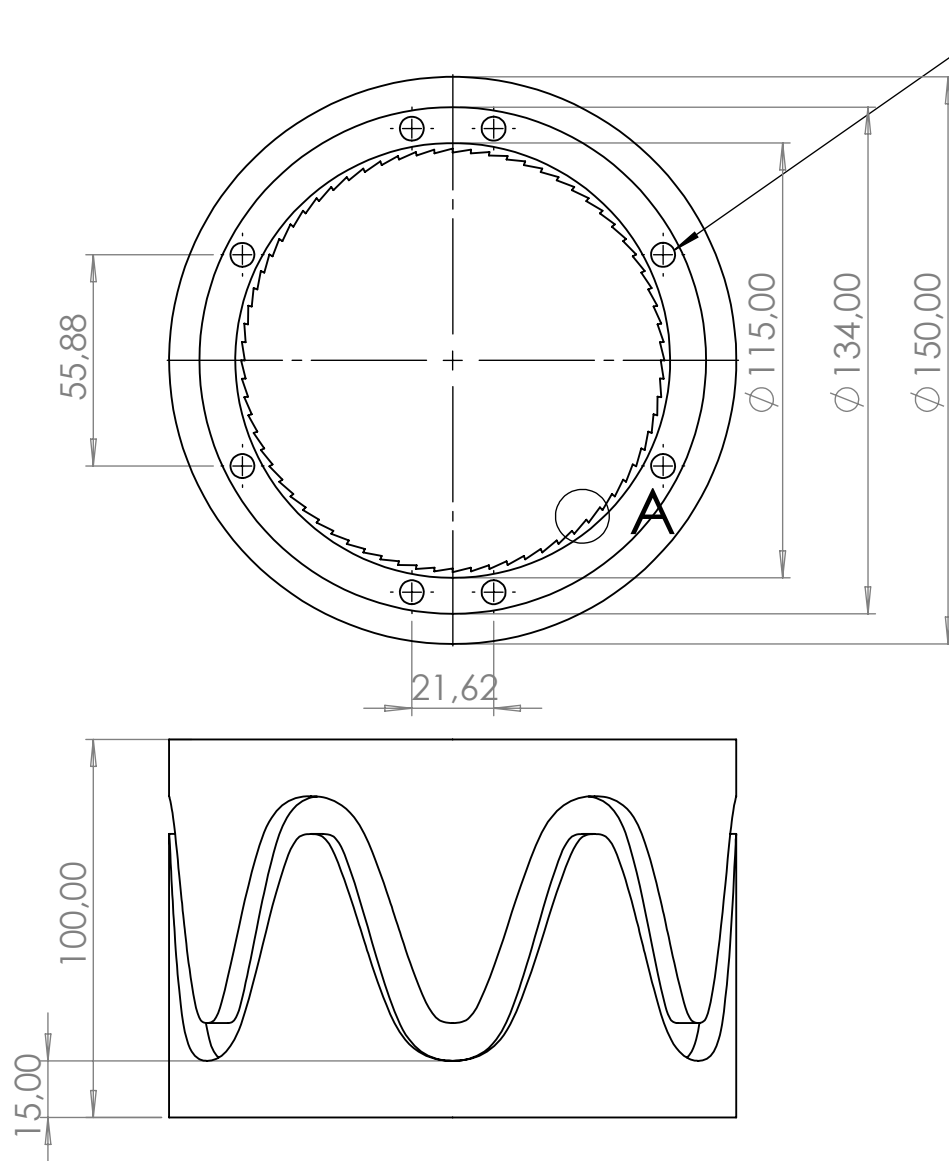


TITULO: 3.5 CUÑA LEVA EXTERNA

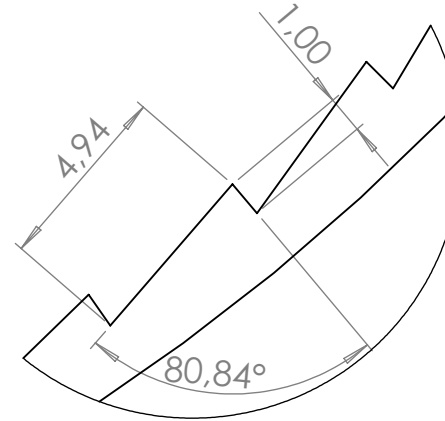
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 15/20

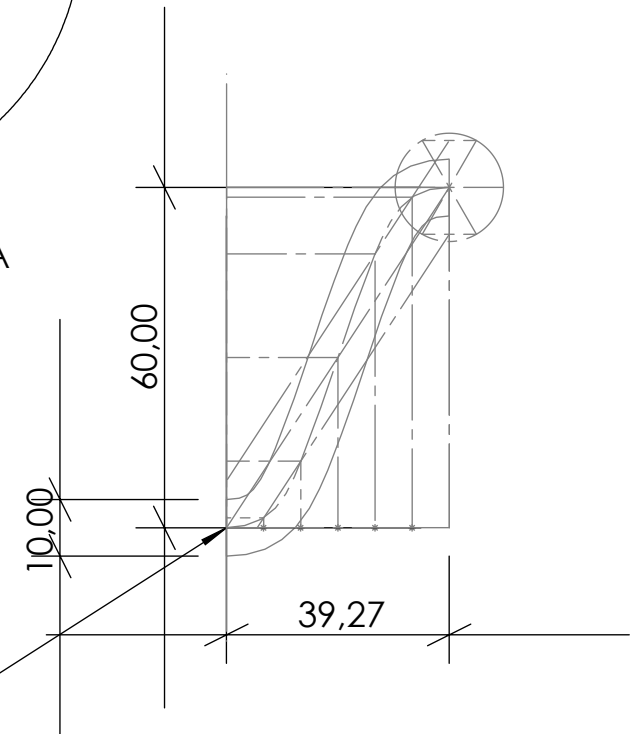
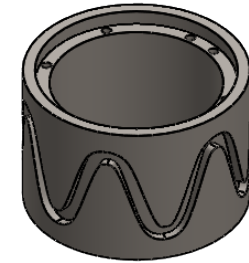


8XM7X0,75XTODO



DETALLE A

ESCALA 5 : 1



CONSTRUCCION
PERFIL LEVA



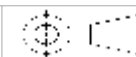
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER**

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

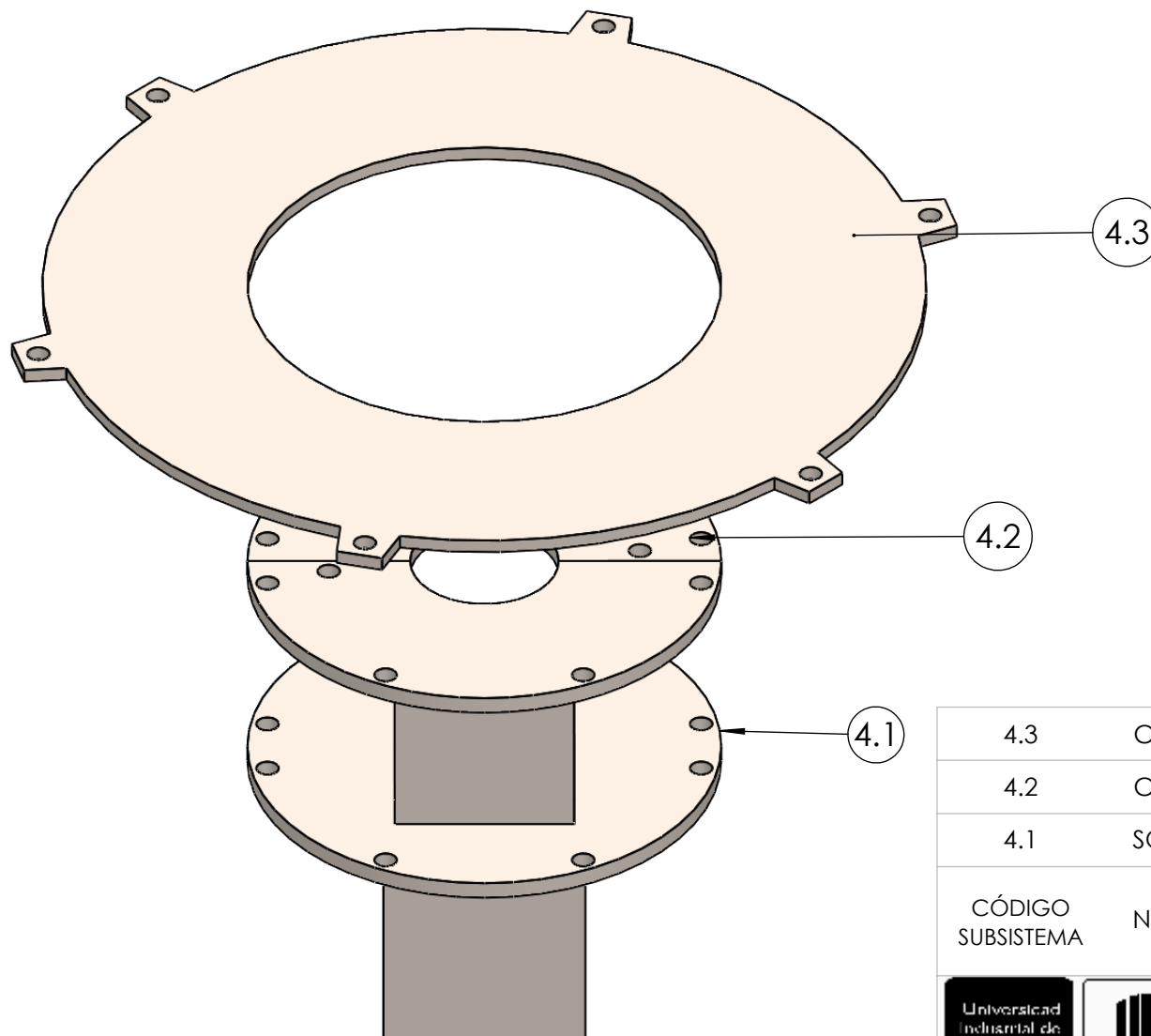


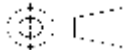
TITULO: 3.6 LEVA INTERNA

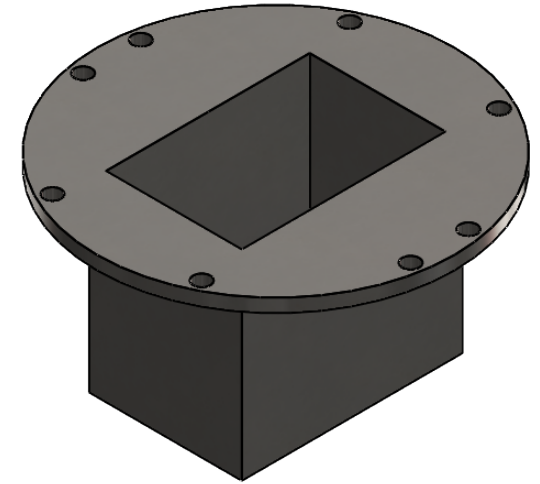
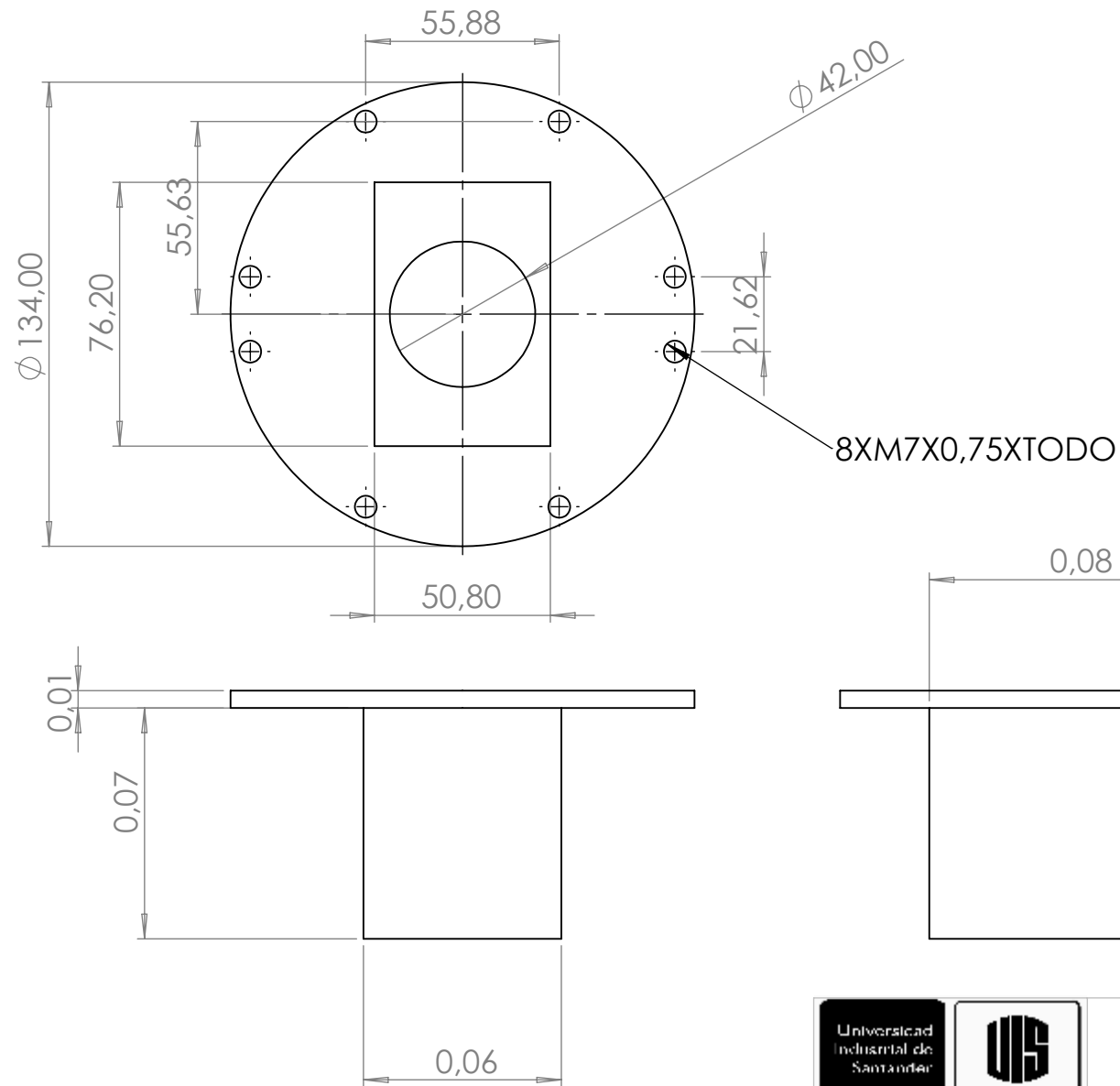
AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 16/20



4.3	CUBIERTA SUPERIOR	1
4.2	CUBIERTA PARA GRAPA	2
4.1	SOPORTE PARA GRAPA	1
CÓDIGO SUBSISTEMA	NOMBRE DEL SUBSISTEMA	CANT.
  UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
FECHA: 06/02/22	TITULO: 4. SUBSISTEMA DE ACOPLE	
ESCALA: 1:5		
UNIDADES: N/A	AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON	
A4		REVISAR: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS HOJA 17/20



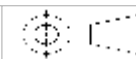
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A4

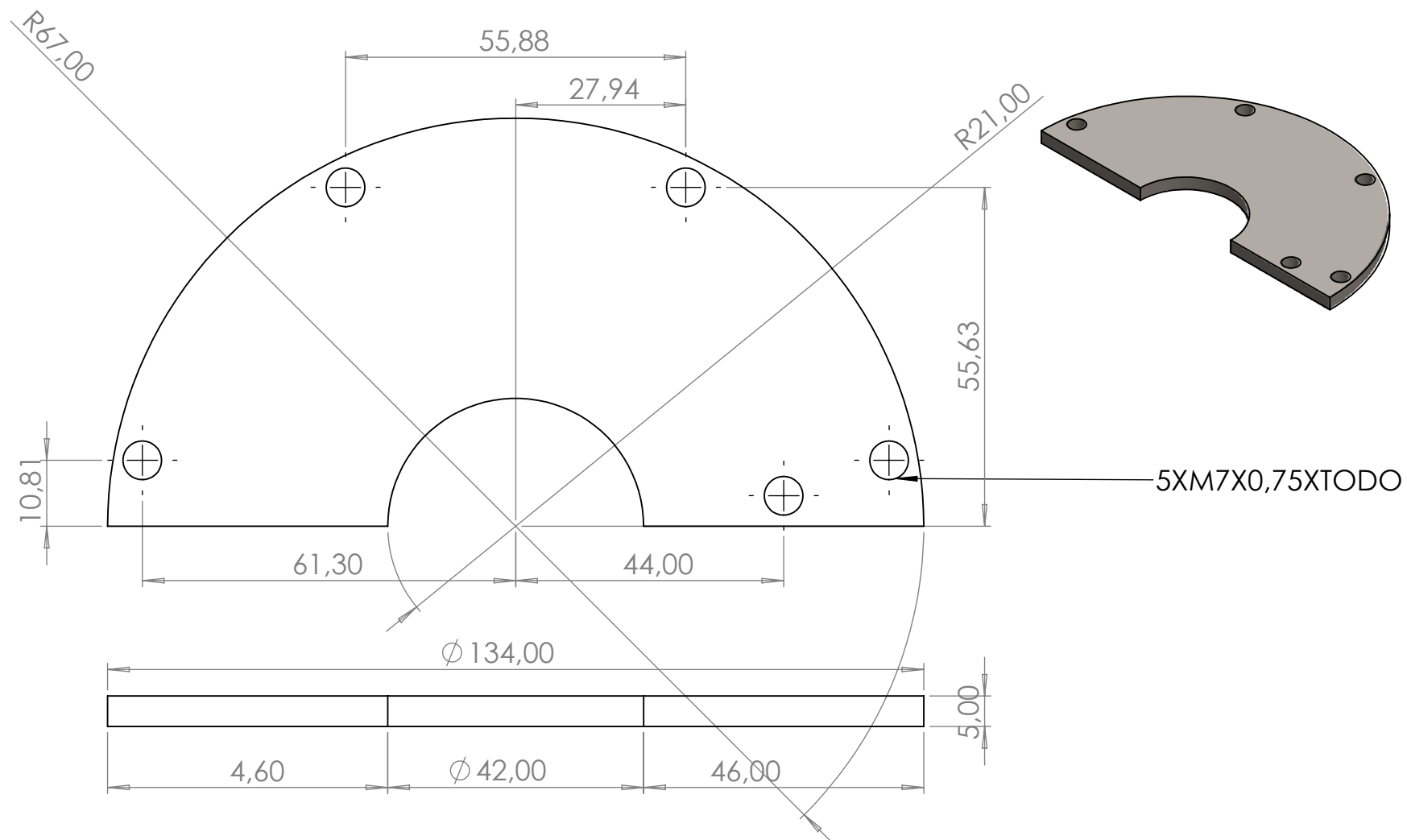


TITULO: 4.1 SOPORTE PARA GRAPA

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERTO PERTUZ COMAS

HOJA 18/20



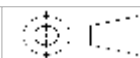
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

A4

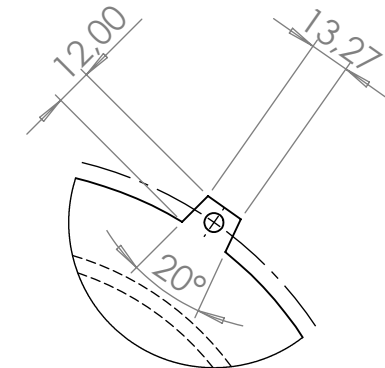
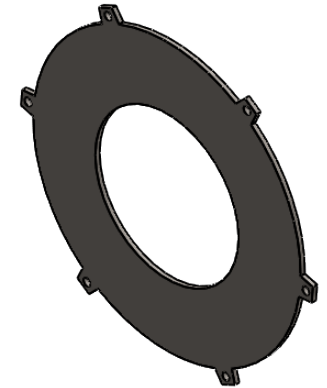
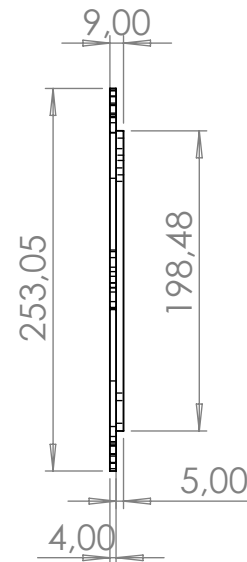
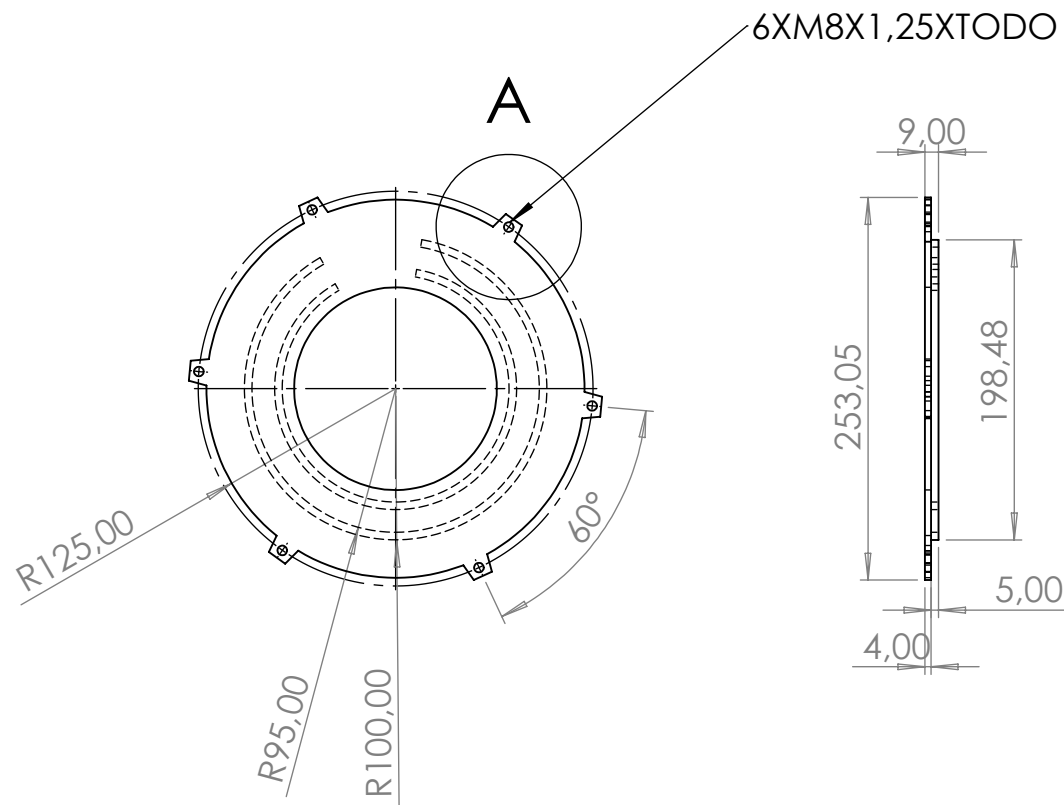


TITULO: 4.2 CUBIERTA PARA GRAPA

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

REVIS: ING. ALBERTO DAVID PERTUZ COMAS

HOJA 19/20



DETALLE A

ESCALA 2 : 5



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 06/02/22

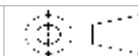
TITULO: 4.3 CUBIERTA SUPERIOR

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

AUTOR: JULIO CENTENO LUNA - GHYMEI TAPIAS RINCON

A4



REVISA: ING. ALBERTO PERTUZ COMAS

HOJA 20/20