



Diseño de un prototipo de una máquina tipo industrial para evaluación de fuerzas de tracción- compresión

**Cesar Javier Aguirre chaparro
Cristhian camilo hurtado rincón**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Tunja, Colombia
2020

Prototipo de una máquina tipo industrial para evaluación de fuerzas de tracción-compresión

**Cesar Javier Aguirre chaparro
Cristhian camilo hurtado rincón**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:

Ingeniero Omar Franklin Rojas

Línea de Investigación:

Resistencia de materiales, Diseño mecánico, Estática y Mecanismos.

Universidad Antonio Nariño

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Tunja, Colombia

2020

(Dedicatoria o lema)

A nuestros padres por brindarnos apoyo durante todo este proceso, ya que este camino estuvo lleno de muchos inconvenientes, pero gracias a su apoyo incondicional encontramos la fuerza y la motivación para cumplir con nuestro objetivo de convertirnos en profesionales.

Agradecimientos

Se agradece el apoyo brindado por los Ingenieros Orlando Díaz y Carlos Baptista pues con su ayuda se pudieron realizar correctamente los cálculos, también queremos agradecerle al Ingeniero Omar por su aporte en las revisiones y orientación del libro, a la Ingeniera Viviana por su ayuda en cuanto a la redacción y correcciones del libro, al Ingeniero William por la tutoría en el manejo del software autodesk inventor 2019 y a los demás ingenieros de la Universidad Antonio Nariño por sus conocimientos durante todo este proceso de formación profesional.

Resumen

En este proyecto se implementó un prototipo que evalúa fuerzas tracción-compresión, basado en el modelo de un prototipo industrial de una retroexcavadora. El diseño y la simulación del prototipo incluyen: un brazo con dos pistones neumáticos para cambiar su posición vertical, un sistema de transmisión de movimiento por medio de correas en V, junto con un rodamiento tipo axial de bolas, el cual fue seleccionado con el fin de soportar cargas axiales de 4.9N y una masa de 500 gramos; junto con un rodamiento radial de bolas que soporte cargas radiales de 2.3N y por ende una masa de 230 gramos, que permiten generar cambios de posicionamiento horizontal de 180°. Los brazos disponen de unas camisas para realizar el desplazamiento sobre ellas y poder realizar las respectivas mediciones sobre los apoyos de la estructura. El diseño y la simulación que se propone sirve como base para analizar los distintos esfuerzos y deformaciones que se generan sobre la estructura diseñada en teflón y plástico PET, variando los ángulos de giro vertical de los brazos para una carga de 500 gramos, donde se tiene como parámetro no superar el esfuerzo admisible del teflón para evitar el pandeo y por ende la deformación de la estructura. El objetivo del proyecto es promover en el estudiante la capacidad de afianzar conocimientos teórico – prácticos acercándolo a un entorno real, donde pueda aplicar estrategias para la solución de problemas a partir de conocimientos propios de áreas disciplinares como resistencia de materiales, diseño mecánico, estática y mecanismos.

Palabras clave: simulación, diseño, tracción – compresión, prototipo, neumática, maquina tipo industrial.

Abstract

This project will implement a prototype that evaluates tensile and compression forces, based on the model of an industrial prototype of a backhoe. The design and simulation of the prototype include: an arm with two pneumatic pistons to change its vertical position, a movement transmission system by means of V-belts, together with an axial type ball bearing, which was selected with the purpose of supporting axial loads of 4.9N and a mass of 500 grams; together with a radial ball bearing that supports radial loads of 2.3N and therefore a mass of 230 grams, which allow changes in horizontal positioning of 180°. The arms have shirts to slide them on and to be able to carry out the respective measurements on the supports of the structure. The proposed design and simulation serves as a basis for analyzing the different stresses and deformations generated on the detected structure in Teflon and PET plastic, varying the vertical rotation angles of the arms for a load of 500 grams, where As a parameter, do not exceed the admissible stress of the Teflon to avoid buckling and therefore the deformation of the structure. The objective of the project is to promote in the student the ability to consolidate theoretical - practical knowledge by approaching a real environment, where we can apply strategies for solving problems based on knowledge of disciplinary areas such as resistance of materials, mechanical design, statics and mechanisms.

Keywords: simulation, design, traction - compression, prototype, pneumatics, industrial type machine.

Contenido

	Pág.
Resumen	IX
Abstract	X
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XV
Introducción	17
1. Marco teórico	20
1.1 Esfuerzos.....	20
1.1.1 Tracción	20
1.1.2 Compresión.....	21
1.1.3 Flexión	23
1.2 Ensayos con instrumentos para medición de fuerzas	24
1.2.1 Dinamómetros.....	25
1.2.2 Celda de carga.....	25
1.2.3 Galgas extensiométricas	26
1.3 Sistema de transmisión de movimiento neumático	27
1.3.1 Cilindros de doble efecto	28
1.3.2 Válvula 3/2	28
1.3.3 Válvula 5/3	29
1.3.4 Racor recto 6mm OD	29
1.4 Sistema de transmisión de movimiento mecánico.....	30
1.4.1 Poleas.....	31
1.4.2 Correas	32
1.4.3 Rodamientos.....	34
2. Desarrollo metodológico	37
2.1 Diseño del prototipo de una máquina tipo industrial.....	37
2.1.1 Determinación de los grados de libertad que admitirán los elementos estructurales.....	37
2.1.2 Selección de los ángulos de giro vertical para cargas no mayores a 500 gramos	38
2.1.3 Selección del material para la simulación de la estructura completa del prototipo.....	58
2.1.4 Selección del sistema de movimiento vertical del prototipo	67
2.1.5 Selección del sistema de movimiento horizontal del prototipo	69
3. Resultados y análisis	74
3.1 Simulación usando herramientas computacionales CAD	74
3.1.1 Ensamble y representación gráfica de las mediciones de fuerzas de tracción y compresión	74
3.1.2 Medición de esfuerzos y deformaciones en la simulación de la estructura	79

4. Conclusiones y recomendaciones	82
4.1 Conclusiones.....	82
4.2 Recomendaciones.....	83
A. Anexo: planos de elementos que conforman el prototipo	84
B. Anexo: Materiales asignados para la simulación del prototipo.....	101
C. Anexo: Diagrama de estado del circuito neumático diseñado	103
D. Anexo: Tablas de parámetros para la selección del sistema de transmisión de movimiento por correa en V.....	105
E. Anexo: Tablas de parámetros para la selección de rodamientos	107
F. Anexo: Fuerzas obtenidas a partir de la simulación del prototipo.....	110
G. Anexo: Desplazamiento de la estructura a partir de la simulación	112

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1-1: Deformación generada por tracción.....	21
Figura 1-2: Deformación generada por compresión.....	22
Figura 1-3: Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector.....	24
Figura 1-4: Dinamómetro.....	25
Figura 1-5: Celda de carga para medición de fuerzas	26
Figura 1-6: Galgas extensiométricas	27
Figura 1-7: Cilindro neumático de doble efecto.....	28
Figura 1-9: Válvula neumática 3/2 vías.....	29
Figura 1-10: Válvula neumática 5/3 vías.....	29
Figura 1-11: Esquema racores neumáticos 6mm OD	30
Figura 1-12: Esquema transmisión de movimiento por poleas.....	31
Figura 1-13: Esquema del funcionamiento de una polea	32
Figura 1-14: Tipos de correas.....	33
Figura 1-15: Partes de los rodamientos de bola	34
Figura 1-16: Rodamiento de agujas.....	35
Figura 1-17: Partes de los rodamientos cilíndricos	35
Figura 1-18: Rodamiento axial de bolas	36
Figura 2-1: Primera posición de análisis.....	39
Figura 2-2: Triángulo formado entre los nodos D, F y G	40
Figura 2-3: Triángulo formado entre los nodos A, B y E	41
Figura 2-4: Diagrama de cuerpo libre del brazo A-C.....	44
Figura 2-5: Diagrama de cuerpo libre del brazo B-F	45
Figura 2-6: Diagrama de cuerpo libre del eje y	46
Figura 2-7: Segunda posición de análisis	47
Figura 2-8: Triángulo formado entre los nodos D, F y G	47
Figura 2-9: Triángulo formado entre los nodos A, B y E	48
Figura 2-10: Tercera posición de análisis	53
Figura 2-11: Triángulo formado entre los nodos D, F y G	54
Figura 2-12: Triángulo formado entre los nodos A, B y E	55
Figura 2-13: Diagrama, concentrador de esfuerzos en una sección	60
Figura 2-14: Diagrama de estado de esfuerzos y círculo de Mohr	63
Figura 2-15: Dimensiones transversales de las camisas de los brazos	65
Figura 2-16: Diagrama de fuerza cortante para brazo A-C	66
Figura 2-17: Diagrama de momento flector, para brazo A-C.....	67

Figura 2-18: Circuito neumático del prototipo	68
Figura 3-1: Simulación del prototipo para medición de fuerzas tracción-compresión....	74
Figura 3-2: Simulación de la primera posición analizada	75
Figura 3-3: Simulación de la segunda posición analizada	76
Figura 3-4: Simulación de la tercera posición analizada.....	78

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2-1: elementos del circuito neumático	68
Tabla 3-1: Comparación de los resultados teóricos y los resultados de la simulación para la primera posición	76
Tabla 3-2: Comparación de los resultados teóricos y los resultados de la simulación para la segunda posición.....	77
Tabla 3-3: Comparación de los resultados teóricos y los resultados de la simulación para la tercera posición	78
Tabla 3-4: Fuerza aplicada a la simulación del prototipo	79
Tabla 3-5: Resultados obtenidos a partir de la simulación y análisis de esfuerzos	79

Introducción

En la actualidad la enseñanza de la Ingeniería requiere métodos y procedimientos interactivos que permitan desarrollar en el estudiante habilidades cada vez más interdisciplinarias, innovadoras, científicas, prácticas, sociales y humanísticas relacionadas con la industria, la enseñanza respecto a la relación teoría práctica debe proyectar modelos educativos que aporten fundamentos cognitivos y metodológicos que permitan alcanzar conocimientos que se exigen hoy en día, es decir que desde la academia, se deben brindar herramientas que acerquen al estudiante con un entorno real, en el cual puedan aplicar no sólo conocimientos disciplinares sino también estrategias para la solución de problemas del entorno, esto debe ser prioridad del modelo de enseñanza del Programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Antonio Nariño, de manera que sea coherente con su perfil profesional de “formar profesionales capacitados para diseñar, construir, operar y mantener diferentes tipos de maquinarias y equipos para los sectores de la industria”.

Los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Antonio Nariño requieren herramientas didácticas para afianzar conocimientos en las áreas disciplinares como diseño mecánico, resistencia de materiales, estática, mecanismos, entre otras, estos equipos son robustos y de costo elevado y con dependencia para el mantenimiento del proveedor, a partir de esto se presenta el siguiente interrogante:

¿Cómo fortalecer conocimientos teórico-prácticos de los estudiantes de ingeniería mecánica en las áreas disciplinares: resistencia de materiales, diseño mecánico, estática y mecanismos?

El diseño del prototipo debe mostrar la medición de fuerzas de tracción-compresión en direcciones específicas, usando para esto herramientas de simulación y modelamiento de sistemas mecánicos.

De acuerdo con lo descrito anteriormente, el Programa de Ingeniería Mecánica de la Sede Tunja, requiere complementar el desarrollo de prácticas para los estudiantes, usando equipos con los cuales se tenga un acercamiento a la maquinaria real a principios básicos de funcionamiento, como la capacidad de modificar el estado de movimiento o de reposo de un cuerpo y el impacto ambiental que involucra cualquier falla que se pueda presentar durante la ejecución de alguna actividad laboral, de esta manera se genera también confianza en el estudiante a la hora de realizar labores en cualquier empresa.

El modelamiento y simulación del diseño de un prototipo mecánico tiene como propósito medir fuerzas de tracción y compresión, generadas por la acción de distintas cargas sobre la estructura, utilizando pistones neumáticos que generen movimientos en el prototipo y componentes electrónicos que midan estas reacciones sobre la estructura debido a la fuerza generada por distintas cargas.

Los resultados que se esperan obtener de este modelamiento brindan la posibilidad de ampliar el estudio de fuerzas compuestas avanzadas de ingeniería y caracterizar su comportamiento mecánico. Para la realización de este proyecto se seguirá una metodología experimental con la simulación de una máquina tipo industrial para garantizar la repetitividad en las pruebas para cada uno de los ensayos.

Para el desarrollo de este proyecto se plantearon los siguientes objetivos

A. OBJETIVO GENERAL

Modelar un prototipo de una máquina tipo industrial para evaluación de fuerzas de tracción-compresión

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar las partes mecánica y neumática del prototipo de una máquina tipo industrial
- Simular el prototipo para evaluación de fuerzas tracción-compresión usando herramientas computacionales CAD.
- Analizar los resultados del modelamiento y simulación del prototipo.

1. Marco teórico

En esta parte se presentan los conceptos básicos que son necesarios para el desarrollo de este proyecto.

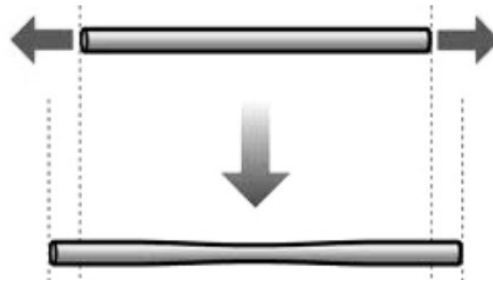
1.1 Esfuerzos

Los esfuerzos se definen como, la fuerza aplicada en un punto de la estructura, para evitar la deformación de su superficie por cargas externas, es decir, nos permiten determinar cuanta carga es capaz de soportar una estructura dependiendo de su geometría y de la forma de aplicación de las cargas, algunos tipos son:

1.1.1 Tracción

El esfuerzo a tracción es fundamental en una estructura y se produce por la aplicación de fuerzas externas en sentido opuesto, que tienden a estirar un material, produciendo un alargamiento longitudinal y una reducción en la sección transversal de la estructura.

Figura 1-1: Deformación generada por tracción.



Fuente: <https://www.feandalucia.ccoo.es/docu/p5sd8567.pdf>

A partir de los datos obtenidos en los ensayos de tracción, el material se compara con otros tipos de materiales y se define si su implementación es la adecuada para realizar la aplicación que se requiera. Algunas de las aplicaciones son, por ejemplo: el acero en los ejes de un carro, en las bases de un edificio, las aleaciones de aluminio en las alas de los aviones, en los pistones de los motores, los revestimientos refractarios en los hornos, etc.

Por medio de este ensayo se identifica la resistencia o ductilidad del material, pudiendo identificar el momento en el cual el material va a generar algún tipo de deformación; Mediante la ductilidad obtenida se puede identificar el intervalo de valores entre el cual el material se va a deformar sin romperse durante la aplicación de distintas fuerzas [1].

[Ec. 1]

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

σ = esfuerzo

F = fuerza aplicada

A = área de la sección

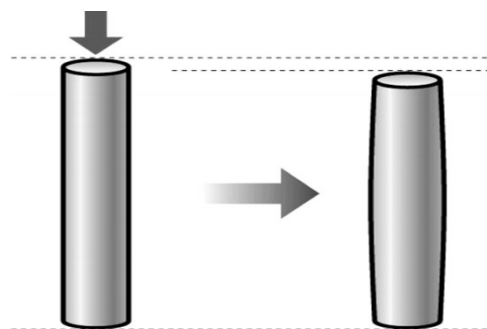
1.1.2 Compresión

El esfuerzo de compresión se presenta cuando un cuerpo es sometido a la disminución de volumen y reducción de la sección transversal por la aplicación de fuerzas opuestas, pero con igual magnitud. Es muy común observar que en los esfuerzos de compresión también surjan otros tipos de esfuerzos como lo son el de flexión donde se produce pandeo o estiramiento de las fibras más alejadas del material, por lo cual hay que observar con que forma o sección es posible trabajar evitando el pandeo.

Los esfuerzos a compresión se pueden trabajar tanto para materiales duros, semiduros o blandos, por ejemplo, en el caso de los cerámicos que son materiales que poseen una gran resistencia, la compresión es mejor que la de un acero, puesto que los agujeros que se generan por la compresión hacen que la fuerza por unidad de sección sea mayor que cuando se habían creado los poros. En el momento de elegir el material hay que tener en cuenta su geometría, ya que dependiendo de la disposición o servicio que busca obtener el material se someterá a varios tipos de cargas ya sean axiales, radiales, etc.; por lo cual hay que realizar varias pruebas que garanticen un rendimiento óptimo de los componentes.

Los ensayos de compresión son útiles para el diseño de diversos componentes pues permiten evaluar la resistencia del material a la hora de determinar si la estructura resiste las cargas a las que va estar sometida y en qué punto el material va a sufrir una deformación o va exceder su límite elástico, esto con el fin de poder garantizar un buen rendimiento en la estructura.

Figura 1-2: Deformación generada por compresión



Fuente: <https://www.feandalucia.ccoo.es/docu/p5sd8567.pdf>

para calcular la deformación generada, se tiene que:

$$\delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

[Ec. 2]

Obteniendo δ , se calcula el acortamiento unitario:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

[Ec. 3]

Y por último se calcula la tensión de trabajo:

$$\sigma = \varepsilon * E \quad \text{"o"} \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

[Ec. 4]

A partir de las pruebas de tensión y compresión, se analizan propiedades de los materiales como la fuerza de compresión, elongación, límite elástico, reducción en el área, deformación, punto límite, resistencia a la tensión y esfuerzo límite.

1.1.3 Flexión

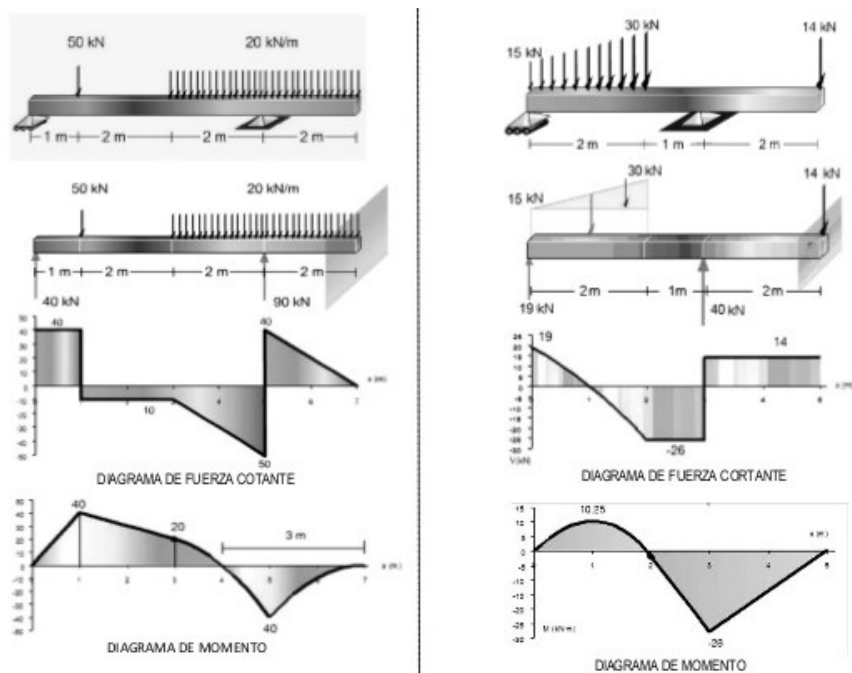
Es el esfuerzo que se genera a partir de la aplicación perpendicular de fuerzas sobre un plano o viga comúnmente prismática, larga y recta; Estos esfuerzos generan zonas de compresión y tracción, delimitadas por el eje neutro de la viga.

La flexión juega un papel importante en ingeniería estructural e ingeniería mecánica y produce pandeo lateral o pandeo lateral por flexo-torsión, ocasionado por la aplicación de las fuerzas en dirección perpendicular a la sección generalmente de tipo "I".

En el momento de diseñar algún tipo de viga se debe tener en cuenta que los esfuerzos generados por las cargas no deben ser mayores a los esfuerzos admisibles del material,

ya que, si sucede esto podrían ocasionarse deformaciones en la viga, por lo cual estas no serían eficientes para la aplicación deseada, además se debe tener en cuenta que los momentos flexionantes, se deben generar en los apoyos empotrados y en la sección media de la viga. En el diseño elástico de vigas no es permitido obtener articulaciones plásticas en los apoyos ni en la sección media.

Figura 1-3: Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector



Fuente: <https://www.monografias.com/trabajos89/diagramas-fuerzas-y-momentos-metodo-areas/img22.png>

El límite de fluencia de un material es el momento en el cual este sufre un alargamiento comportándose elásticamente según la ley de Hooke y pudiendo luego regresar a su longitud inicial para así poder definir el módulo de Young del material.

1.2 Ensayos con instrumentos para medición de fuerzas

1.2.1 Dinamómetros

Son instrumentos utilizados para medir fuerzas, disponen de un cilindro que va contenido en una cámara y es movido por la acción de un resorte que se estira cuando se le coloca una carga en el gancho que tiene en uno de sus extremos. El cilindro que se mueve dentro de la cámara lleva una escala, en la cual al ejercer una fuerza en el gancho y estirarlo hace la respectiva medición [3].

Figura 1-4: Dinamómetro



Fuente: <https://es.aliexpress.com/i/4000217448757.html>

1.2.2 Celda de carga

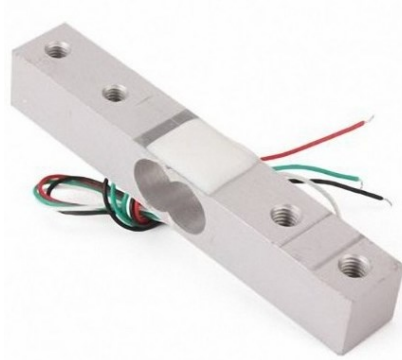
Las celdas de carga representan la medición de una fuerza aplicada sobre ellas por medio de la transformación de dicha carga, en una señal eléctrica medible.

Las células de carga se pueden distinguir según el tipo de señal de salida que generen, ya sea neumática, hidráulica o eléctrica, o según la forma de detectar la señal, es decir a partir de la flexión, compresión, etc.

En el momento de realizar la aplicación de las celdas de carga, estas se unen a los elementos estructurales, y se le genera una fuerza a dicho elemento con el fin de que se

deforme y la tensión de la celda cambie la resistencia eléctrica de los medidores en función de la carga aplicada, generando el valor de la deformación real. Entre más celdas de carga se instalen en los elementos estructurales, mayor va a ser la sensibilidad y por ende se detectará más eficientemente el valor de la deformación que se genere [4].

Figura 1-5: Celda de carga para medición de fuerzas

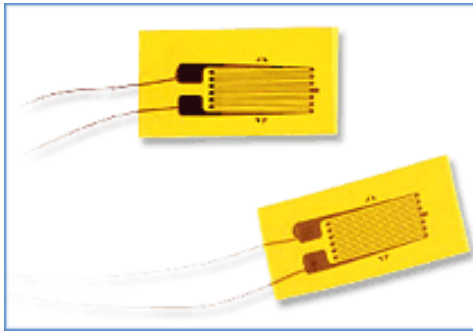


Fuente: <https://www.bigtronica.com/centro/sensores/peso-celdas-de-carga/1878-celda-de-carga-1kg-5053212018788.html>

1.2.3 Galgas extensiométricas

Las galgas extensiométricas son componentes eléctricos cuya función es medir la deformación del material, debido a las fuerzas internas o externas que reaccionan sobre él. Estas tienen una lámina compuesta de cobre y níquel, que les proporciona una alta resistencia eléctrica a diferentes temperaturas. Se pueden colocar en diferentes puntos del material que se quiere medir y se unen con un cable a un amplificador de señal para observar si la galga se comprime o se estira.

Las medidas de la temperatura del material son muy útiles a la hora de realizar una medición, pues nos permiten observar la variación de la tensión del material. Además tienen la capacidad de adaptarse a la temperatura del material y nivelar los cambios bruscos de temperatura, con lo que se logra que las mediciones sean correctas [5].

Figura 1-6: Galgas extensiométricas

Fuente: <https://es.omega.com/prodinfo/galgas-extensiometricas.html>

1.3 Sistema de transmisión de movimiento neumático

Un sistema neumático es una rama de la mecánica que permite la transmisión del movimiento por medio de la ayuda de aire comprimido transformando esa energía para hacer funcionar distintos tipos de mecanismos. El aire es un fluido que a la hora de ser comprimido hace que la energía almacenada se devuelva y el aire comience a expandirse ya que la superficie genera altas presiones.

Dentro de la neumática se utilizan distintos elementos que permiten controlar el paso del aire modulando su velocidad o cortando el flujo de aire, por ejemplo, con la ayuda de válvulas, o simplemente indicar por medio de señales en qué momento se empieza a dar el flujo de aire con la ayuda de pulsadores, o simplemente indicarle las distintas direcciones por donde se debe dar el flujo de aire para el correcto funcionamiento del mecanismo.

Debido a que los mecanismos que funcionan por medio de aire comprimido, generan fugas y caídas de presión, es conveniente implementar métodos como el de paso a paso donde no se le permite al mecanismo desarrollar una función sin haber desactivado la función previa, y controlar estas pérdidas de presión, pero para que el método sea efectivo debe tener tres o más grupos para su correcto funcionamiento. Este método es más efectivo que el método de cascada porque en la cascada utilizar más de dos

válvulas comienza a generar pérdidas de presión, otra variante es la utilización de circuitos que corten el flujo o hacer desviaciones que no permiten devolver el aire a su posición inicial, siendo útiles los circuitos de anillo cerrado y anillo abierto.

1.3.1 Cilindros de doble efecto

Los cilindros de doble efecto disponen de dos entradas de aire para su funcionamiento, cumplen con funciones de avance y retroceso, estos van conectados directamente a una válvula de control y son empleados en accionamientos que cumplen múltiples funciones, normalmente se utilizan con válvulas 5/2 y 4/2.

Figura 1-7: Cilindro neumático de doble efecto

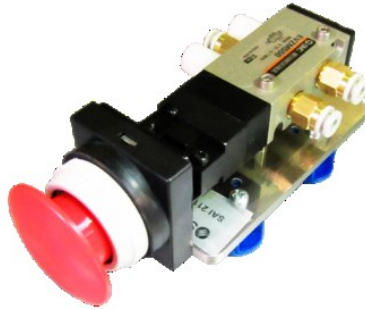


Fuente: <https://adajusa.es/cilindros-neumaticos-o32/cilindro-o-32x100-doble-efecto.html>

1.3.2 Válvula 3/2

Este tipo de válvulas cuentan con 3 vías, la función que tienen estas válvulas es permitir que el flujo de aire se distribuya en 2 direcciones diferentes mientras que se realiza la salida de aire en su posición cerrada.

Figura 1-8: Válvula neumática 3/2 vías



Fuente: <https://www.smctraining.com/es/webpage/indexpage/214>

1.3.3 Válvula 5/3

Son similares a las válvulas 5/2, con la diferencia de que tienen una posición central adicional, lo que le permite al vástago del cilindro detenerse en una posición intermedia y hacer diferentes mediciones. Este tipo de válvulas pueden ser de centro abierto, centro cerrado o centro a presión.

Figura 1-9: Válvula neumática 5/3 vías



Fuente: <https://www.directindustry.es/prod/camozzi-automation/product-5625-448155.html>

1.3.4 Racor recto 6mm OD

Estos componentes son fáciles de utilizar pues solo se tienen que enroscar a la válvula, sin necesidad de usar herramientas y son muy útiles pues proporcionan un caudal

óptimo. Tienen una película sellante utilizada para las roscas cónicas, y bridan un buen y rápido sellado. Además, están compuestos de latón niquelado por lo que son resistentes a la corrosión y contaminación y tienen una duración más larga [6].

Figura 1-10: Esquema racores neumáticos 6mm OD

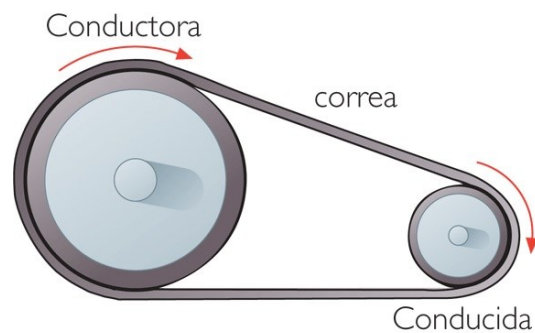


Fuente: <http://nelco.com.mx/conexiones-neumaticas/>

1.4 Sistema de transmisión de movimiento mecánico

Este sistema está compuesto por un conjunto de poleas y correas que permiten transmitir movimiento al mecanismo cuando se le suministra una fuerza o velocidad angular determinada según el diseño del mecanismo. Este sistema es muy útil porque requieren de poco mantenimiento, son fáciles de diseñar y sus componentes son relativamente económicos en comparación con los de otros sistemas de transmisión de movimiento. Estos mecanismos trabajan en constante fricción, por lo que para mecanismos más complejos es muy útil adicionar tensores que mejoran el funcionamiento del sistema, ya que permiten tensionar la correa, con lo que se logra mejorar su eficiencia.

Figura 1-11: Esquema transmisión de movimiento por poleas



Fuente: <https://liceoedoballe.blogspot.com/p/conjunto-polea-correa.html>

Entre las ventajas que se tienen para los sistemas de transmisión por correas se encuentran:

- son muy seguros y pocas veces fallan a no ser que se sometan a cargas o esfuerzos mayores a los de diseño.
- No se produce grandes ruidos y son capaces de soportar golpes y vibraciones.
- No necesitan lubricación y son económicos que otros mecanismos

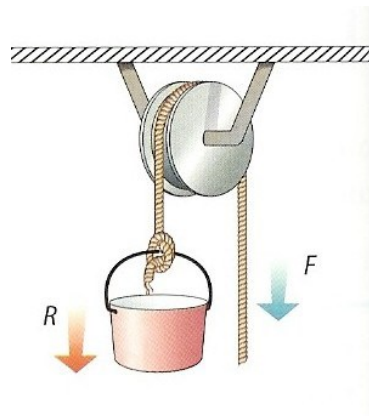
Entre las desventajas se tiene que:

- Cuando la correa se tensiona mucho, esta se puede salir de la polea y ocasionar un problema más serio.
- se generan grandes esfuerzos sobre los cojinetes.
- El largo de la correa puede variar debido a factores externos como la temperatura y la humedad.

1.4.1 Poleas

Las poleas son elementos mecánicos utilizados para poder aplicar una o varias fuerzas a una máquina, lo que les permite transmitir movimiento y levantar aquellas máquinas que son muy pesadas. Se puede diseñar un mecanismo con un conjunto de dos o más poleas que giren alrededor de su eje, en las cuales la polea conductora le transmite movimiento a la polea conducida por medio de una correa, con el fin de aumentar o reducir la velocidad del mecanismo según se requiera, para hacerlas girar en el mismo sentido de la polea conductora, pero si lo que se quiere es cambiar el sentido de las poleas, la correa debe ir cruzada al montarla en la polea.

Figura 1-12: Esquema del funcionamiento de una polea



Fuente: <https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2008/07/poleafija.jpg>

1.4.2 Correas

En el caso de las correas, estas están sometidas a esfuerzos en cada uno de sus extremos, aunque no es el mismo para cada una, ya que por lo general en el extremo de la polea conducida se está más flojo que el de la polea conductora, puesto que esta es la que le transmite el movimiento a la otra polea.

Las correas suelen estar fabricadas de caucho y están en la capacidad de soportar el desgaste y muchas veces están reforzadas con cuerdas para soportar la fricción que se

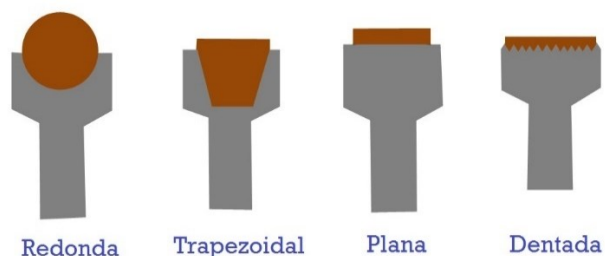
genera al transmitir el movimiento. Existen diferentes tipos de correas donde se tienen las correas planas, redondas, trapezoidales o también conocidas en v, y las dentadas, pero su selección depende de la necesidad que se tenga para brindar mayor agarre o firmeza y evitar el deslizamiento sobre la polea, además de la disposición que se tenga a la hora de diseñar.

TIPOS DE CORREAS

Los tipos de correas más utilizados son:

- **Trapezoidales:** son las que más se utilizan puesto que se acoplan muy bien a la ranura de polea evitando el deslizamiento entre los dos.
- **Redondas:** se utilizan en las secciones donde hay curvas cerradas y cuando se requieren fuerzas pequeñas.
- **Planas:** este tipo de correas se utilizan muy poco, a no ser que haya que transmitir esfuerzos de giro como el movimiento que le hace un motor a una máquina.
- **Dentadas:** estas se utilizan cuando se quiere brindar un mayor agarre, como su nombre lo indica se dispone de una serie de dientes donde descansa el perfil de la correa sobre la polea, y se emplean bastante en la transmisión de los motores de los carros

Figura 1-13: Tipos de correas



Fuente:

https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947673/contido/42_sistemas_de_polea_y_correa.html

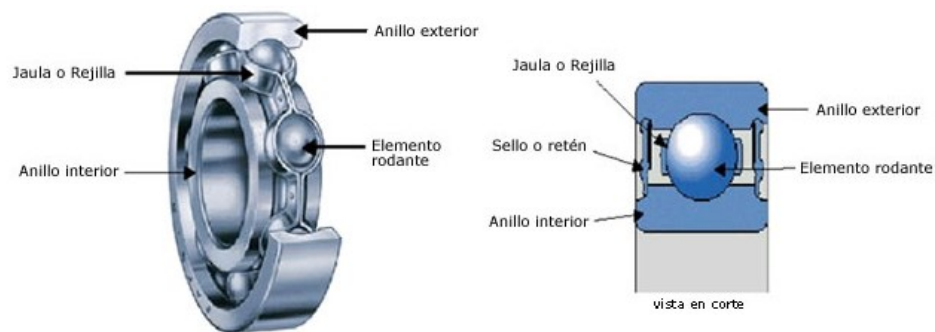
1.4.3 Rodamientos

Un rodamiento es un elemento mecánico que permite la conexión móvil entre dos elementos de un mecanismo, permitiendo la rotación de los elementos por medio de una rodadura como centro de apoyo y desplazamiento, reduciendo la fricción entre un eje y sus piezas, mediante la absorción de cargas, presiones y rozamientos mínimos.

En el momento de diseñar un rodamiento se deben tener en cuenta factores importantes como el rozamiento, transferencia de calor, propiedades de los materiales, esfuerzo a fatiga, resistencia a la corrosión, forma y tipo de lubricación, velocidades de funcionamiento, tipos de montaje y costos; entre los rodamientos que podemos encontrar están los siguientes:

Rodamientos de bola

Figura 1-14: Partes de los rodamientos de bola



Fuente:

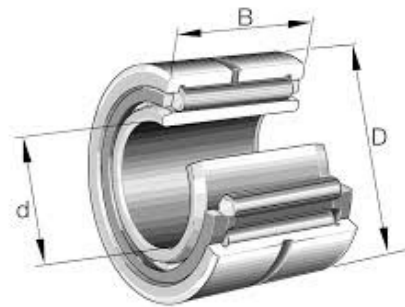
<https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/9241/Raquel%20Lia%C3%B1o%20G%C3%B3mez.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Los rodamientos de bola soportan cargas axiales y radiales, tienen gran capacidad de velocidad de giro, son de fácil mantenimiento y fácil diseño, en ellos se pueden llegar a generar graves daños que disminuyen radicalmente su vida útil, los diferentes averías

que se pueden generar en los rodamientos dependen de montajes inadecuados, la exposición al agua, el contenido de impurezas, defectos en el eje y fatiga en el material.

Rodamientos de agujas

Figura 1-15: Rodamiento de agujas

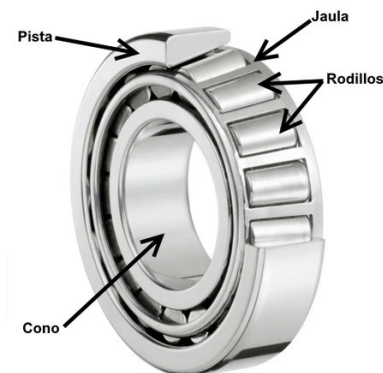


Fuente: <https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br/NKI>

Los rodamientos de agujas se diferencian de los distintos tipos de rodillos por presentar rodillos cilíndricos y finos a lo largo de su eje diametral, estos tipos de rodillos son muy implementados en espacios limitados y utilizados para soportar cargas radiales elevadas

Rodamientos de rodillos

Figura 1-16: Partes de los rodamientos cilíndricos

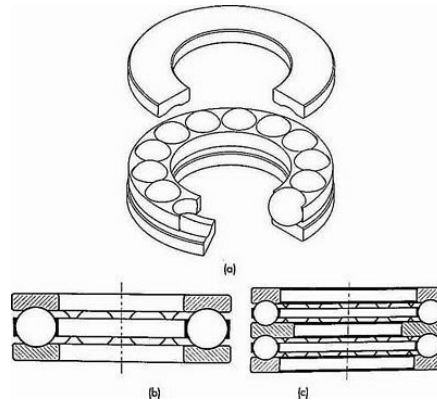


Fuente: <https://california-motorcycles.com/blogs/mecanicaharley/comprobar-los-rodamientos-conicos-de-rueda-harley-davidson>

Los rodamientos de rodillos se componen de una hilera de rodillos, sujeta por anillos exteriores, anillos interiores y una corona, esta jaula es la encargada de evitar que estos cilindros se unan generando fricciones innecesarias; estos rodamientos se caracterizan por soportar cargas radiales elevadas, por lo tanto, así mismo soportan altas velocidades y son muy versátiles y de fácil adecuación.

Rodamientos axiales

Figura 1-17: Rodamiento axial de bolas



Fuente: <http://www.mbacorporationsac.com/productos/accesorios/rodamientos>

Los rodamientos axiales están diseñados para soportar cargas puramente axiales y se clasifican según las direcciones simple o doble, en la que acomoden las cargas axiales [7].

2. Desarrollo metodológico

En esta parte se presenta todo el desarrollo del proyecto, incluyen diseño y simulación de estructuras, selección de materiales, selección de instrumentos de medida, ensamble de piezas, siguiendo las fases expuestas en la metodología propuesta.

2.1 Diseño del prototipo de una máquina tipo industrial

En esta parte se definieron el número de brazos que componen la estructura, sus dimensiones, la base, movimientos que soporta.

2.1.1 Determinación de los grados de libertad que admitirán los elementos estructurales

Teniendo en cuenta el número de eslabones y el número de pares se pueden determinar los grados de libertad que tiene el prototipo de la siguiente manera:

[Ec. 5]

$$M = 3(L - 1) - 2J$$

$$M = 3(5 - 1) - 2 * 4$$

$$M = 4$$

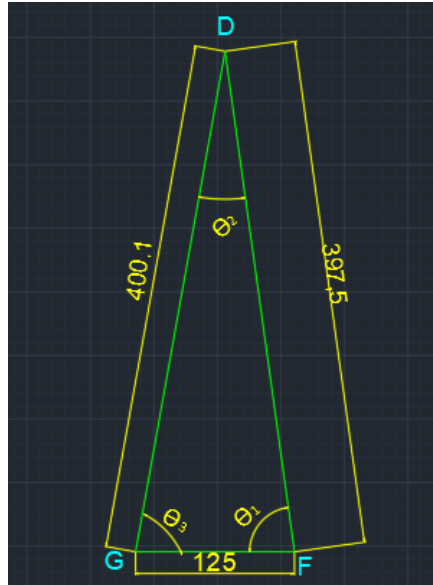
2.1.2 Selección de los ángulos de giro vertical para cargas no mayores a 500 gramos

Los ángulos de giro vertical del prototipo seleccionados a partir del análisis de la simulación generada en el software son:

Para el brazo A-C desde 33.7° hasta 111.3°

Para el brazo B-F desde 82.1° hasta 38.7°

Para la realización del análisis teórico se seleccionaron las siguientes posiciones en las cuales se generan mayores reacciones:

Figura 2-2: Triángulo formado entre los nodos D, F y G

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

A partir de lo anterior (Figura 2-2) se determina lo siguiente:

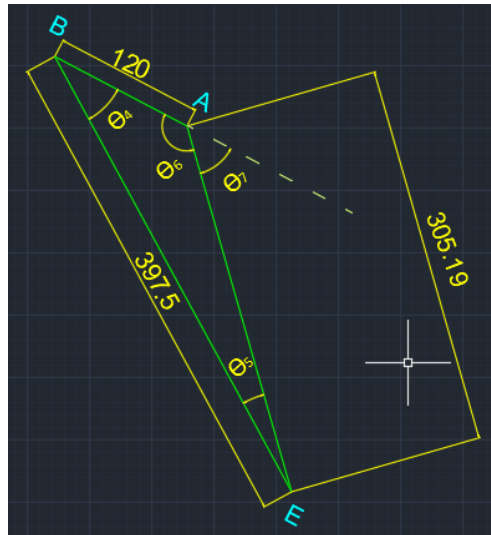
[Ec. 6]

$$\frac{400.1}{\text{sen}\theta_1} = \frac{125}{\text{sen}\theta_2}$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(82,1) * 125}{400.1}\right)$$

$$\theta_2 = 18.03$$

$$\theta_3 = 180 - \theta_1 - \theta_2 = 79.87$$

Figura 2-3: Triángulo formado entre los nodos A, B y E

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

De lo anterior (Figura 2-3) se tiene que el ángulo θ_5 es:

[Ec. 7]

$$\frac{120}{\text{sen}\theta_5} = \frac{305.19}{\text{sen}\theta_4}$$

$$\theta_5 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(33.7) * 120}{305.19}\right)$$

$$\theta_5 = 12.6$$

Además de la sumatoria de los ángulos internos del triángulo A, B, E y del teorema del ángulo suplementario se determina que:

$$\theta_6 = 180 - \theta_5 - 33.7 = 133.7$$

$$\theta_7 = 180 - \theta_6 = 46.3$$

Sabiendo que las distancias OF y GF son:

$$OF = 316.11 \text{ mm}$$

$$GF = 125 \text{ mm}$$

Para calcular las fuerzas en los apoyos se tiene que:

[Ec. 8]

$$\Sigma MF = 0$$

$$(W) * (OF) - (FGy) * (GF) = 0$$

$$(W) * (316.11) - (FGy) * (125) = 0$$

$$FGy = \frac{W * 316.11}{125} = \frac{4,905 * 316.11}{125} = 12.4N$$

Conociendo el ángulo θ_3 se puede determinar que:

[Ec. 9]

$$\text{sen}(\theta_3) = \frac{FGy}{FG}$$

$$FG = \frac{FGy}{\text{sen}(\theta_3)} = \frac{12.4 \text{ N}}{\text{sen}(79.87)} = 12.6N$$

A partir de la sumatoria de fuerzas en Y se puede decir que:

[Ec. 10]

$$\Sigma Fy = 0$$

$$-W + FGy - FFy = 0$$

$$FFy = FGy - W$$

$$FFy = 12.4 - 4.905 = 7.5N$$

Conociendo el ángulo θ_1 se puede calcular que:

[Ec. 11]

$$\begin{aligned} \text{sen}(\theta_1) &= \frac{FFy}{FF} \\ FF &= \frac{FFy}{\text{sen}(\theta_1)} = \frac{7.5N}{\text{sen}(82.1)} = 7.6N \end{aligned}$$

- **Análisis de fuerzas**

Para determinar el ángulo del peso con respecto al brazo se tiene que:

[Ec. 12]

$$\gamma = 180 - [(\theta_1 - \theta_4) + 90] = 180 - [(82.1 - 33,7) + 90] = 41.6$$

Sabiendo que el peso se define como $W = m * g$, y cuando se trabaja con respecto a un plano inclinado se descompone de la siguiente manera:

[Ec. 13]

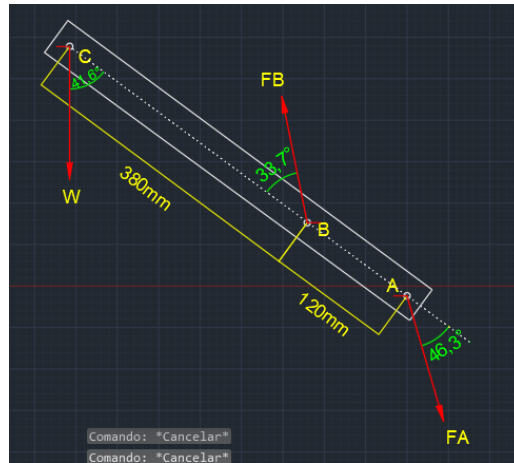
$$Wy = W\text{sen}(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \text{sen}(41.6) = 3.26 N$$

$$Wx = W\text{cos}(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \text{cos}(41.6) = 3.67 N$$

a partir de la tercera ley de newton se deduce que:

$$FA = FE$$

$$FD = FG$$

Figura 2-4: Diagrama de cuerpo libre del brazo A-C

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

A partir del análisis del brazo A-C (Figura 2-4) se realiza la descomposición de las fuerzas en el eje Y:

[Ec. 14]

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= 0 \\ -A_y + B_y - W_y &= 0\end{aligned}$$

Por lo cual se tiene que:

[Ec. 15]

$$\begin{aligned}\Sigma M_A &= 0 \\ -(B_y)(120) + (W_y)(500) &= 0 \\ B_y &= \frac{W_y * 500}{120} = \frac{3.26 * 500}{120} = 13.6 \text{ N} \\ A_y &= B_y - W_y = 13.6 - 3.26 \text{ N} = 10.34 \text{ N} \\ \text{sen}\theta_7 &= \text{sen}(46,3) = \frac{A_y}{A}\end{aligned}$$

$$FA = \frac{Ay}{\text{sen } \theta_7} = \frac{10.34N}{\text{sen}(46,3)} = 14.3 N$$

Para la descomposición de las fuerzas en el eje X se tiene que:

[Ec. 16]

$$\Sigma Fx = 0$$

$$FAx - FBx + Wx = 0$$

$$FBx = Wx + FAx$$

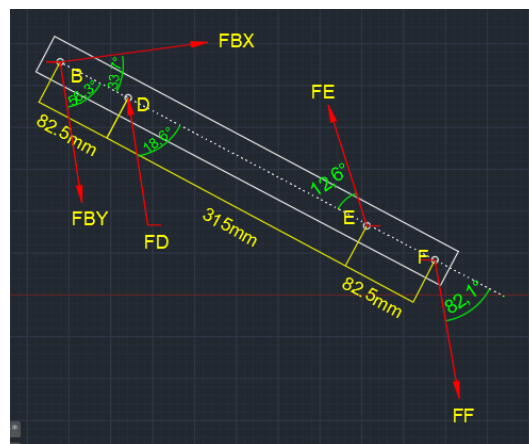
$$FBx = 3.67 + 14.3 \cos(46.3) = 13.55 N$$

$$FB = \sqrt{(FBx^2 + FBy^2)}$$

$$FB = \sqrt{(13.55^2 + 13.6^2)}$$

$$FB = 19.2N$$

Figura 2-5: Diagrama de cuerpo libre del brazo B-F



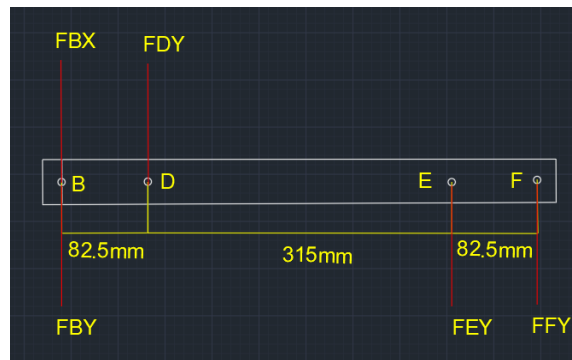
Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

De igual manera para el análisis del brazo B-F (Figura 2-5), se cumple que:

[Ec. 17]

$$FE_x = FE \sin(\theta_5) = 14.3 \sin(12.6) = 3.12 \text{ N}$$

$$FE_y = FE \cos(\theta_5) = 14.3 \cos(12.6) = 13.95 \text{ N}$$

Figura 2-6: Diagrama de cuerpo libre del eje y

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

Para la descomposición de las fuerzas en el eje Y (Figura 2-6), se tiene que:

[Ec. 18]

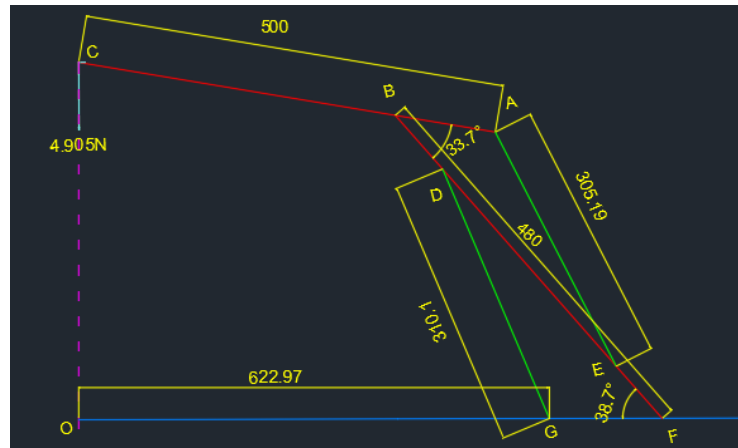
$$\Sigma F_y = 0$$

$$FB_x \sin(\theta_4) + FD_y - FE_y - FF_y = 0$$

$$FD_y = FE_y + FF_y - FB_x \sin(\theta_4)$$

$$FD_y = 13.95 + 7.5 - 13.55 \sin(33.7)$$

$$FD_y = 13.93 \text{ N}$$

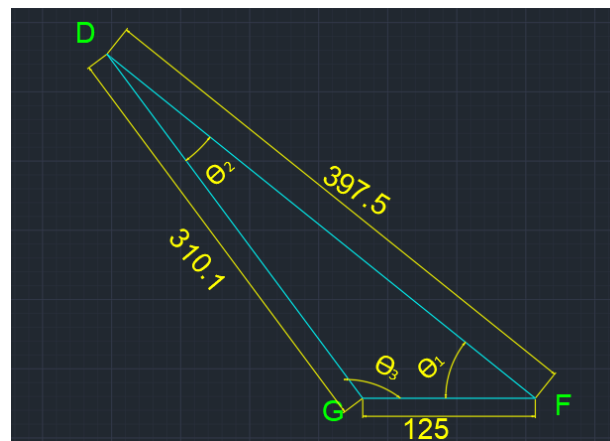
Segunda posición seleccionada:**Figura 2-7:** Segunda posición de análisis

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

Para esta posición originada, los ángulos seleccionados para los nodos B y F son:

angulo formado en el nodo F = $\theta_1 = 38.7$

angulo formado en el nodo B = $\theta_4 = 33.7$

Figura 2-8: Triángulo formado entre los nodos D, F y G

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

A partir de lo anterior (Figura 2-7) se determina lo siguiente:

$$\frac{310.1}{\text{sen}\theta_1} = \frac{125}{\text{sen}\theta_2}$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(38.7) * 125}{310.1}\right)$$

$$\theta_2 = 14.6$$

Además de la sumatoria de los ángulos internos del triángulo D, F, G se determina que:

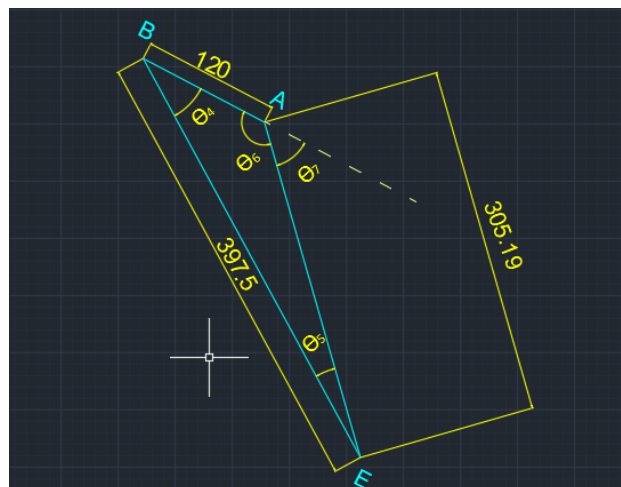
$$\theta_3 = 180 - \theta_1 - \theta_2 = 126.7$$

A partir de los teoremas de los ángulos complementario y suplementario se calcula que:

$$\mu = 180 - \theta_3 = 180 - 126.7 = 53.3$$

$$\beta = 90 - \theta_1 = 90 - 38.7 = 51.3$$

Figura 2-9: Triángulo formado entre los nodos A, B y E



Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

De lo anterior (Figura 2-8) se tiene que el ángulo θ_5 es:

$$\frac{120}{\text{sen}\theta_5} = \frac{305.19}{\text{sen}\theta_4}$$

$$\theta_5 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(33.7) * 120}{305.19}\right)$$

$$\theta_5 = 12.6$$

Además de la sumatoria de los ángulos internos del triángulo A, B, E y del teorema del ángulo suplementario se determina que:

$$\theta_6 = 180 - \theta_5 - 33.7 = 133.7$$

$$\theta_7 = 180 - \theta_6 = 46.3$$

Sabiendo que las distancias OF y GF son:

$$OF = 747.97 \text{ mm}$$

$$GF = 125 \text{ mm}$$

Para calcular las fuerzas en los apoyos se tiene que:

$$\Sigma MF = 0$$

$$(W) * (OF) - (FGy) * (GF) = 0$$

$$(W) * (747.97) - (FGy) * (125) = 0$$

$$FGy = \frac{W * 747.97}{125} = \frac{4,905 * 747.97}{125} = 29.35N$$

Conociendo el ángulo μ se puede determinar que:

$$\text{sen}(\mu) = \frac{FGy}{FG}$$

$$FG = \frac{FGy}{\text{sen}(\mu)} = \frac{29.35 \text{ N}}{\text{sen}(53.3)} = 36.6 \text{ N}$$

A partir de la sumatoria de fuerzas en Y se puede decir que:

$$\Sigma Fy = 0$$

$$-W + FGy - FFy = 0$$

$$FFy = FGy - W$$

$$FFy = 29.35 - 4.905 = 24.45 \text{ N}$$

Conociendo el ángulo β se puede calcular que:

$$\text{sen}(\beta) = \frac{FFy}{FF}$$

$$FF = \frac{FFy}{\text{sen}(\beta)} = \frac{24.45 \text{ N}}{\text{sen}(51.3)} = 31.3 \text{ N}$$

- **Análisis de fuerzas**

Para determinar el ángulo del peso con respecto al brazo se tiene que:

$$\gamma = 180 - [(\phi - \beta) + 90] = 180 - [(38,7 - 33,7) + 90] = 85$$

Sabiendo que el peso se define como $W = m * g$, y cuando se trabaja con respecto a un plano inclinado se descompone de la siguiente manera:

$$Wy = W \text{sen}(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \text{sen}(85) = 4,886 \text{ N}$$

$$W_x = W \cos(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \cos(85) = 0.427 \text{ N}$$

a partir de la tercera ley de newton se deduce que:

$$FA = FE$$

$$FD = FG$$

A partir del análisis del brazo A-C (Figura 2-4) se realiza la descomposición de las fuerzas en el eje Y:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-A_y + B_y - W_y = 0$$

Por lo cual se tiene que:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-(B_y)(120) + (W_y)(500) = 0$$

$$B_y = \frac{W_y * 500}{120} = \frac{4,886 * 500}{120} = 20.358 \text{ N}$$

$$A_y = B_y - W_y = 20.358 \text{ N} - 4.886 \text{ N} = 15.472 \text{ N}$$

$$\text{sen} \theta_7 = \text{sen}(46.3) = \frac{A_y}{A}$$

$$FA = \frac{A_y}{\text{sen} \theta_7} = \frac{15.472 \text{ N}}{\text{sen}(46.3)} = 21.4 \text{ N}$$

Para la descomposición de las fuerzas en el eje X se tiene que:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$FA_x - FB_x + W \cos(\gamma) = 0$$

$$FBx = Wx + FAx$$

$$FBx = 0.427 + 21.4 \cos(46.3) = 15.2 \text{ N}$$

$$FB = \sqrt{(FBx^2 + FBy^2)}$$

$$FB = \sqrt{(15.21^2 + 20.358^2)}$$

$$FB = 25.4 \text{ N}$$

De igual manera para el análisis del brazo B-F (Figura 2-5), se cumple que:

$$FEy = FE \sin(\theta_5) = 21.4 \sin(12.6) = 4.66 \text{ N}$$

$$FEx = FE \cos(\theta_5) = 21.4 \cos(12.6) = 20.88 \text{ N}$$

Para la descomposición de las fuerzas en el eje Y (Figura 2-6), se tiene que:

$$\Sigma Fy = 0$$

$$FBx \sin(\theta_4) - FBy \cos(\theta_4) + FDy - FEy - FFy = 0$$

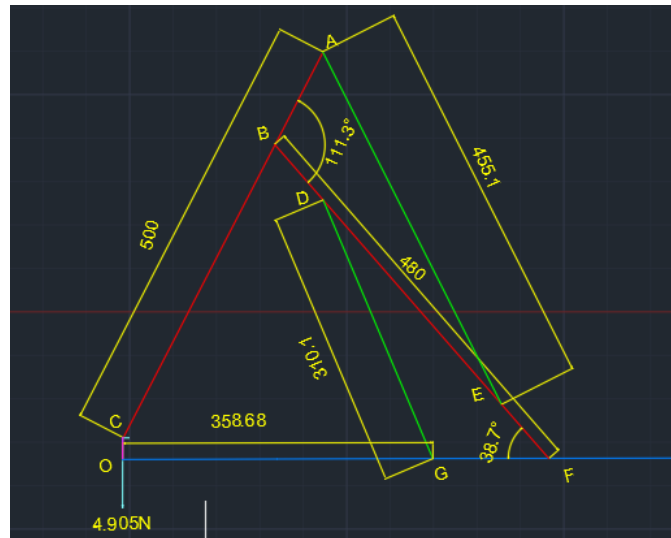
$$FDy = FEy + FFy - FBx \sin(\theta_4) + FBy \cos(\theta_4)$$

$$FDy = 4.66 + 24.45 - 15.2 \sin(33.7) + 20.358 \cos(33.7)$$

$$FDy = 37.6 \text{ N}$$

Tercera posición seleccionada

Figura 2-10: Tercera posición de análisis

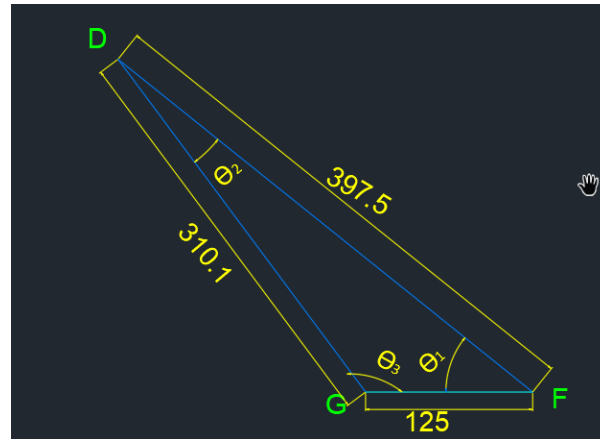


Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

Para esta posición originada, los ángulos seleccionados para los nodos B y F son:

ángulo formado en el nodo F $= \theta_1 = 38.7$

ángulo formado en el nodo B $= \theta_4 = 111.3$

Figura 2-11: Triángulo formado entre los nodos D, F y G

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

A partir de lo anterior (Figura 2-11) se determina lo siguiente:

$$\frac{310.1}{\text{sen}\theta_1} = \frac{125}{\text{sen}\theta_2}$$

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1}\left(\frac{\text{sen}(38.7) * 125}{310.1}\right)$$

$$\theta_2 = 14.6$$

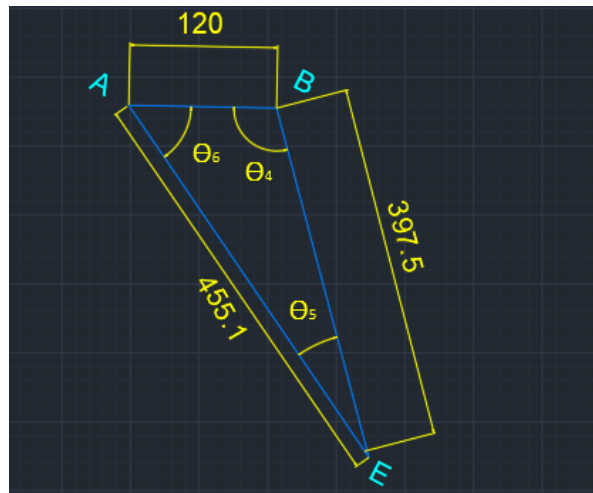
Además de la sumatoria de los ángulos internos del triángulo D, F, G se determina que:

$$\theta_3 = 180 - \theta_1 - \theta_2 = 126.7$$

A partir de los teoremas de los ángulos complementario y suplementario se calcula que:

$$\mu = 180 - \theta_3 = 180 - 126.7 = 53.3$$

$$\beta = 90 - \theta_1 = 90 - 38.7 = 51.3$$

Figura 2-12: Triángulo formado entre los nodos A, B y E

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

De lo anterior (Figura 2-12) se tiene que el ángulo θ_5 es:

$$AB^2 = AE^2 + BE^2 - 2(AE)(BE)\cos\theta_5$$

$$120^2 = 455.1^2 + 397.5^2 - 2(455.1)(397.5)\cos\theta_5$$

$$\theta_5 = \cos^{-1}\left(\frac{455.1^2 + 397.5^2 - 120^2}{2(455.1)(397.5)}\right) = 14.22$$

Además de la sumatoria de los ángulos internos del triángulo A, B, E se determina que:

$$\theta_6 = 180 - \theta_4 - \theta_5 = 180 - 111.3 - 14.22 = 54.48$$

Sabiendo que las distancias OF y GF son:

$$OF = 483.68 \text{ mm}$$

$$GF = 125 \text{ mm}$$

Para calcular las fuerzas en los apoyos se tiene que:

$$\Sigma MF = 0$$

$$(W) * (OF) - (FGy) * (GF) = 0$$

$$(W) * (483.68) - (FGy) * (125) = 0$$

$$FGy = \frac{W * 483.68}{125} = \frac{4.905 * 483.68}{125} = 19N$$

Conociendo el ángulo μ se puede determinar que:

$$\text{sen}(\mu) = \frac{FGy}{FG}$$

$$FG = \frac{FGy}{\text{sen}(\mu)} = \frac{19 N}{\text{sen}(53.3)} = 23.7N$$

A partir de la sumatoria de fuerzas en Y se puede decir que:

$$\Sigma Fy = 0$$

$$-W + FGy - FFy = 0$$

$$FFy = FGy - W$$

$$FFy = 19 - 4.905 = 14.095N$$

Conociendo el ángulo β se puede calcular que:

$$\text{sen}(\beta) = \frac{FFy}{FF}$$

$$FF = \frac{FFy}{\text{sen}(\beta)} = \frac{14.095N}{\text{sen}(51.3)} = 18.1N$$

- **Análisis de fuerzas**

Para determinar el ángulo del peso con respecto al brazo se tiene que:

$$\gamma = 180 - [(\phi - \beta) + 90] = 180 - [(111.3 - 38.7) + 90] = 17.4$$

Sabiendo que el peso se define como $W = m * g$, y cuando se trabaja con respecto a un plano inclinado se descompone de la siguiente manera:

$$W_y = W \sin(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \sin(17.4) = 1.466 \text{ N}$$

$$W_x = W \cos(\gamma) = (0,5 * 9,81) * \cos(17.4) = 4.680 \text{ N}$$

a partir de la tercera ley de newton se deduce que:

$$FA = FE$$

$$FD = FG$$

A partir del análisis del brazo A-C (Figura 2-4) se realiza la descomposición de las fuerzas en el eje Y:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-A_y + B_y - W_y = 0$$

Por lo cual se tiene que:

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-(B_y)(120) + (W_y)(500) = 0$$

$$B_y = \frac{W_y * 500}{120} = \frac{1.466 * 500}{120} = 6.108 \text{ N}$$

$$A_y = B_y - W_y = 6.108 \text{ N} - 1.466 \text{ N} = 4.64 \text{ N}$$

$$\sin \theta_6 = \sin(54.48) = \frac{A_y}{A}$$

$$FA = \frac{A_y}{\sin \theta_6} = \frac{4.64 \text{ N}}{\sin(54.48)} = 5.7 \text{ N}$$

Para la descomposición de las fuerzas en el eje X se tiene que:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{Ax} - F_{Bx} + W \cos(\gamma) = 0$$

$$F_{Bx} = W_x + F_{Ax}$$

$$F_{Bx} = 4.680 + 5.7 \cos(54.48) = 7.99 \text{ N}$$

$$FB = \sqrt{(F_{Bx}^2 + F_{By}^2)}$$

$$FB = \sqrt{(7.99^2 + 6.108^2)}$$

$$FB = 10.06 \text{ N}$$

De igual manera para el análisis del brazo B-F (Figura 2-5), se cumple que:

$$F_{Ex} = FE \sin(\theta_5) = 5.7 \sin(14.22) = 1.4 \text{ N}$$

$$F_{Ey} = FE \cos(\theta_5) = 5.7 \cos(14.22) = 5.53 \text{ N}$$

Para la descomposición de las fuerzas en el eje Y (Figura 2-6), se tiene que:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{Bx} \sin(\theta_4) - F_{By} \cos(\theta_4) + F_{Dy} - F_{Ey} - F_{Fy} = 0$$

$$F_{Dy} = F_{Ey} + F_{Fy} - F_{Bx} \sin(\theta_4) + F_{By} \cos(\theta_4)$$

$$F_{Dy} = 5.53 + 14.095 - 15.2 \sin(68.7) + 20.358 \cos(21.3)$$

$$F_{Dy} = 24.4 \text{ N}$$

2.1.3 Selección del material para la simulación de la estructura completa del prototipo

Para la selección del material de la estructura del prototipo, se tomaron los esfuerzos de mayor magnitud que se generan durante la simulación dinámica, los cuales se producen en la segunda posición seleccionada y analizada previamente.

Para la selección del material de los brazos A-C y F-B se realizó un estudio de las propiedades de dicho material:

El politetrafluoroetileno o teflón es un polímero el cual a diferencia de polietileno sus átomos son de flúor, lo cual genera en el material un coeficiente de rozamiento muy bajo, buena impermeabilidad, gran aislamiento eléctrico, gran flexibilidad, capaz de soportar temperaturas desde 270 °C hasta los 300 °C; Debido a sus características este puede ser empleado para engranes, asientos de válvulas, mazas de martillo, anillos, empaquetaduras, perfiles de deslizamiento, topes, mesas de corte y mesas de despiece [8].

Datos conocidos

Los datos empleados para realizar el análisis (ver anexos A y B) son:

diametro pernos = 8 mm

espesor de seccion para medicion de fuerzas = 3 mm

modulo de young polietileno(E) = 911 MPa

resistencia ultima (sy) = 20.67 MPa

factor de diseño(N) = 1.5

El esfuerzo normal admisible para la estructura es:

[Ec. 19]

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{N} = \frac{20.67 \text{ MPa}}{1.5} = 13.78 \text{ MPa}$$

Para la determinación del esfuerzo máximo y su respectiva deformación en la estructura, se realiza el siguiente análisis en el nodo D, el cual presenta la mayor reacción en cuanto a los demás nodos.

[Ec. 20]

$$\sigma_D = \sigma_G$$

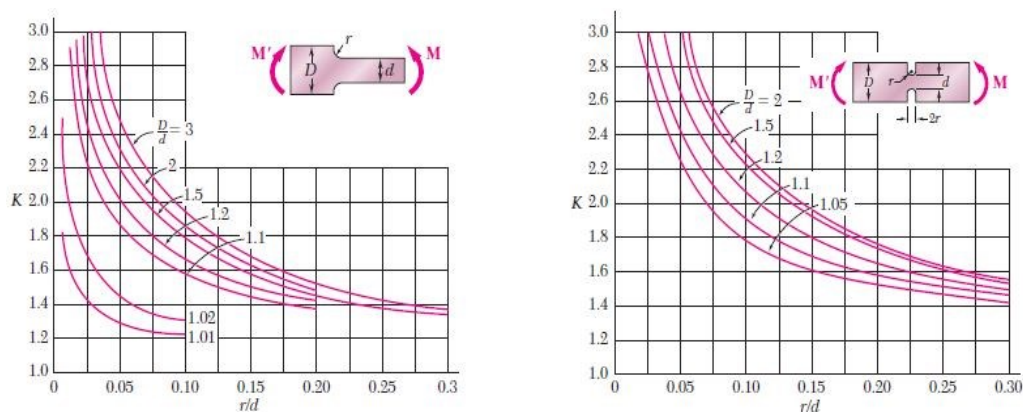
$$\delta_D = \delta_G$$

$$\sigma_D = \frac{FD}{A} = \frac{FD}{d * t} = \frac{36.6N}{(8 * 3)\text{mm}^2} = 1.525 \text{ MPa}$$

$$\delta_D = \frac{FD * L}{A * E} = \frac{36.6 \text{ N} * 3\text{mm}}{24\text{mm}^2 * 911 \text{ MPa}} = 5.021 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Se puede calcular el esfuerzo promedio para la estructura utilizando el concentrador de esfuerzos, en una sección del brazo a partir de:

Figura 2-13: Diagrama, concentrador de esfuerzos en una sección



Fuente: Mecánica de materiales, 6ta Edición - Ferdinand P. Beer

Por medio de lo anterior (Figura 2-13), se puede determinar el valor de la constante k , a partir de los siguientes parámetros:

$$r = 4 \text{ mm}, L = 30 \text{ mm} \text{ y } d = 22 \text{ mm}$$

Y sabiendo que:

[Ec. 21]

$$\frac{r}{d} = \frac{4}{22} = 0.18$$

A partir de lo anterior se concluye que, para esta sección se tiene aproximadamente un $k=1.1$. Además, se determina el esfuerzo promedio, a partir del esfuerzo máximo que se presenta en el nodo G de la siguiente manera:

[Ec. 22]

$$\sigma_{promedio} = \frac{\sigma_{max}}{k} = \frac{1.525 \text{ MPa}}{1.1} = 1.38 \text{ MPa}$$

Para la selección del material de los pernos se realizó el siguiente análisis:

Para la realización del siguiente análisis se tuvieron en cuenta las longitudes y las propiedades mecánicas del material de los pernos (ver anexos A y B).

El esfuerzo cortante admisible para los pernos es:

[Ec. 23]

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{N} = \frac{350 \text{ MPa}}{1.5} = 233.33 \text{ MPa}$$

Para la determinación de los esfuerzos cortantes máximos y sus respectivas deformaciones en la estructura, se realiza el siguiente análisis en los nodos G y F, los cuales presentan las mayores reacciones en cuanto a los demás nodos.

[Ec. 24]

$$T_F = \frac{V_F}{A} = \frac{V_F}{\pi * r^2} = \frac{31.3 N}{\pi * (4 mm)^2} = 0.62 MPa$$

$$\delta F = \frac{V_F * L}{A * E} = \frac{31.3 N * 77 mm}{\pi * (4 mm)^2 * 200 * 10^3 MPa} = 2.39 * 10^{-4} mm$$

La máxima deformación se presenta en el nodo F, debido a que es el perno que presenta la mayor longitud.

[Ec. 25]

$$V_G = V_D$$

$$\delta G = \delta D$$

$$T_G = \frac{V_G}{A} = \frac{V_G}{\pi * r^2} = \frac{36.6 N}{\pi * (4 mm)^2} = 0.73 MPa$$

$$\delta G = \frac{V_G * L}{A * E} = \frac{36.6 N * 63 mm}{\pi * (4 mm)^2 * 200 * 10^3 MPa} = 2.3 * 10^{-4} mm$$

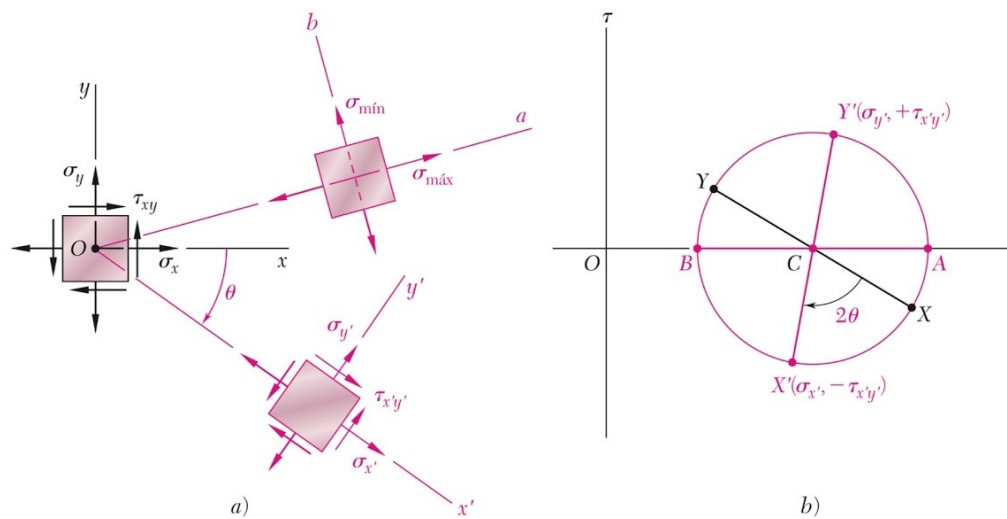
El máximo esfuerzo se presenta en el nodo G, debido a que es donde se presenta la mayor reacción.

Esfuerzo de Von mises

El esfuerzo de Von mises nos permite determinar si el material seleccionado para el diseño de la maquina es el indicado y no se va a presentar fallas, es decir nos indica si el material resistirá las tensiones a las que va estar sometido y no se va a romper, es decir

no debe superar su esfuerzo a fluencia (S_y), razón por la cual se van a analizar las tensiones principales que se presentan sobre los brazos y cómo actúan las cargas axiales a lo largo de la sección transversal, asumiendo las tensiones a tracción como positivas y a compresión como negativas.

Figura 2-14: Diagrama de estado de esfuerzos y círculo de Mohr



Fuente: Mecánica de materiales, 6ta Edición - Ferdinand P. Beer

A partir de lo anterior (Figura 2-14), se analizará las tensiones en la segunda posición, puesto que es donde se presentan las mayores reacciones en los nodos de la máquina:

[Ec. 26]

$$\sigma_X = \frac{FG}{A} = \frac{FG}{d * t} = \frac{36.6N}{(8 * 3)mm^2} = 1.525 MPa$$

$$\sigma_Y = \frac{FC}{A} = \frac{FC}{d * t} = \frac{-4.905N}{(8 * 3)mm^2} = -0.204 MPa$$

$$T_{XY} = \frac{FG}{A} = \frac{FG}{\pi * r^2} = \frac{36.6 N}{\pi * (4 mm)^2} = 0.73 MPa$$

A continuación, se puede calcular el esfuerzo de von mises de la siguiente manera:

[Ec. 27]

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_X^2 + \sigma_Y^2 - \sigma_X * \sigma_Y + 3T_{XY}}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(1.525)^2 + (-0.204)^2 - (1.525) * (-0.204) + 3(0.73)}$$

$$\sigma_{VM} = 2.21 \text{ MPa}$$

Por consiguiente, se puede determinar si el material que se seleccionó para el diseño de la estructura no se va romper, comparando el esfuerzo de von mises con el esfuerzo a fluencia del material de la siguiente manera:

[Ec. 28]

$$\sigma_{VM} < S_y$$

$$2.21 \text{ MPa} < 20.67 \text{ MPa}$$

De lo anterior se puede concluir que la estructura no se va romper para una carga de 500 gramos, por lo que el material seleccionado para el diseño de la estructura es adecuado.

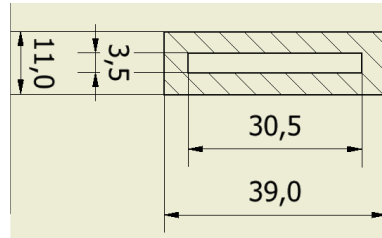
Esfuerzo a flexión

Para la selección del material de las camisas de los brazos A-C y B-F se debe seleccionar un material resistente a flexión, para que las mediciones de tracción y compresión tomadas en estos brazos no sean erróneas, para lo cual se genera el siguiente análisis:

El plástico PET es un polímero con alto grado de cristalinidad, además de que posee buenas propiedades como son dureza, resistencia al desgaste y a la ruptura, así como a productos químicos. Es un material altamente reciclable y no proporciona daños al medio ambiente, además tarda mucho tiempo en degradarse y su costo esta alrededor de 0.5 a 1.25 euros por kilogramo [9].

Para calcular el esfuerzo cortante y el esfuerzo a flexión se tiene que hallar primero el momento de inercia y el primer momento de área para la sección hueca de la camisa rectangular:

Figura 2-15: Dimensiones transversales de las camisas de los brazos



Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk Inventor Professional

A partir de lo anterior (Figura 2-15) se analiza el brazo A-C, ya que es en el que se genera el mayor esfuerzo a flexión, debido a que es la sección con mayor longitud en voladizo.

[Ec. 29]

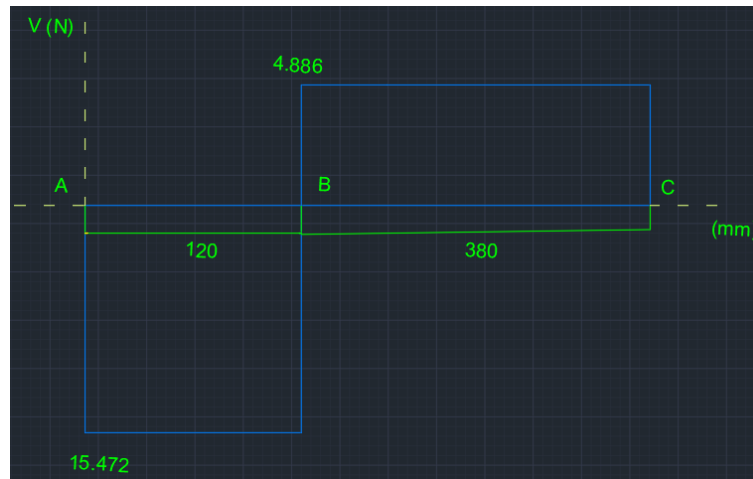
$$I = \frac{(B)(H)^3 - (b)(h)^3}{12} = \frac{(11)(39)^3 - (3.5)(30.5)^3}{12} = 46100.4 \text{ mm}^4$$

$$Q_x = \sum A_i y_i$$

$$Q_x = A_1 y_1 + A_2 y_2$$

$$Q_x = [(11 * 3.75) \text{ mm}^2 * 17.375 \text{ mm}] + [2(3.75 * 15.25) \text{ mm}^2 * 7.625 \text{ mm}] = 1588.83 \text{ mm}^3$$

- **esfuerzo cortante para el brazo A-C**

Figura 2-16: Diagrama de fuerza cortante para brazo A-C

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

[Ec. 30]

$$T_{AC} = \frac{VQ}{It} = \frac{(20.358N) * (1588.83mm^3)}{(46100.4mm^4) * (3.75mm)} = 0.187 MPa$$

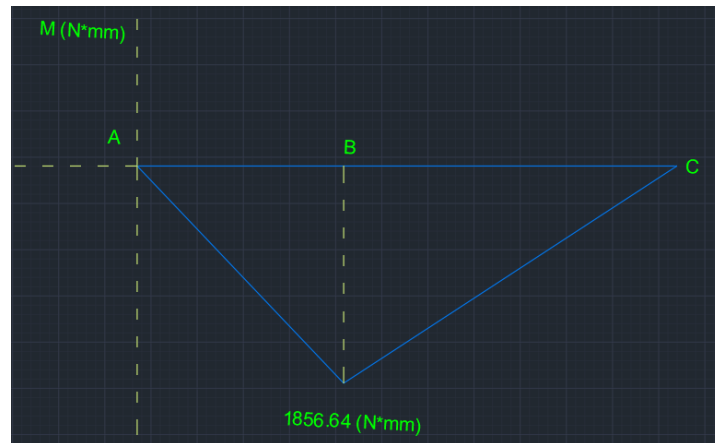
- **esfuerzo admisible para el plástico PET**

Para seleccionar el material adecuado de las camisas se tienen en cuenta las propiedades mecánicas del material (ver Anexo B), y se realiza el siguiente análisis:

[Ec. 31]

$$\sigma_{ad} = \frac{S_y}{N} = \frac{54.4 MPa}{1.5} = 36.27 MPa$$

- **esfuerzo a flexión para el brazo A-C**

Figura 2-17: Diagrama de momento flector, para brazo A-C

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk AutoCad

[Ec. 32]

$$\sigma_{AC} = \frac{MC}{I} = \frac{(1856.64 \text{ Nmm}) * (19,5 \text{ mm})}{46100.4 \text{ mm}^4} = 0.785 \text{ MPa}$$

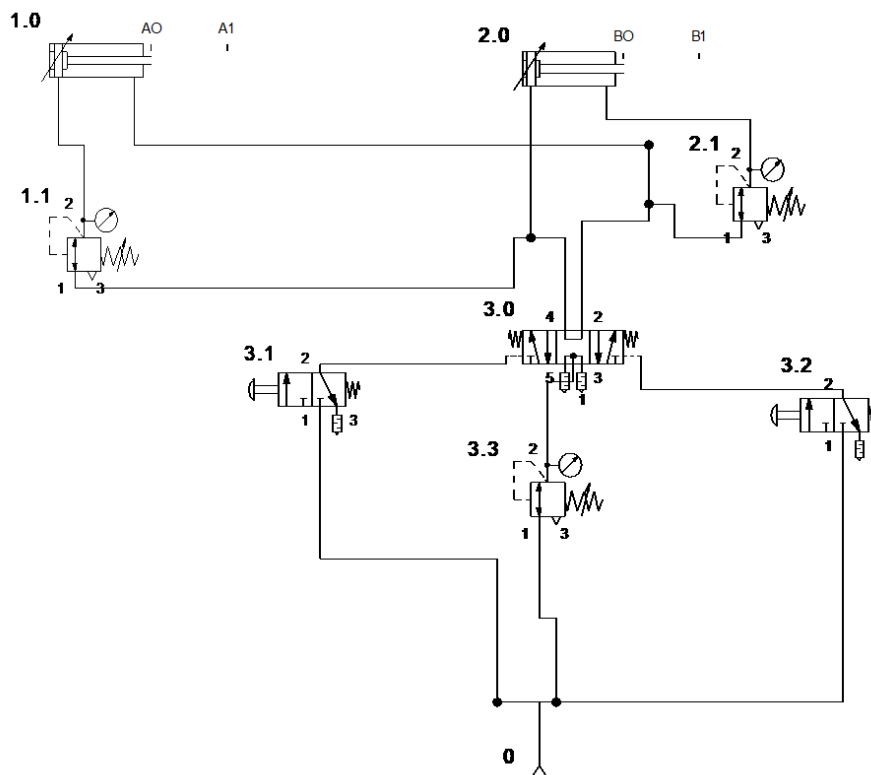
2.1.4 Selección del sistema de movimiento vertical del prototipo

Para la implementación del movimiento vertical del prototipo se seleccionó un sistema neumático, el cual se compone de los siguientes elementos (Tabla 2-1):

Tabla 2-1: elementos del circuito neumático

MARCA	DENOMINACIÓN DEL COMPONENTE
3.1	Válvula de 3/2 vías
3.2	Válvula de 3/2 vías
3.0	Válvula de 5/3 vías
0	Fuente de aire comprimido
1.0	Cilindro doble efecto
2.0	Cilindro doble efecto
3.3	Válvula reguladora de presión con manómetro
2.1	Válvula reguladora de presión con manómetro
1.1	Válvula reguladora de presión con manómetro

Fuente: Software Fluid Sim

Figura 2-18: Circuito neumático del prototipo

Fuente: Autores del proyecto, Software Fluid Sim

Para realizar el movimiento por medio del sistema seleccionado, se simuló en el software FluidSim un circuito neumático con la secuencia $\begin{matrix} A + & A - \\ B + & B - \end{matrix}$, la cual se compone de: una válvula 5/3 centro estable que cambia de posicionamiento los cilindros y permite detenerlos en cualquier posición, tres válvulas reguladoras de presión que permiten regular la velocidad con la que se mueve cada cilindro, dos válvulas 3/2 que cambian de posición a la válvula 5/3 por medio de la inyección de aire y una fuente de aire comprimido encargada de alimentar el circuito (Figura 2-18).

A partir del software FluidSim se puede observar el comportamiento del circuito neumático, por medio de su respectivo diagrama de estado (ver Anexo C).

2.1.5 Selección del sistema de movimiento horizontal del prototipo

A partir del diseño del sistema estructural en el software de diseño mecánico y CAD 3D "inventor" se determinó que la estructura rotaría 180° sobre un eje.

- A partir del análisis estructural se determina que la estructura rotaría horizontalmente por medio de un sistema de transmisión de movimiento por poleas en v, debido a que este sistema opera para cargas y esfuerzos bajos, no necesita lubricación y su ensamblaje es considerablemente económico, para lo cual se tiene que:

Para determinar la distancia del eje al canal de la correa en v se debe cumplir que:

[Ec. 33]

$$b > 1,2 h$$

Teniendo la anchura h se deduce que:

$$h = 6 \text{ mm}$$

$$b > 1,2 * 6$$

$$b > 7,2$$

Así mismo se puede hallar el diámetro exterior de la polea teniendo el radio del eje de la siguiente manera:

[Ec. 34]

$$r_{eje} = 30 \text{ mm}$$

$$D = (r_{eje} + b + h) * 2$$

$$D = (30 + 8 + 6) * 2$$

$$D = 88 \text{ mm}$$

Para hallar la distancia entre centros de las poleas se debe saber previamente la longitud de la correa:

[Ec. 35]

$$Lc = 1082 \text{ mm}$$

$$Lc = \pi * D + 2a$$

$$a = \frac{Lc - (\pi * D)}{2}$$

$$a = \frac{1082 - (\pi * 88)}{2}$$

$$a = 402.77 \text{ mm}$$

A partir del análisis realizado se seleccionó un sistema (ver Anexo A) referente al catálogo de correas en v (ver Anexo D).

- Analisis y selección de rodamientos para generar manualmente el giro horizontal de la estructura, por medio del sistema de transmision de movimiento seleccionado previamente
- ✓ Para determinar la fuerza axial que genera el rodamiento se debe tener en cuenta cómo se comportan las reacciones que están actuando sobre la base, y así poder establecer en cuál de las distintas posiciones se generan mayores fuerzas sobre la base, en este caso se realiza el análisis en base a la posición 2:

[Ec. 36]

$$\Sigma Fy = 0$$

$$FFy - FGy - F_{axial} = 0$$

$$F_{axial} = FGy - FFy$$

$$F_{axial} = 29.35N - 24.45N$$

$$F_{axial} = 4.9N$$

Por lo tanto, obtenemos, que la masa es:

[Ec. 37]

$$masa = \frac{F_{axial}}{gravedad}$$

$$masa = \frac{4.9N}{9.81m/s^2} = 0.5 Kg$$

A partir del analisis anterior se selecciono un rodamiento axial de bolas (ver Anexo E y Anexo A), el cual se instalo en el eje principal de la base circular; Este tipo de rodamiento soporta una masa hasta de 0,729 Kg, consta de un diametro interno de 65mm, un diametro externo de 100mm y un espesor de 27mm, siendo asi optimo para satisfacer el sistema que se desea diseñar.

- ✓ Para determinar un segundo tipo de rodamiento, el cual cumplirá la función de transmitir el movimiento manual que se le genera al mecanismo por medio de un sistema de transmisión de movimiento por correa en V, se debe determinar la fuerza radial que se genera en él, a partir del siguiente análisis:

[Ec. 38]

$$\cos(\mu) = \frac{FGx}{FG}$$

$$FGx = FG * \cos(\mu) = 36.6 \cos(53.3) = 21.87N$$

$$\cos(\beta) = \frac{FFx}{FF}$$

$$FFx = FF * \cos(\beta) = 31.3 \cos(51.3) = 19.57N$$

De donde tenemos que:

[Ec. 39]

$$\Sigma Fx = 0$$

$$FFx - FGx - F_{radial} = 0$$

$$F_{radial} = FGx - FFx$$

$$F_{radial} = 21.87N - 19.57N$$

$$F_{radial} = 2.3N$$

Por lo tanto, se deduce que:

$$masa = \frac{F_{radial}}{gravedad}$$

$$masa = \frac{2.3N}{9.81m/s^2} = 0.23 Kg$$

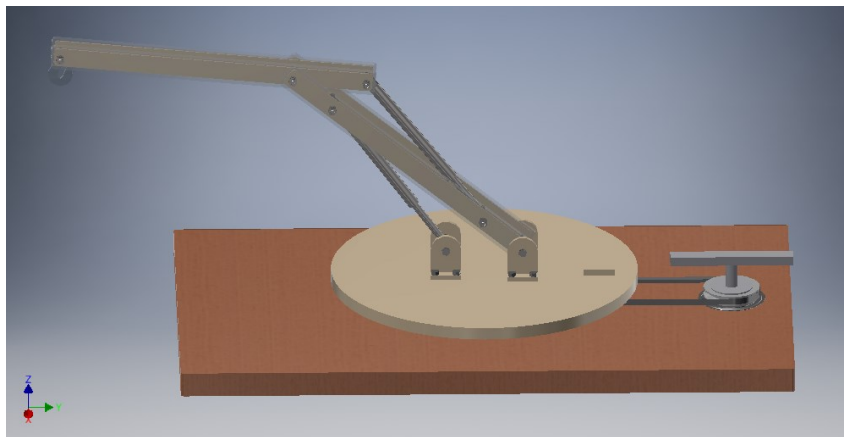
Por medio del análisis anterior se seleccionó un rodamiento radial de bolas (ver Anexo E y Anexo A), el cual se instaló a un lado de la base del prototipo y es impulsado por medio de un eje de rotación manual; Este tipo de rodamiento puede soportar una masa hasta de hasta 270 gramos y consta de un diámetro externo de 90mm, un diámetro interno de 55 mm y un espesor de 11mm.

3. Resultados y análisis

3.1 Simulación usando herramientas computacionales CAD

3.1.1 Ensamble y representación gráfica de las mediciones de fuerzas de tracción y compresión

Figura 3-1: Simulación del prototipo para medición de fuerzas tracción-compresión

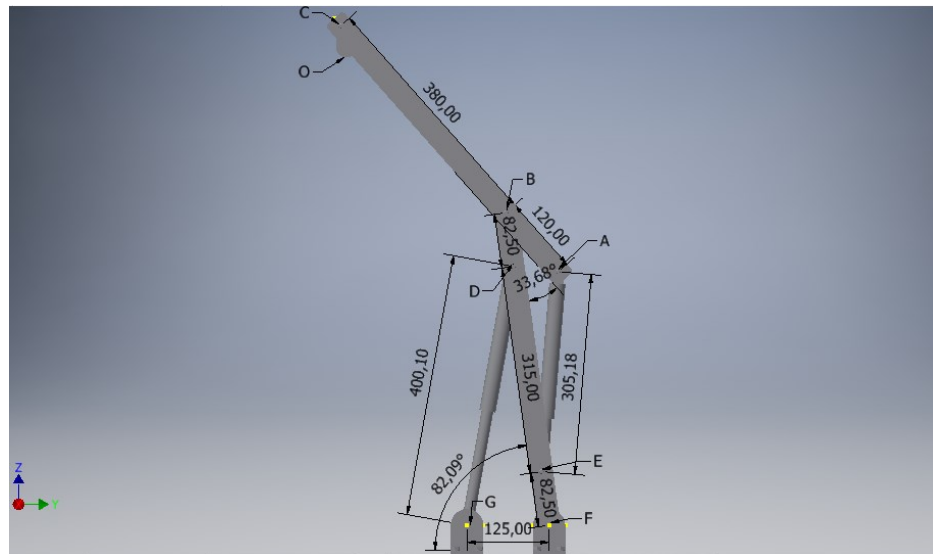


Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk Inventor Professional

A partir de los cálculos realizados previamente y por medio del software de diseño mecánico inventor 2019, se simuló la primera posición de estudio del prototipo, pudiendo así obtener los siguientes resultados para cada una de las posiciones seleccionadas:

Primera posición seleccionada

Figura 3-2: Simulación de la primera posición analizada



Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk Inventor Professional

A partir de la simulación dinámica realizada en inventor 2019 (ver Anexo F), se deduce que en esta posición las fuerzas en las bases del prototipo (nodos G y F) generan menores reacciones.

A partir de la (ver Anexo F), se deduce que en el nodo que se genera mayor reacción es el nodo G, ya que este es una de las bases que sostienen la estructura, y en esta posición el prototipo genera mayor momento desde el punto de vista de la carga aplicada hasta el nodo G.

De la tabla anterior (Tabla 3-3) se deduce que en esta posición se presentan las mayores cargas y esfuerzos en la estructura.

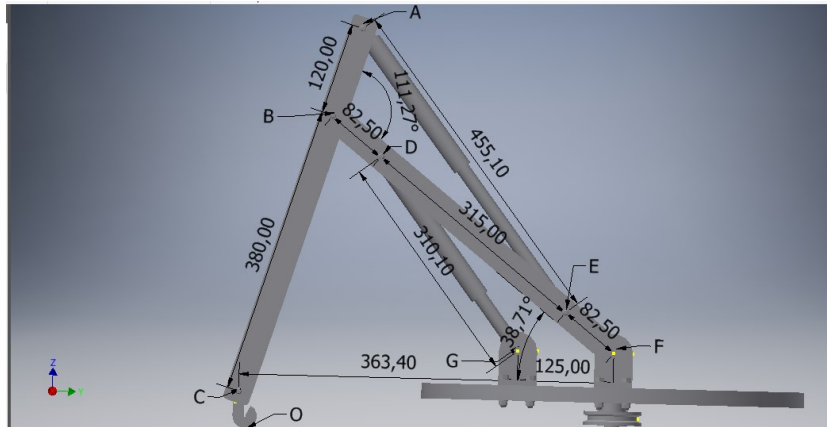
Tabla 3-2: Comparación de los resultados teóricos y los resultados de la simulación para la segunda posición

FUERZAS	RESULTADOS TEORICOS	RESULTADOS DE LA SIMULACION
FUERZA A	21.4N	21.33N
FUERZA B	25.4N	25.36N
FUERZA C	4.905N	4.904N
FUERZA D	36.6N	36.51N
FUERZA E	21.4N	21.33N
FUERZA F	31.3N	32.69N
FUERZA G	36.6N	36.51N

Fuente: Autores del proyecto, software Microsoft Word

Por consiguiente, se puede concluir que en la segunda posición (Tabla 3-2), los cálculos teóricos presentan una pequeña variación en relación a los cálculos suministrados por la simulación realizada previamente.

Tercera posición seleccionada

Figura 3-4: Simulación de la tercera posición analizada

Fuente: Autores del proyecto, software Autodesk Inventor Professional

A partir de los datos obtenidos de la simulación (ver Anexo F) se deduce que en esta posición se presentan menores reacciones en los nodos A, B y C, con respecto a las posiciones anteriores, ya que en el brazo A-C se generan menores momentos en esta posición en comparación con las otras posiciones.

Tabla 3-3: Comparación de los resultados teóricos y los resultados de la simulación para la tercera posición

FUERZAS	RESULTADOS TEORICOS	RESULTADOS DE LA SIMULACION
FUERZA A	5.7N	5.34N
FUERZA B	10.06N	9.67N
FUERZA C	4.905N	4.906N
FUERZA D	23.7N	23.75N
FUERZA E	5.7N	5.34N
FUERZA F	18.1N	20.11N
FUERZA G	23.7N	23.75N

Fuente: Autores del proyecto, software Microsoft Word

De lo anterior (Tabla 3-3), se deduce que en la tercera posición no se presenta una variación significativa de los resultados obtenidos a partir de los cálculos teóricos, en relación a los cálculos suministrados por la simulación realizada previamente.

3.1.2 Medición de esfuerzos y deformaciones en la simulación de la estructura

Para la medición de fuerzas en la estructura se designó una variedad de materiales (ver anexo B) y se realizó el siguiente informe en Autodesk Inventor:

Tabla 3-4: Fuerza aplicada a la simulación del prototipo

TIPO DE CARGA	FUERZA
Magnitud	4,905 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	-4,905 N

Fuente: Software Autodesk Inventor Professional

A partir de lo anterior (Tabla 3-4), se obtienen los resultados de las direcciones de las cargas y sus respectivas magnitudes durante la simulación.

Tabla 3-5: Resultados obtenidos a partir de la simulación y análisis de esfuerzos

NOMBRE	MÍNIMO	MÁXIMO
Volumen	5346520 mm ³	
Tensión de Von Mises	0 MPa	2,22498 MPa
Primera tensión principal	-0,566756 MPa	1,85055 MPa
Tercera tensión principal	-1,12633 MPa	0,364021 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0243638 mm

Continuación (Tabla 3-5):

NOMBRE	MÍNIMO	MÁXIMO
Coefficiente de seguridad	15 su	15 su
Tensión XX	-0,912663 MPa	1,64134 MPa
Tensión XY	-0,313199 MPa	0,393246 MPa
Tensión XZ	-0,347097 MPa	0,648067 MPa
Tensión YY	-0,82701 MPa	1,45879 MPa
Tensión YZ	-0,535423 MPa	0,533129 MPa
Tensión ZZ	-1,10955 MPa	0,874139 MPa
Desplazamiento X	-0,0008511 mm	0,000907499 mm
Desplazamiento Y	-0,00328181 mm	0,00160559 mm
Desplazamiento Z	-0,0243091 mm	0,00462101 mm
Deformación equivalente	0 su	0,0000211315 su
Primera deformación principal	-0,000000644808 su	0,0000122395 su
Tercera deformación principal	-0,0000218845 su	0,000000233692 su
Deformación XX	-0,00000481241 su	0,00000876174 su
Deformación XY	-0,00000382446 su	0,00000611573 su
Deformación XZ	-0,00000325203 su	0,00000418003 su
Deformación YY	-0,0000211562 su	0,0000109356 su
Deformación YZ	-0,00000652173 su	0,0000048922 su
Deformación ZZ	-0,00000894465 su	0,000011522 su
Presión de contacto	0 MPa	2,35036 MPa
Presión de contacto X	-0,803339 MPa	0,930555 MPa
Presión de contacto Y	-1,54882 MPa	2,02786 MPa
Presión de contacto Z	-1,55898 MPa	1,76142 MPa

Fuente: Software Autodesk Inventor Professional

Por medio de lo anterior (Tabla 3-5), se ilustran las diferentes características del prototipo generadas a partir de la simulación, de donde se visualiza que el esfuerzo von mises generado en la simulación es de 2,22498 MPa, lo cual indica que este esfuerzo varía muy mínimo, respecto del esfuerzo von mises hayado teóricamente ya que este es de 2,21 MPa.

A partir de la simulación realizada con un factor de diseño de 15, se observa que el desplazamiento máximo de la estructura en el eje z, es de -0.02395mm (ver Anexo G).

A partir de la simulación realizada con un factor de diseño de 15, se observa que el desplazamiento máximo de la estructura en el eje x, es de $6.92 \cdot 10^{-4}$ mm (ver Anexo G).

A partir de la simulación realizada con un factor de diseño de 15, se observa que el desplazamiento máximo de la estructura en el eje y, es de 0.003028mm (ver Anexo G).

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

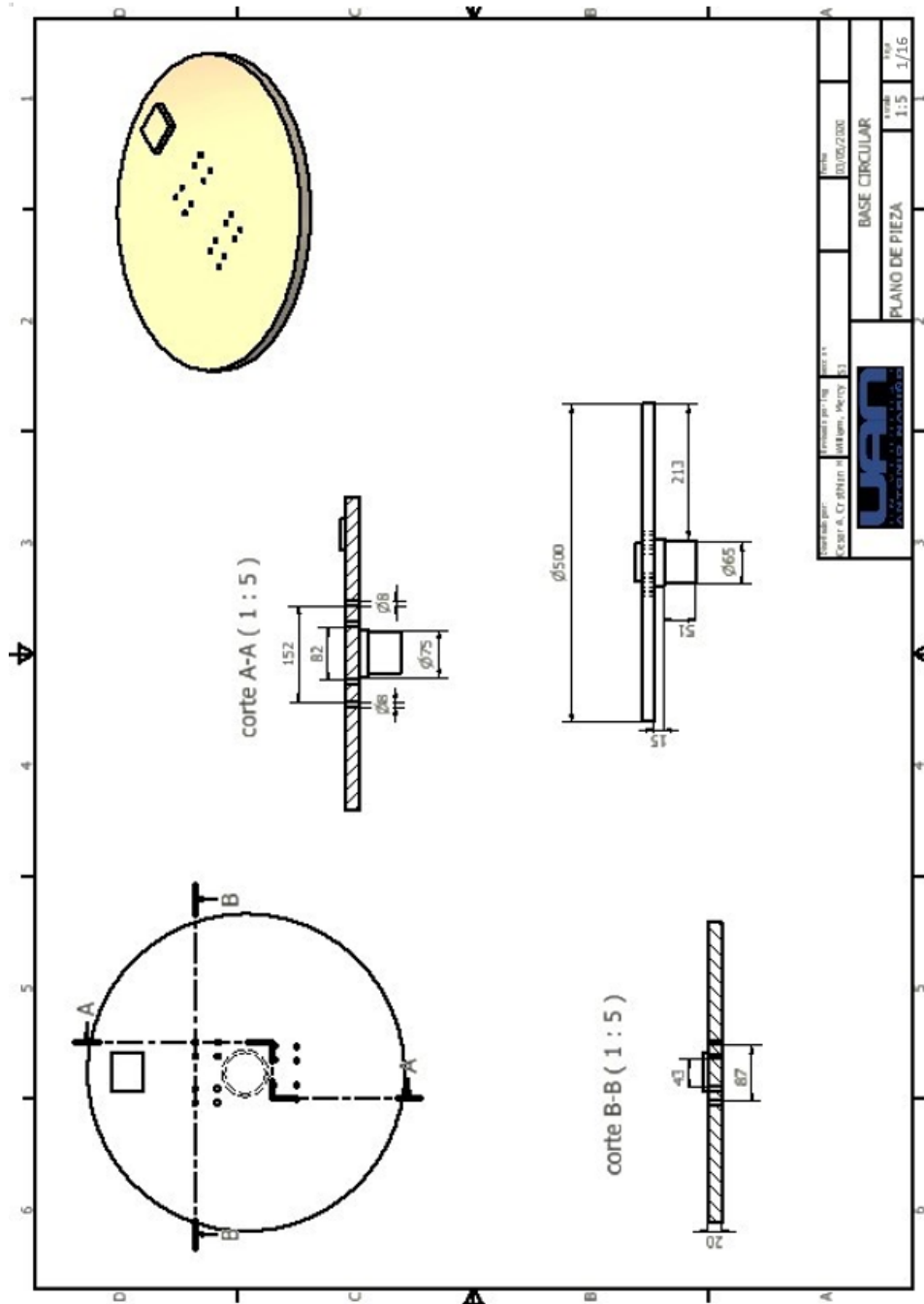
- El prototipo no va a superar el límite de fluencia del material por la aplicación de cargas externas generadas a partir de masas de hasta 500 gramos.
- El prototipo no va a presentar esfuerzos de flexión significativos, en comparación al esfuerzo máximo soportado por el material, debido a que el material usado en las camisas de las secciones para medir fuerzas, es resistente al esfuerzo a flexión generado por las reacciones de la estructura.
- La estructura presenta cuatro grados de libertad, pudiendo detenerse en distintas posiciones durante su funcionamiento, por medio de una válvula 5/3 centro estable y a partir de la simulación del circuito neumático realizado en el software FluidSim.
- Se diseñó un sistema de transmisión de movimiento horizontal para el prototipo por medio de correa en v, el cual es impulsado manualmente hasta 180°.
- Se determinó que el brazo A-C del prototipo puede girar verticalmente 77,6° y el brazo B-F puede girar verticalmente hasta 43,4°.

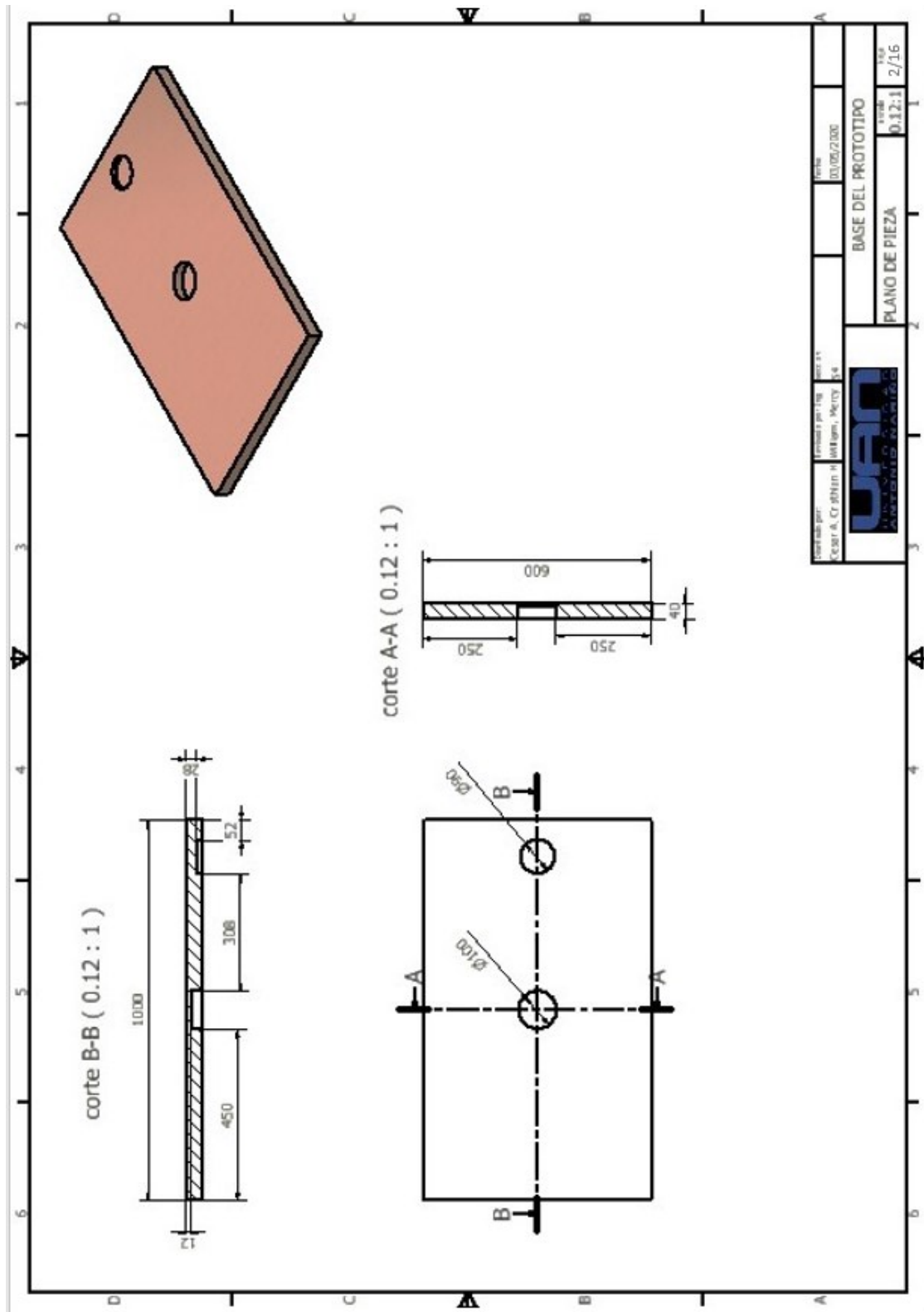
- Se simuló un prototipo para evaluación de fuerzas tracción-compresión en el software Autodesk Inventor, sin obtener mayor variación en las reacciones de la estructura en relación a los cálculos teóricos realizados previamente.

4.2 Recomendaciones

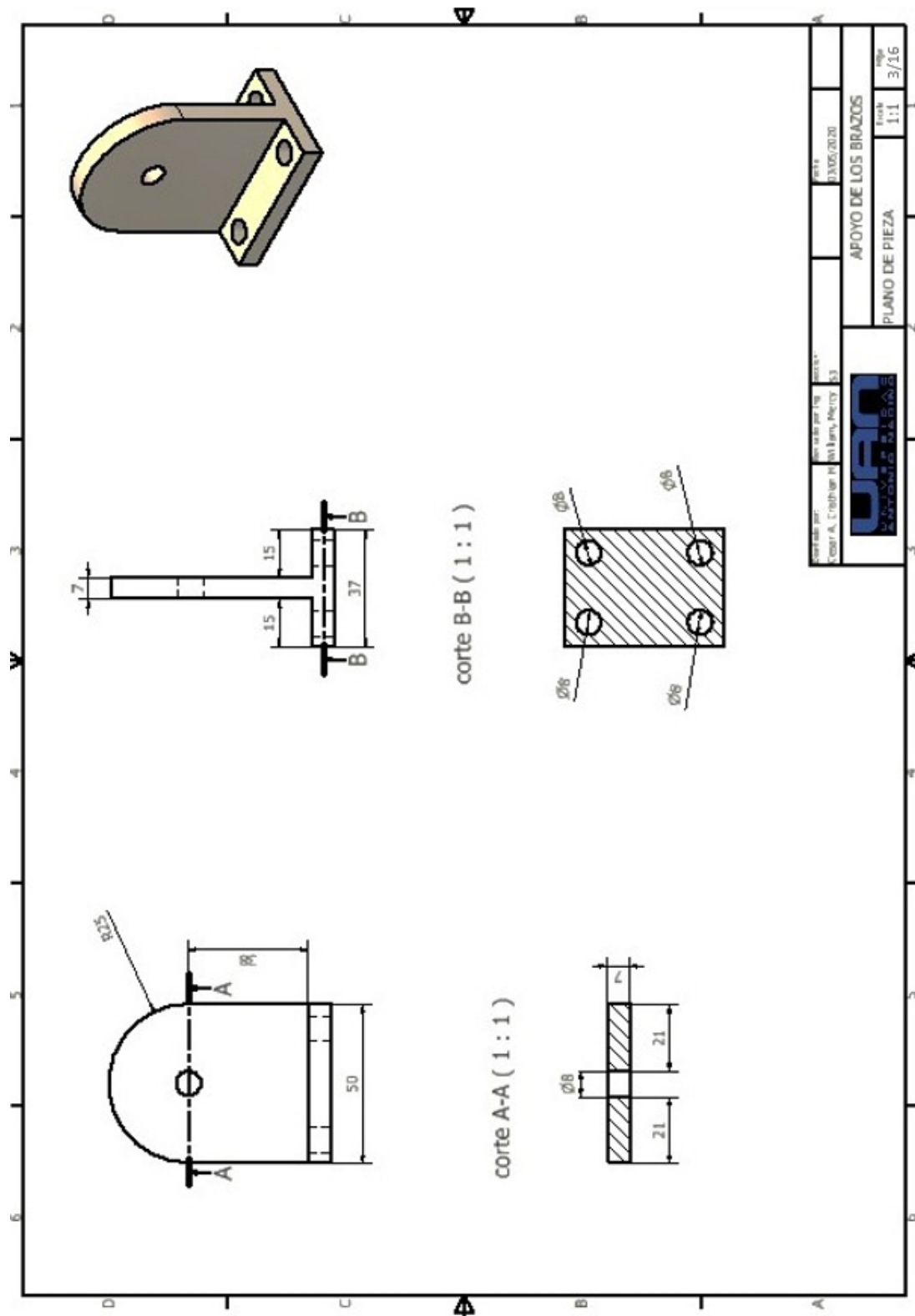
- Se sugiere que, en el momento de construir el prototipo, se tenga en cuenta la implementación de un contrapeso en la base circular, esta debe tener la magnitud de la fuerza generada en el nodo F para evitar que la estructura se volquee.
- Se sugiere que en el momento de construir el prototipo se tenga en cuenta como opción la implementación de celdas de carga y galgas extensiométricas para realizar las distintas mediciones de fuerzas tracción-compresión y sus respectivas deformaciones.

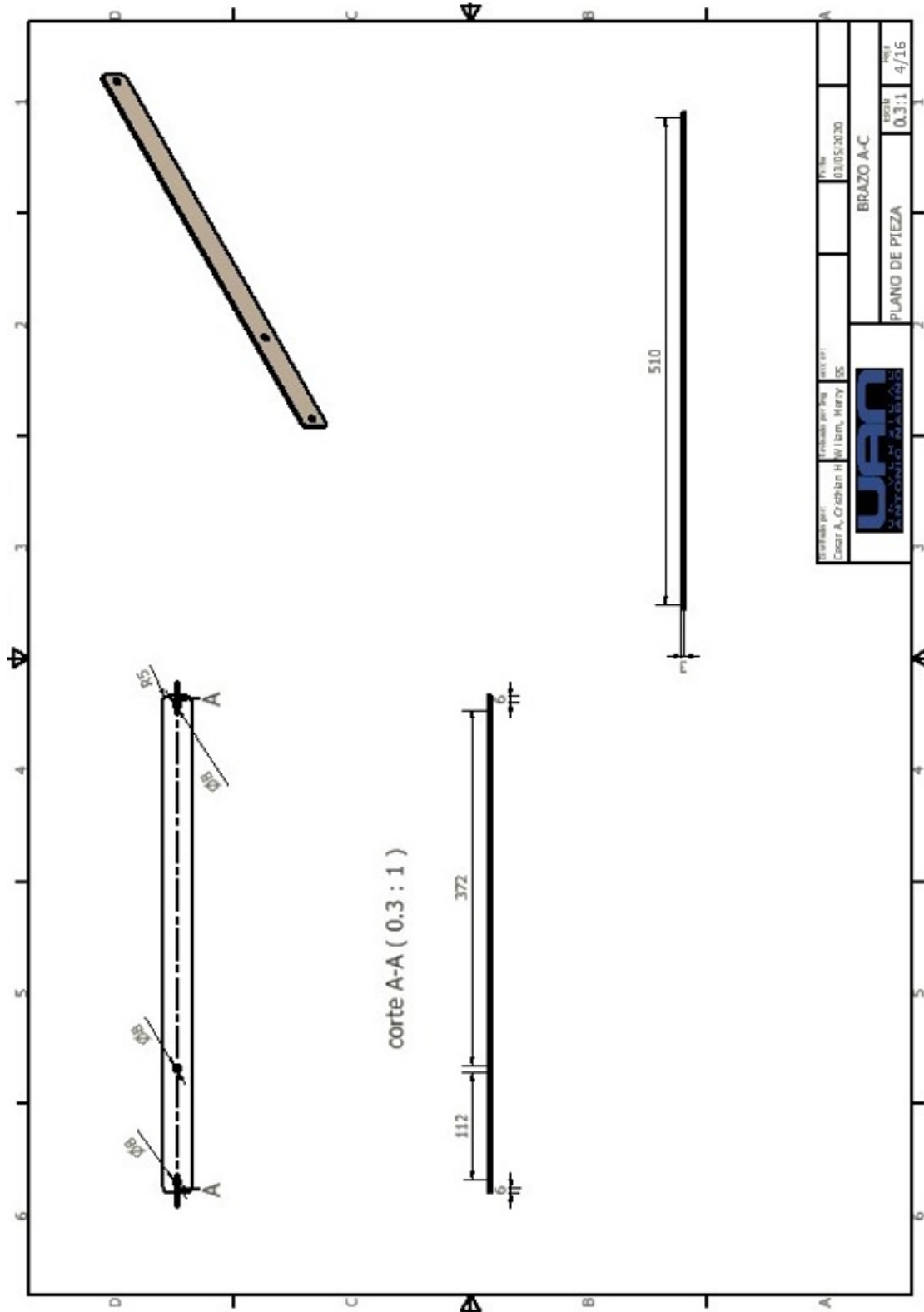
A. Anexo: planos de elementos que conforman el prototipo

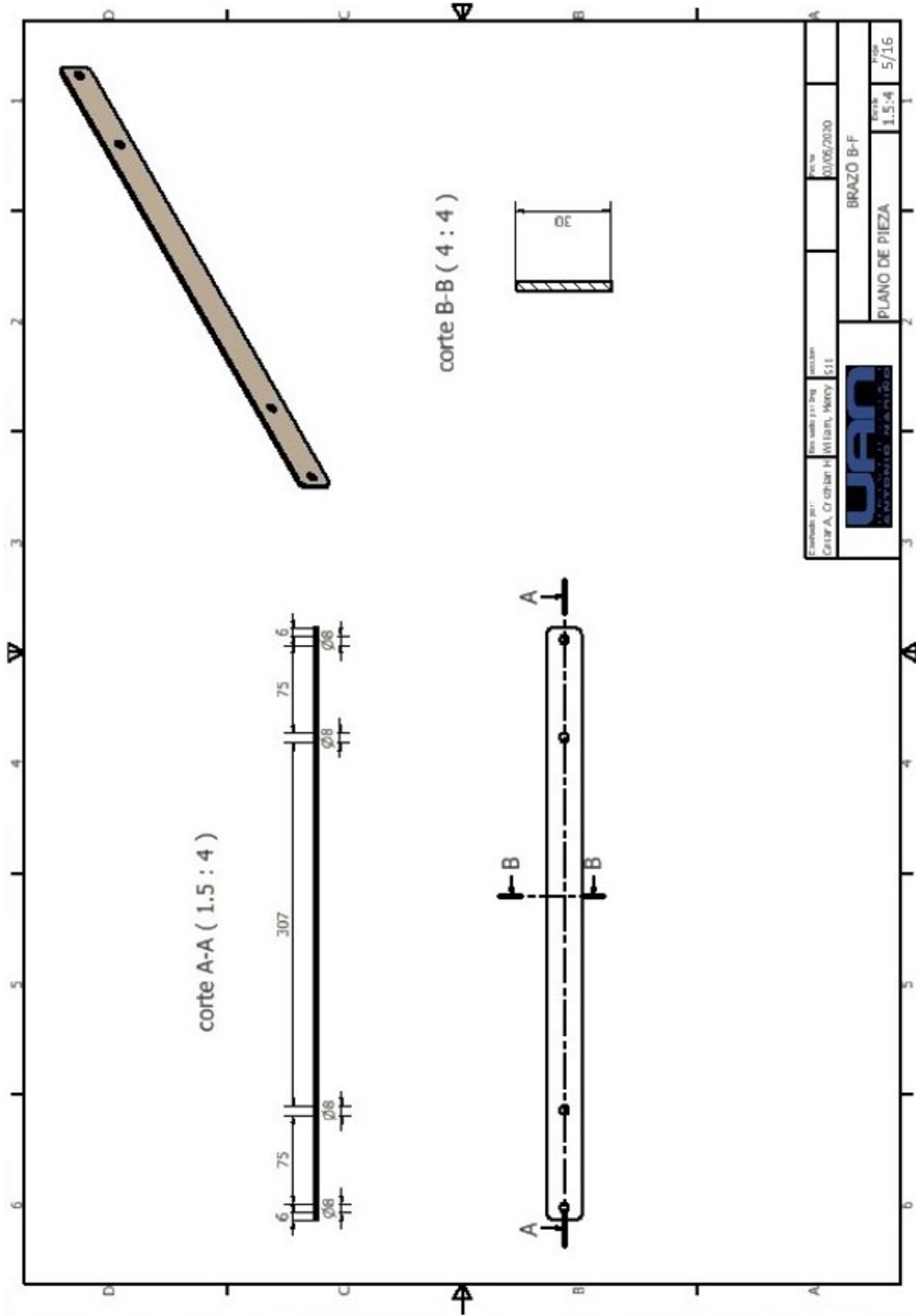


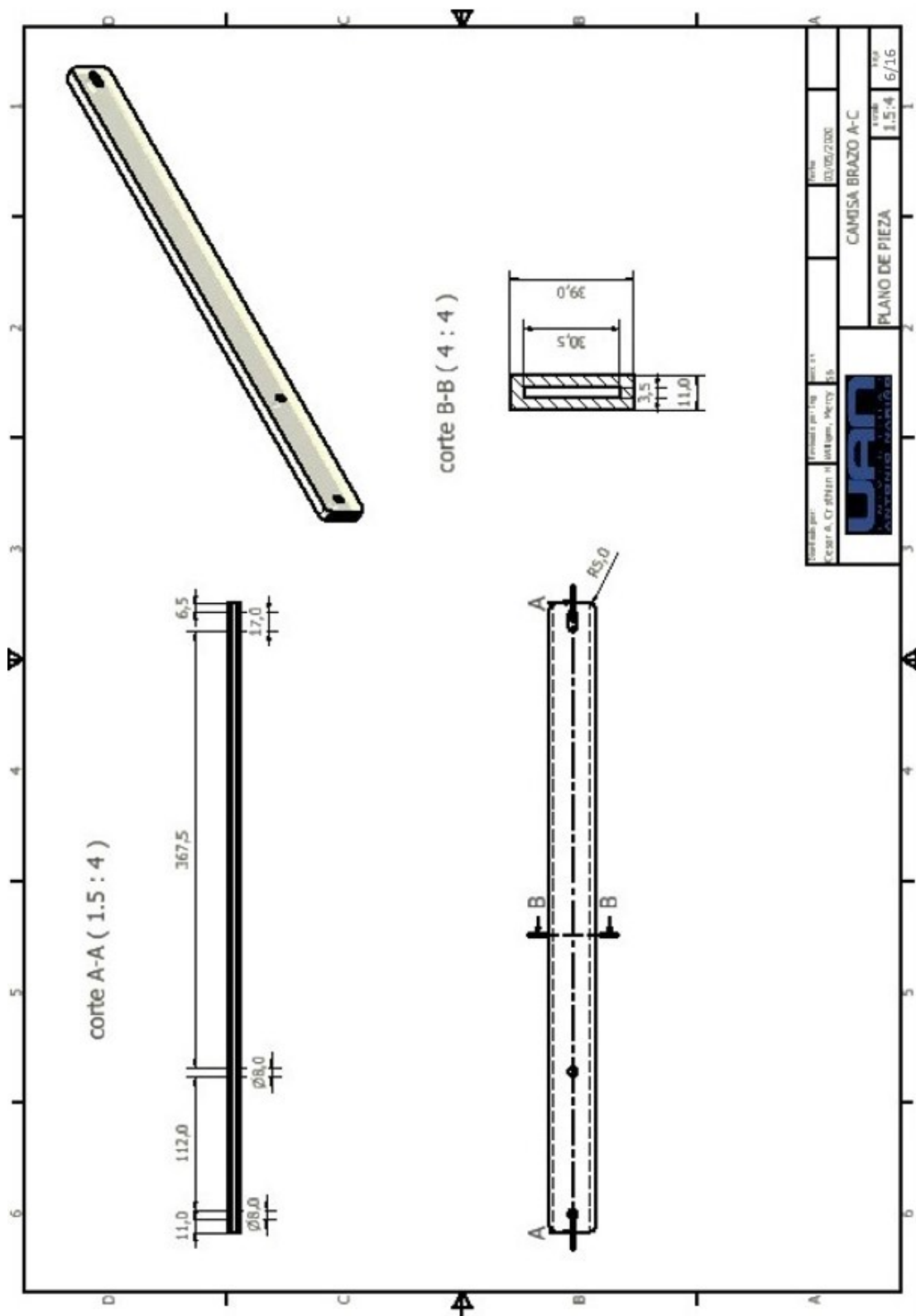


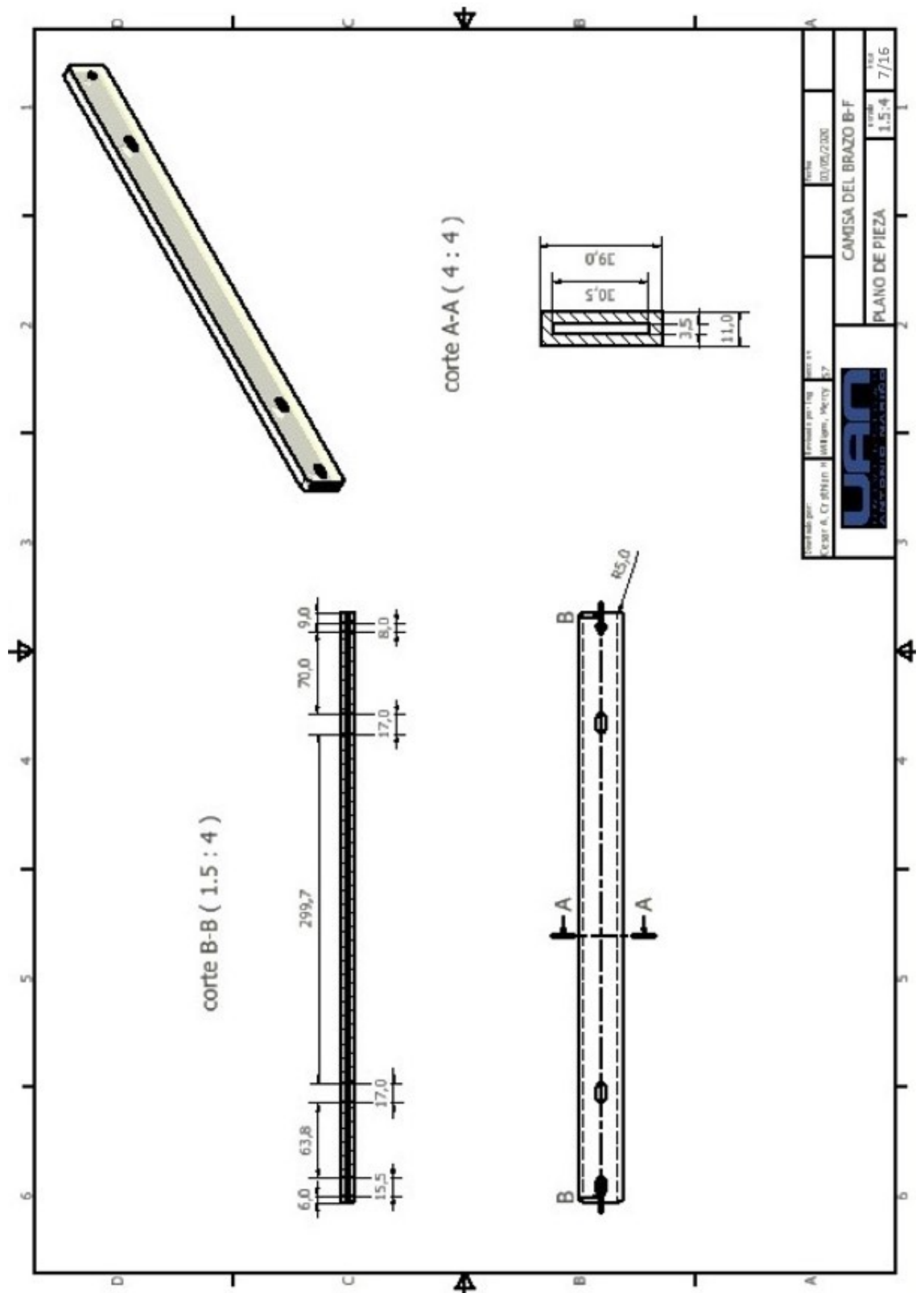
Centro de Investigación y Desarrollo en Ingeniería y Tecnología	Fecha	00/06/2008
Dr. Carlos A. Cruz	BASE DEL PROTOTIPO	
PLANO DE PIEZA	Escala	0.12:1
	Folio	2/16

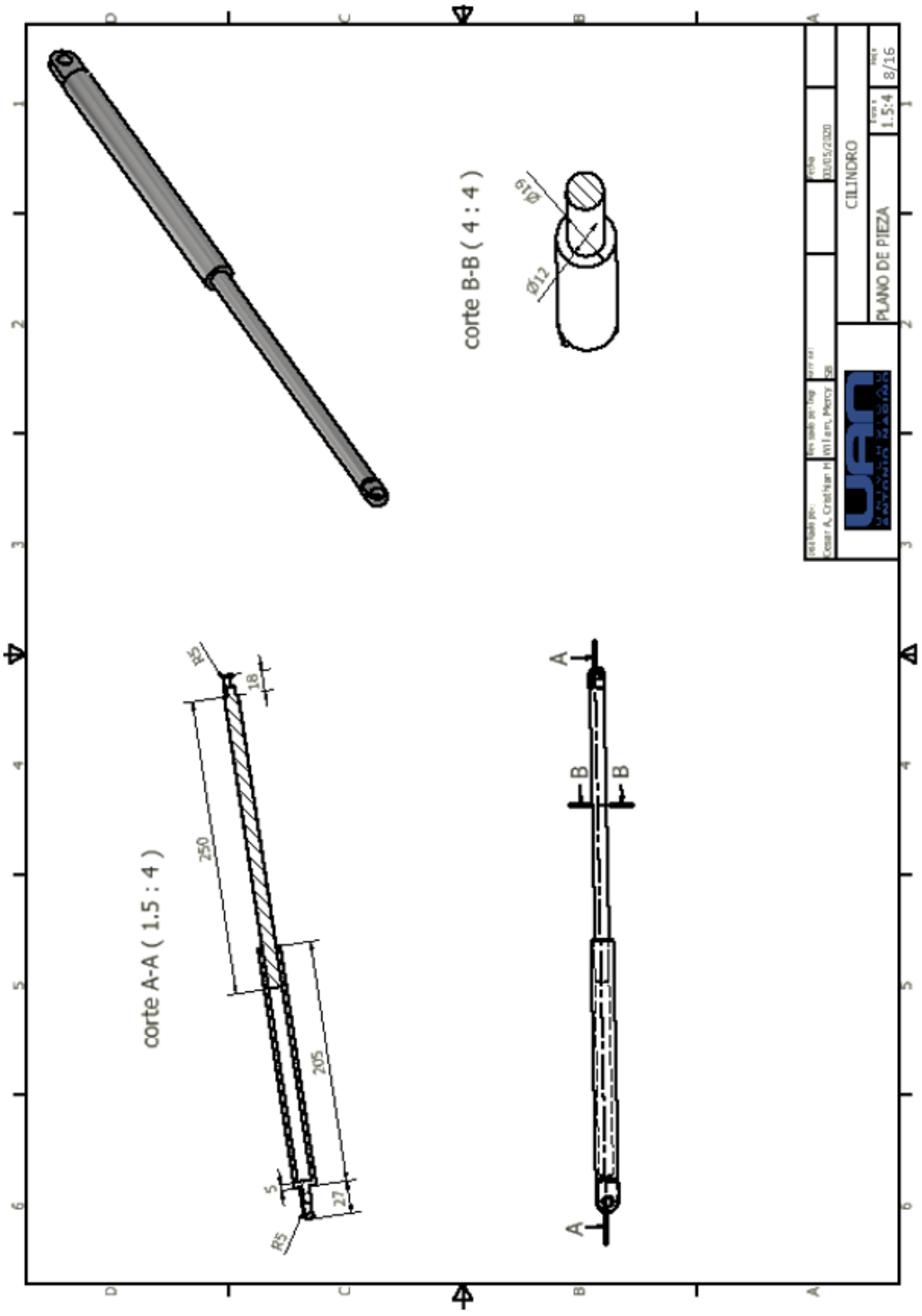


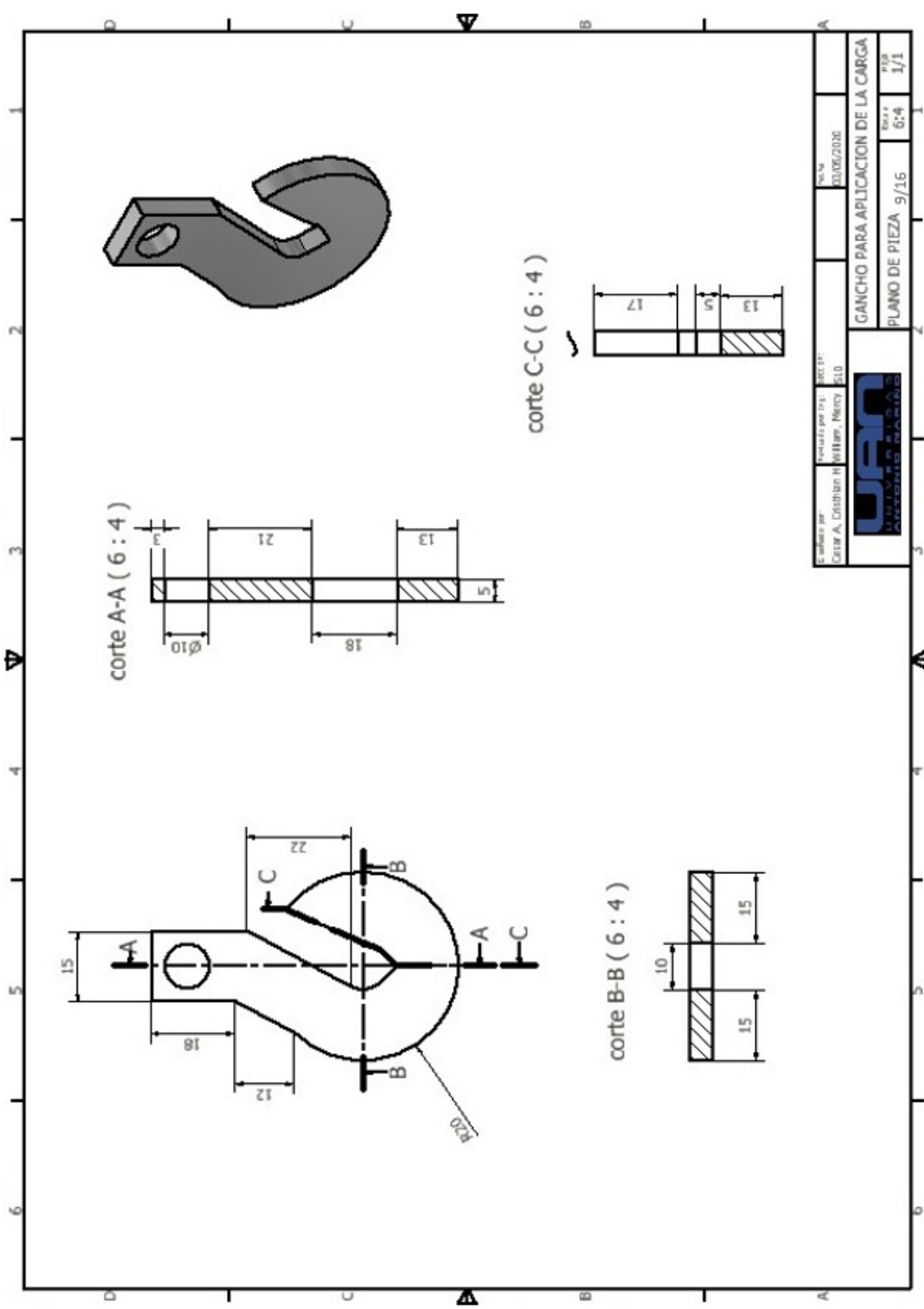


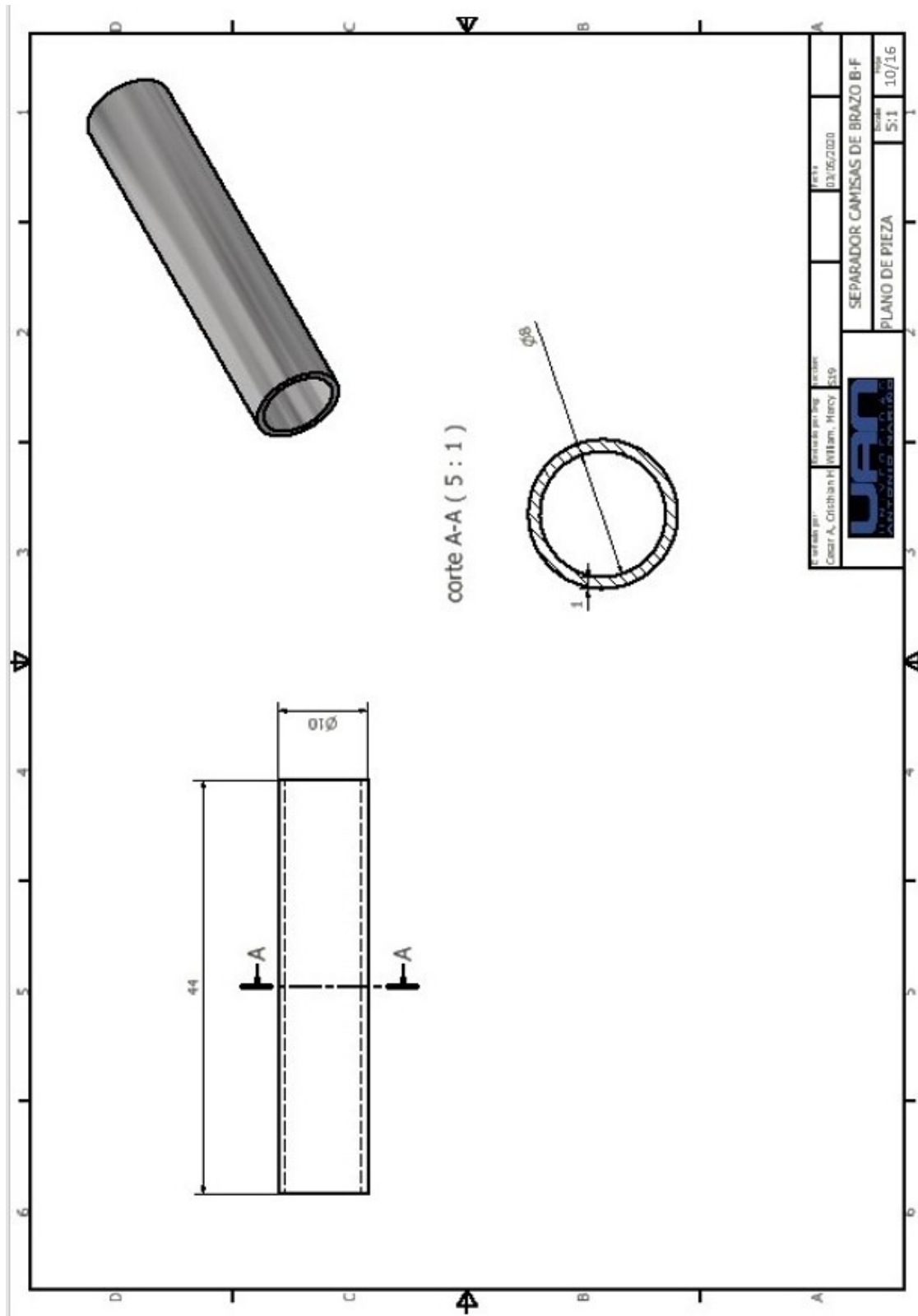


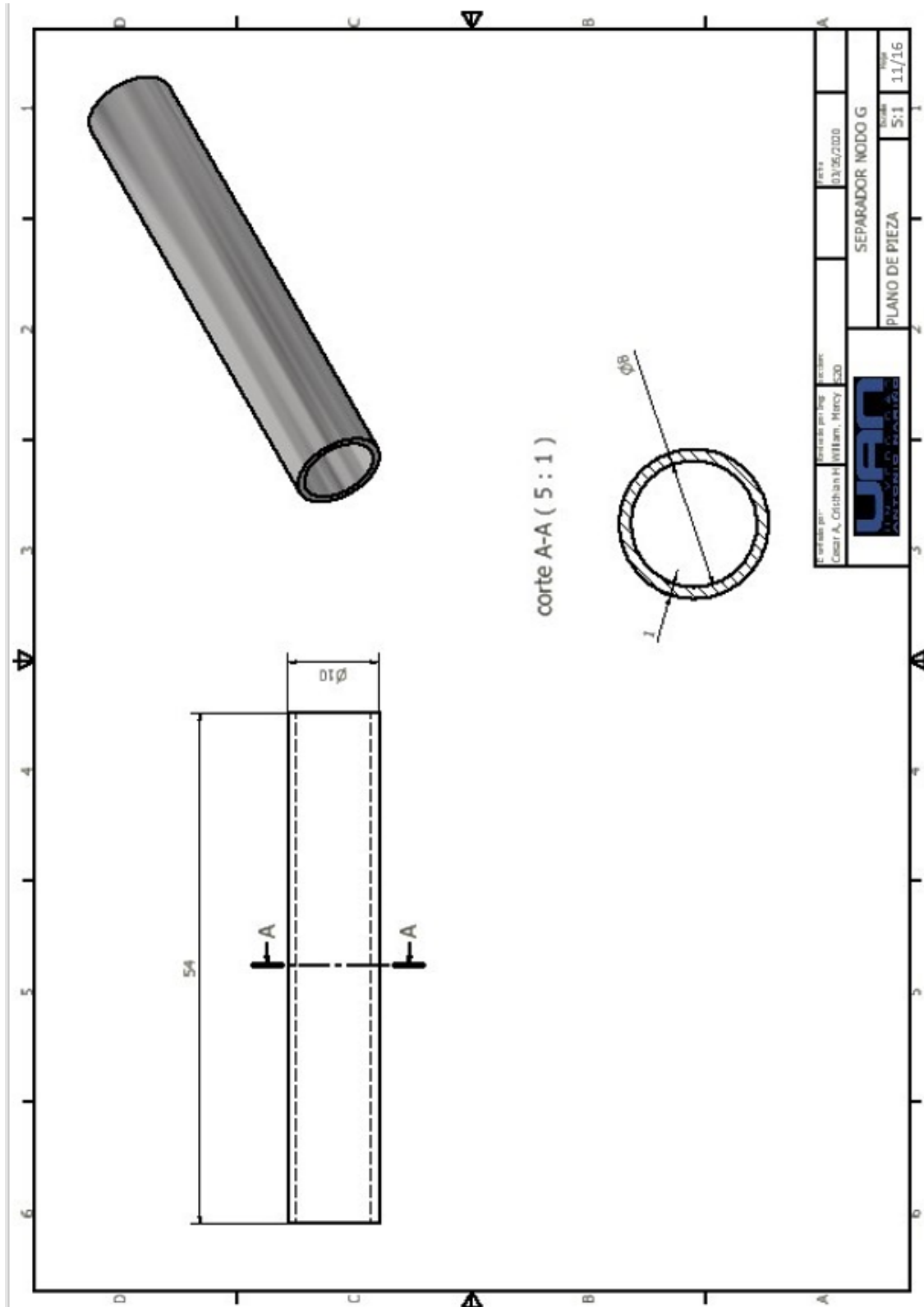


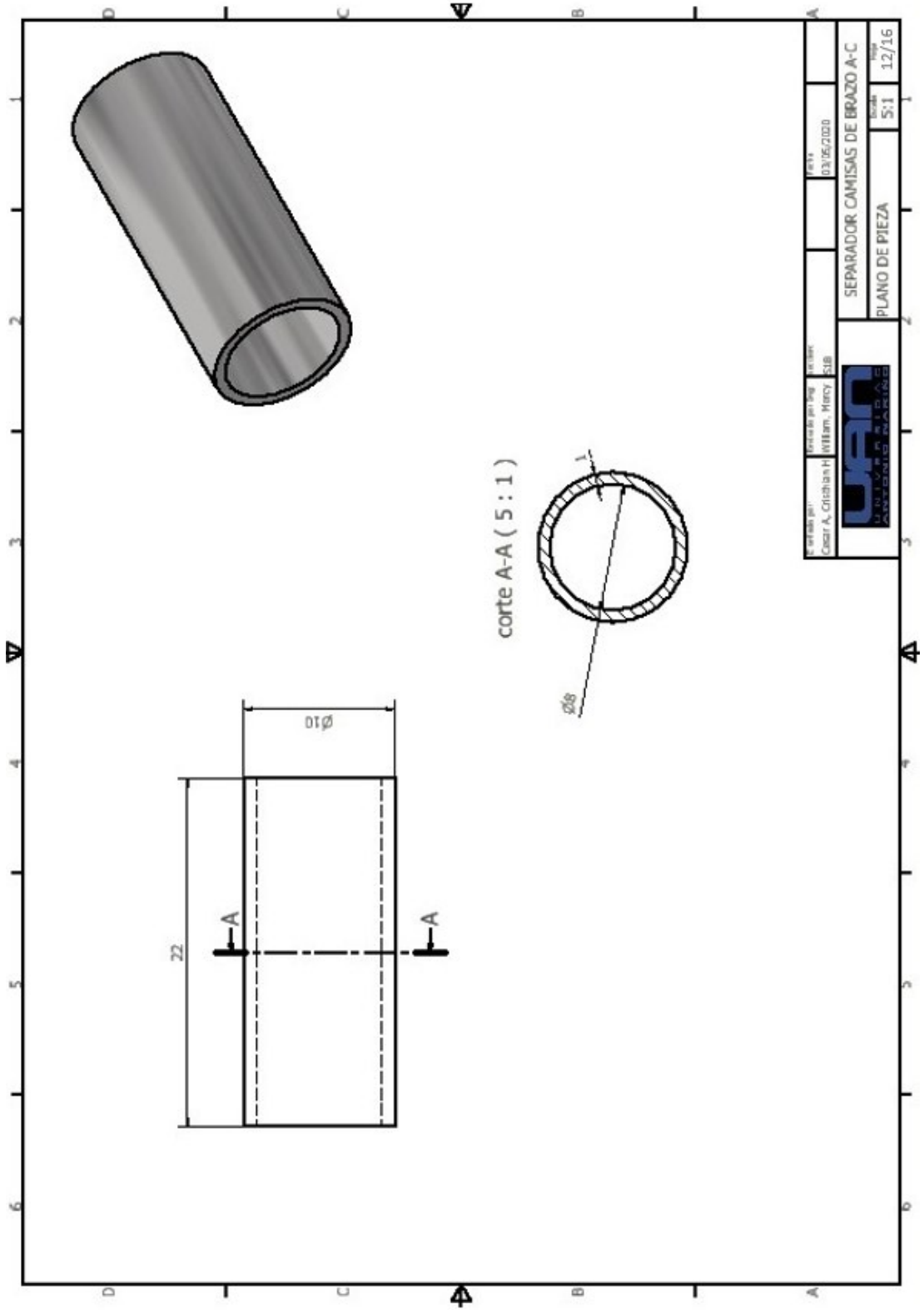




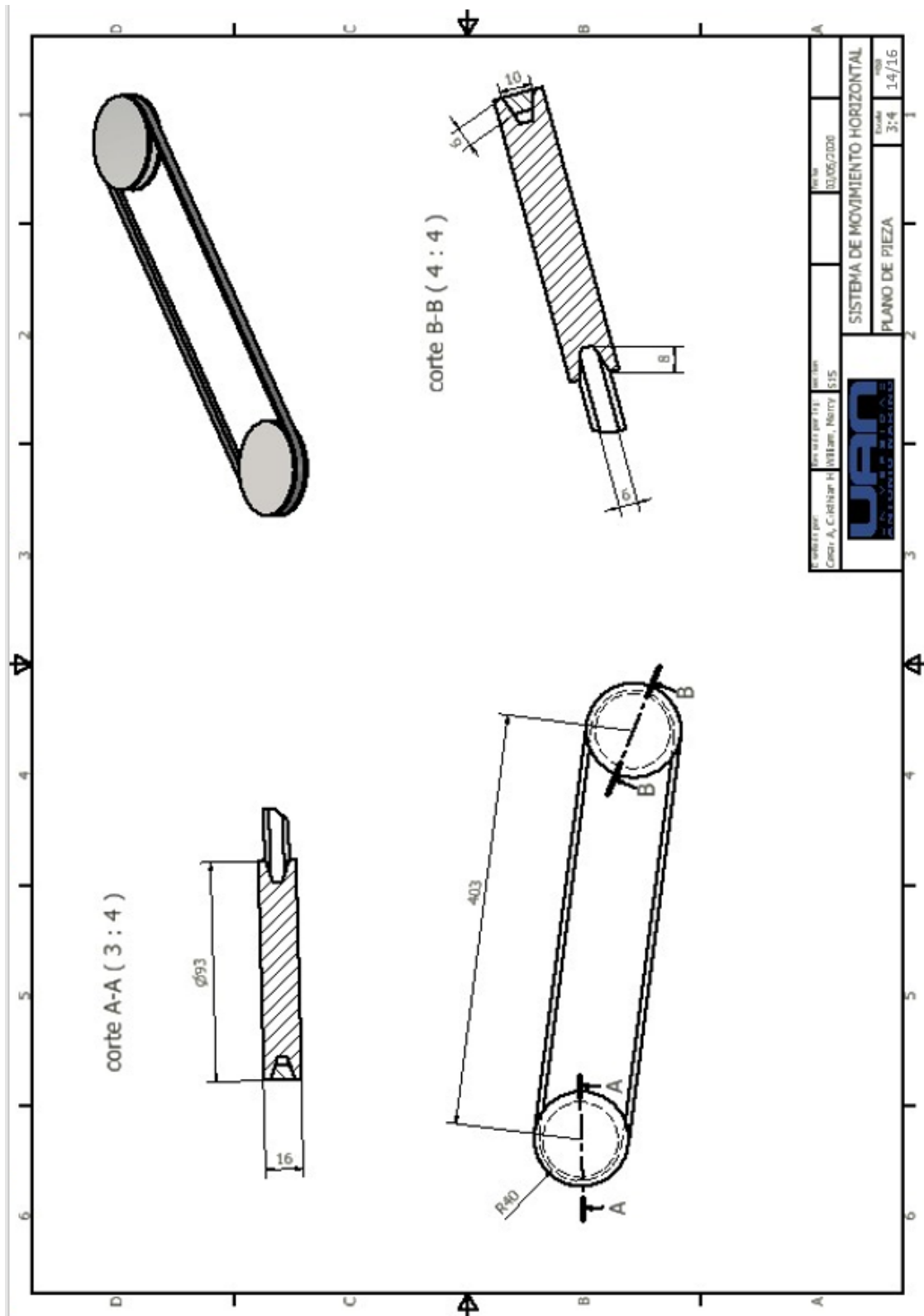


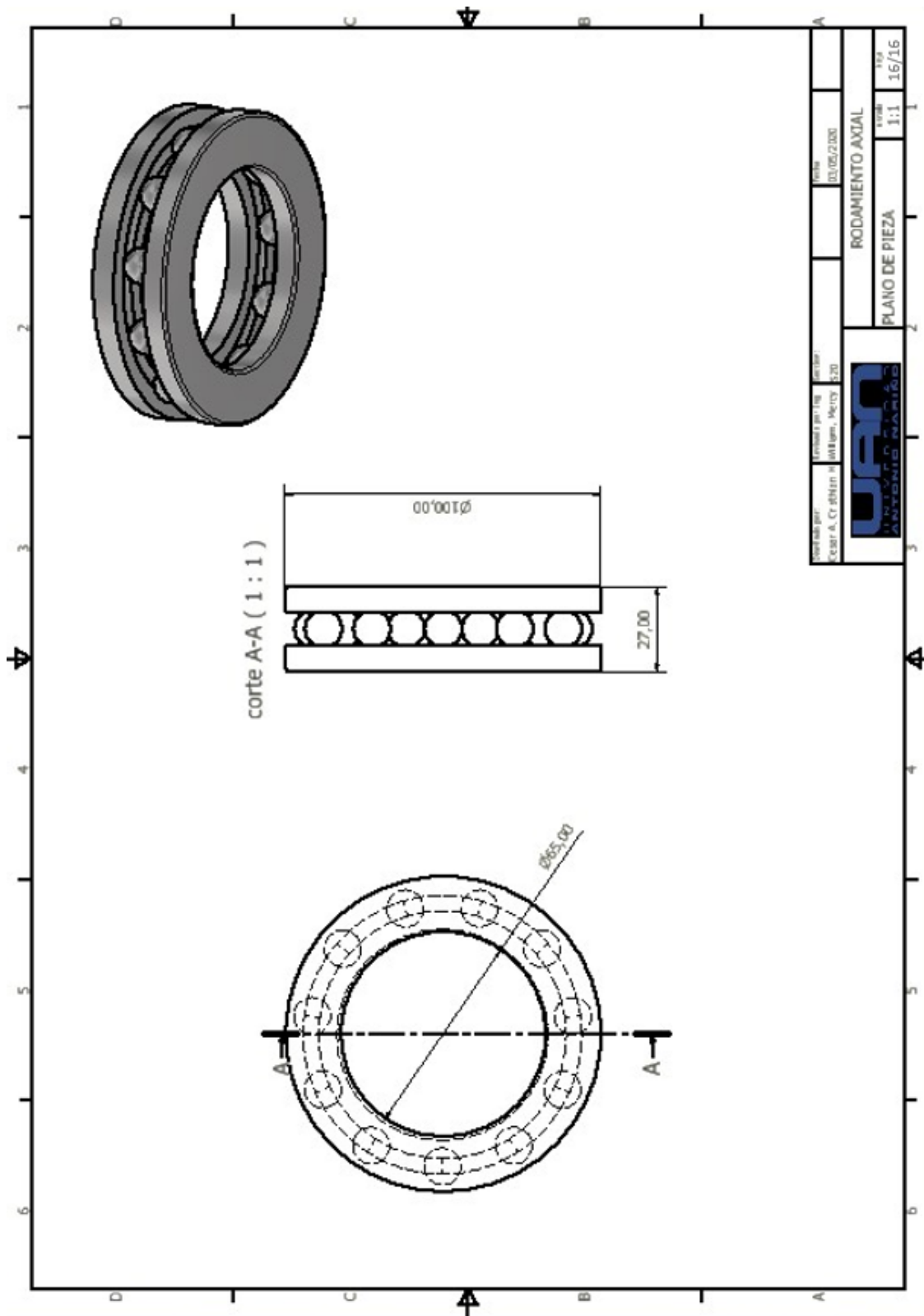






Elaborado por: Cesar A. Cricorian H. (William, Henry, SUB)	Revisado por: Cesar A. Cricorian H. (William, Henry, SUB)	Fecha: 03/05/2020	Proyecto: SEPARADOR CAMISAS DE BRAZO A-C
PLANO DE PIEZA		Escala: 5:1	Folio: 12/16





B. Anexo: Materiales asignados para la simulación del prototipo

NOMBRE	POLIETILENO, ALTA DENSIDAD	
General	Densidad de masa	0,952 g/cm ³
	Límite de elasticidad	20,67 MPa
	Resistencia máxima a tracción	13,78 MPa
Tensión	Módulo de Young	0,911 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,392 su
	Módulo cortante	0,327227 GPa
Nombre(s) de pieza	Secciones brazo superior para medición de fuerzas Secciones brazo inferior para medición de fuerzas base circular apoyos de los brazos	

Nombre Plástico PET		
General	Densidad de masa	1,541 g/cm ³
	Límite de elasticidad	54,4 MPa
	Resistencia máxima a tracción	55,1 MPa
Tensión	Módulo de Young	27,579 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,417 su
	Módulo cortante	9,73149 GPa
Nombre(s) de pieza	camisas Secciones brazo superior camisas Secciones brazo inferior	

NOMBRE		ACERO, CARBONO
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	420 MPa
Tensión	Módulo de Young	200 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	77,5194 GPa
Nombre(s) de pieza	arandelas separadores de camisas tornillos tuercas gancho para aplicación de cargas	

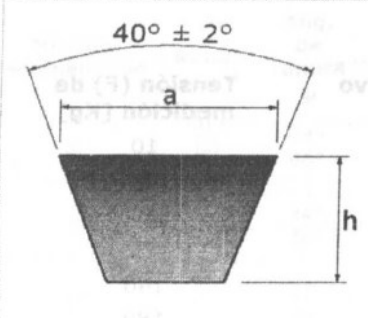
C. Anexo: Diagrama de estado del circuito neumático diseñado

Denominación del componente	Marca	0 2 4 6 8 10 12
Cilindro doble efecto	1.0	<p>100 80 60 40 20 mm</p>
Cilindro doble efecto	2.0	<p>100 80 60 40 20 mm</p>
Válvula de 5/3 vías	3.0	<p>a 0 b</p>

D. Anexo: Tablas de parámetros para la selección del sistema de transmisión de movimiento por correa en V

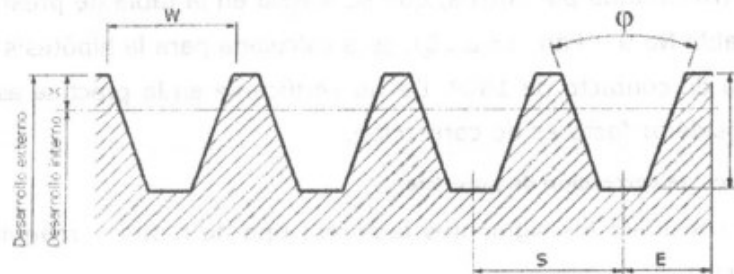
SECCIONES

Las correas trapecoidales para uso industrial se fabrican en secciones normalizadas que se indican a continuación:



Sección	a		h	
	[mm]	[pulg]	[mm]	[pulg]
O	10	0.391	6	0.236
A	13	0.512	8	0.315
B	17	0.669	11	0.433
C	22	0.866	14	0.551
D	32	1.260	19	0.748
E	38	1.496	25	0.984

TABLA No. 1. Dimensiones de sección para correa trapecoidal. Según Normas IRAM 113 113 RMA.

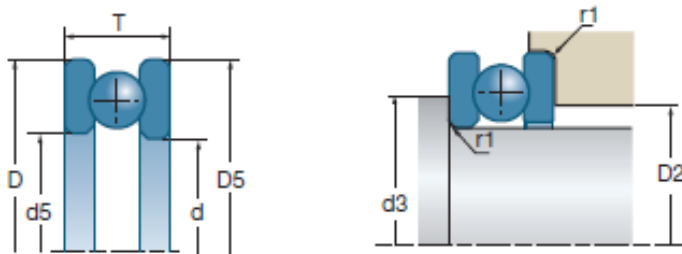





Correa	Diámetro primitivo [mm]			Ranuras normales					Ranuras profundas				
	Mínimo recomendado	Rango	Ang. de ranura Φ	W	D	X	S	E	W	D	X	S	E
O	60	50 a 80 > 80	34° 36°	10	9.5	2.5	12	8	--	--	--	--	--
A	75	66 a 137 > 137	34° 38°	12.6 12.8	12.5	3.2	15.9	9.5	15 15.5	16.4	7.1	19	11.1
B	137	117 a 178 > 178	34° 38°	16.2 16.5	14.7	4.4	19	12.7	19 19.7	19.3	9	22.2	14.3
C	229	178 a 203 203 a 305 > 305	34° 36° 38°	23.3 22.5 22.7	19.8	5.1	25.4	17.5	27 27.6 28.1	27.6	12.8	31.7	20.6
D	330	305 a 330 330 a 432 > 432	34° 36° 38°	32 32.3 32.6	26.7	7.6	36.5	22.2	38.4 39.1 39.8	37.2	18.2	44.4	27
E	533	457 a 609 > 609	36° 38°	38.8 39.2	33	10.2	44.5	28.6	46.1 47	44.3	21.5	52.4	33.3

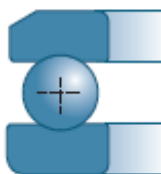
TABLA No. 5. Dimensiones de las poleas.





E. Anexo: Tablas de parámetros para la selección de rodamientos

Rodamientos axiales de bolas

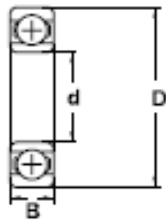


d		d5	D	D5	T		
mm	Referencias	mm	mm	mm	mm	10 ⁴ N	10 ⁴ N
60	51112	62	85	85	17	41,40	113,00
	51312	62	110	110	35	124,00	270,00
65	51213	67	100	100	27	74,90	189,00
	51313	67	115	115	36	128,00	287,00
70	51114	72	95	95	18	43,10	127,00
	51214	72	105	105	27	76,10	199,00
75	51115	77	100	100	19	44,50	136,00
	51215	77	110	110	27	77,30	209,00
80	51116	82	105	105	19	44,60	141,00
	51216	82	115	115	28	78,50	219,00
	51416	83	170	170	68	317,00	751,00
85	51117	87	110	110	19	46,00	150,00
	51217	88	125	125	31	95,40	264,00
90	51118	92	120	120	22	59,70	190,00
100	51120	102	135	135	25	85,10	268,00
110	51122	112	145	145	25	87,30	288,00
120	51124	122	155	155	25	88,90	308,00
130	51126	132	170	170	30	119,00	406,00
150	51130	152	190	188	31	123,00	448,00
160	51132	162	200	198	31	125,00	476,00



 Referencias	 r.p.m.*	 r.p.m.*	d_3 min mm	D_2 máx mm	r_1 máx mm	 kg
51112 51312	3200 1900	4200 2500	75 90	70 80	1,00 1,10	0,257 1,450
51213 51313	2400 1800	3200 2400	86 95	79 85	1,00 1,10	0,729 1,550
51114 51214	2800 2200	3800 3000	85 91	80 84	1,00 1,00	0,354 0,783
51115 51215	2700 2200	3500 3000	90 96	85 89	1,00 1,00	0,398 0,827
51116 51216 51416	2700 2000 890	3500 2700 1200	95 101 133	90 94 116	1,00 1,00 2,10	0,430 0,908 7,300
51117 51217	2700 2000	3500 2700	100 109	95 101	1,00 1,00	0,442 1,300
51118	2000	2700	108	102	1,00	0,598
51120	2000	2700	121	114	1,00	0,974
51122	1900	2500	131	124	1,00	1,060
51124	1600	2100	141	134	1,00	1,140
51126	1400	1900	154	146	1,00	1,740
51130	1300	1800	174	166	1,00	2,000
51132	1300	1800	184	176	1,00	2,100

Rodamientos Rígidos de Bolas



standard or flanged	Dimension (mm)			Designation/Type			* Load Rating		* Limiting Speed x1000rpm (open & 2Z) Grease	Weight (g) approx.
	d	D	B	Open	2Z	2RS/2TS	C, dyn. N	C, stat. N		
				Chrome Steel	Chrome Steel	Chrome Steel				
standard	50.0	130.0	31.0	6410	-	-	87000	51500	5.2	1900 g
standard	55.0	90.0	11.0	16011	16011-2Z	16011-2RS	16800	14000	19.0	270 g
standard	55.0	90.0	18.0	6011	6011-2Z	6011-2RS	28500	21200	7.5	410 g
standard	55.0	100.0	21.0	6211	6211-2Z	6211-2RS	43000	29000	6.7	630 g
standard	55.0	120.0	29.0	6311	6311-2Z	6311-2RS	76500	47500	5.3	1430 g
standard	55.0	140.0	33.0	6411	-	-	99500	62000	4.9	2300 g
standard	60.0	95.0	11.0	16012	16012-2Z	16012-2RS	20000	17600	17.0	280 g
standard	60.0	95.0	18.0	6012	6012-2Z	6012-2RS	29000	23200	7.0	430 g
standard	60.0	110.0	22.0	6212	6212-2Z	6212-2RS	52000	36000	6.0	810 g
standard	60.0	130.0	31.0	6312	6312-2Z	6312-2RS	81500	52000	5.0	1790 g
standard	60.0	150.0	35.0	6412	-	-	109000	70000	4.7	2750 g
standard	65.0	100.0	11.0	16013	16013-2Z	16013-2RS	21200	19600	16.0	300 g
standard	65.0	100.0	18.0	6013	6013-2Z	6013-2RS	30500	25000	6.3	460 g
standard	65.0	120.0	23.0	6213	6213-2Z	6213-2RS	60000	41500	5.3	1030 g
standard	65.0	140.0	33.0	6313	6313-2Z	6313-2RS	93000	60000	4.5	2180 g
standard	65.0	160.0	37.0	6413	-	-	120000	77000	4.5	3300 g
standard	70.0	110.0	13.0	16014	16014-2Z	16014-2RS	28000	25000	14.0	440 g
standard	70.0	110.0	20.0	6014	6014-2Z	6014-2RS	38000	31000	14.0	640 g

F. Anexo: Fuerzas obtenidas a partir de la simulación del prototipo

- Primera posición seleccionada:

	Hora (s)	Fuerza (Revolution:G) (...	Fuerza (Revolution:A...	Fuerza (Revolution:B(...
<input checked="" type="checkbox"/>	0,00000	12,74070	14,26247	19,13910
<input type="checkbox"/>	0,01000	12,67690	14,20740	19,08310
<input type="checkbox"/>	0,02000	12,66900	14,18200	19,05710





	Fuerza (Revolution:D) (...	Fuerza (Revolution:E) (...	Fuerza (Revolution:F(Gr...	Fuerza (Revolution:C...
	12,74190	14,26350	7,97687	4,90100
	12,67810	14,20844	7,91772	4,90138
	12,67030	14,18310	7,91201	4,90140





- Segunda posición seleccionada:

	Hora (s)	Fuerza (Revolution:G) ...	Fuerza (Revolution:A) (...	Fuerza (Revolution:B(...
<input checked="" type="checkbox"/>	0,00000	36,51040	21,33210	25,36290
<input type="checkbox"/>	0,01000	36,59460	21,24560	25,28125
<input type="checkbox"/>	0,02000	36,78320	21,17550	25,20180

	Fuerza (Revolution:D...	Fuerza (Revolution:E)...	Fuerza (Revolution:F(...	Fuerza (Revolution:C...
	36,51300	21,33410	32,69276	4,90431
	36,59720	21,24760	32,77630	4,90374
	36,78590	21,17750	32,98210	4,90395

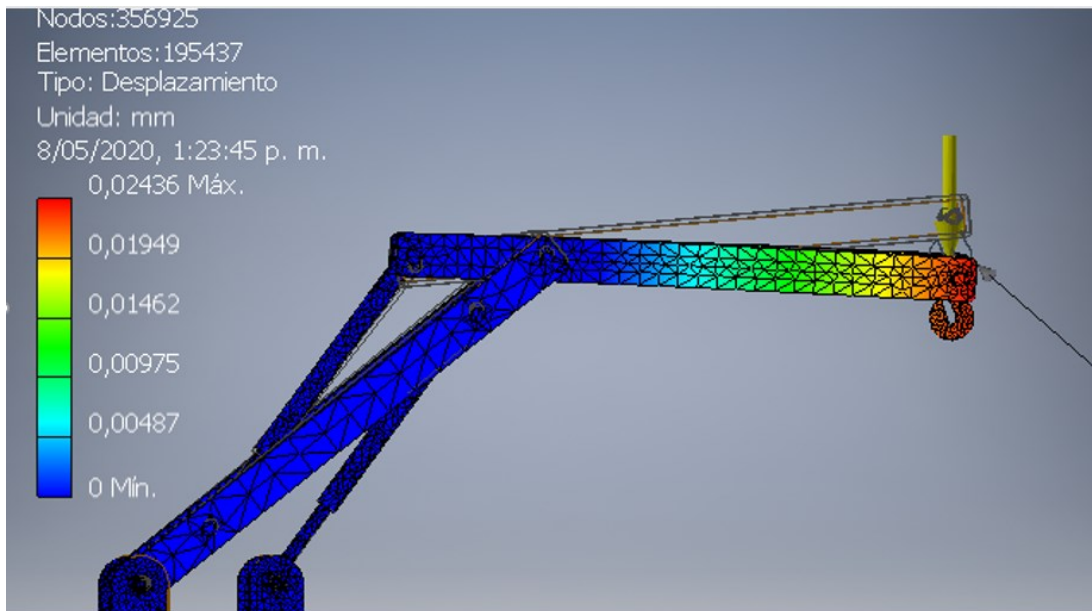
- Tercera posición selccionada:

	Hora (s)	 Fuerza (Revolution:G...	 Fuerza (Revolution:A...	 Fuerza (Revolution:B(W...
<input checked="" type="checkbox"/>	0,00000	23,75010	5,34057	9,67768
<input type="checkbox"/>	0,01000	23,79110	5,40150	9,74643
<input type="checkbox"/>	0,02000	23,83720	5,51552	9,86985

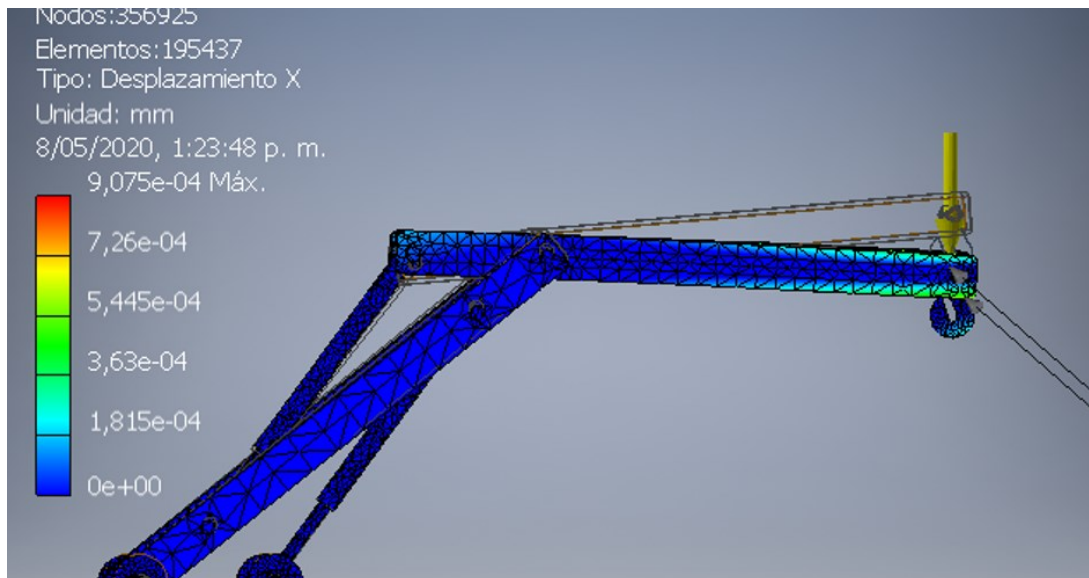
 Fuerza (Revolution:D) (N)	 Fuerza (Revolution:E...	 Fuerza (Revolution:F(G...	 Fuerza (Revolution:C...
23,75275	5,34510	20,11680	4,90674
23,79370	5,40606	20,13810	4,90909
23,83980	5,52011	20,15500	4,91054

G. Anexo: Desplazamiento de la estructura a partir de la simulación

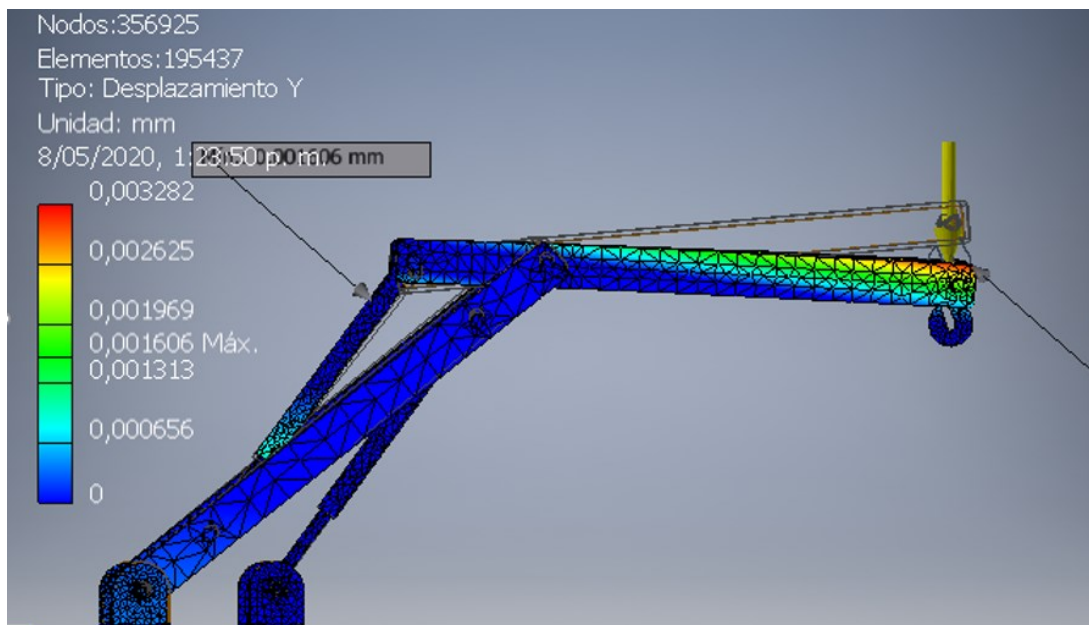
- Desplazamiento en el eje z:



- Desplazamiento en el eje x:



- Desplazamiento en el eje y:



Bibliografía

- [1] J. L. Meriam y L. G. Kraige, *Mecánica para ingenieros. Estática*. Reverté, 1997.
- [2] F. P. Beer, E. R. Johnston, y J. Vilardell, *Mecánica vectorial para ingenieros: Estática*. McGraw-Hill, 1997.
- [3] V. H. Heyward, *EVALUACIÓN Y PRESCRIPCIÓN DEL EJERCICIO*. Paidotribo, 2006.
- [4] M. G. Miguel y E. M. Bolado, *Instrumentación electrónica: transductores y acondicionadores de señal*. Ed. Universidad de Cantabria, 2015.
- [5] L. G. C. Ramírez, G. S. A. Jiménez, y J. M. Carreño, *Sensores y Actuadores*. Grupo Editorial Patria, 2014.
- [6] L. M. C. FILIU, *Automatismos neumáticos e hidráulicos*. Paraninfo, 2018.
- [7] R. L. Mott y V. G. Pozo, *Diseño de Elementos de Maquinas - Con 1 CD*. Pearson/Educación, 2006.
- [8] A. E. de N. y Certificación, *UNE-EN ISO 14632: láminas extruidas de polietileno (PE-HD): requisitos y métodos de ensayo: (ISO 14632:1998)*. AENOR, 1999.
- [9] APQUA, *Los Plásticos en Nuestra Sociedad: Guía Del Profesor*. Reverté, 1995.