



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**  
**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO**  
**DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXPANSOR  
COMPRESOR DE AIRE COMO BASE PARA EL DESARROLLO FUTURO  
DE MÁQUINAS TRIATÉRMICAS”**

---

**AUTOR:** Oscar David Guerrero López

**TUTOR:** Ing. Javier García del Valle, PhD.

**AMBATO - ECUADOR**  
**Febrero - 2021**

## CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXPANSOR COMPRESOR DE AIRE COMO BASE PARA EL DESARROLLO FUTURO DE MÁQUINAS TRIATÉRMICAS.”**, elaborado por el Sr. Oscar David Guerrero López, portador de la cédula de ciudadanía: 1803836509, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Esta concluido en su totalidad.

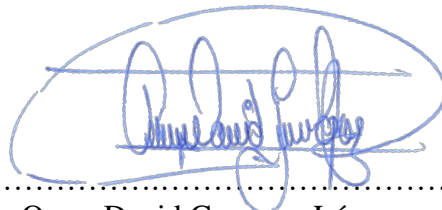
Ambato, Enero 2021

.....  
Ing. Javier García del Valle, PhD.  
**TUTOR**

## AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Yo, Oscar David Guerrero López, con C.I. 1803836509 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente Proyecto Técnico con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXPANSOR COMPRESOR DE AIRE COMO BASE PARA EL DESARROLLO FUTURO DE MÁQUINAS TRIATÉRMICAS”**, así como también las ideas, análisis, resultados, conclusiones y recomendaciones, son de mi exclusiva responsabilidad como autor de la investigación, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Febrero 2021



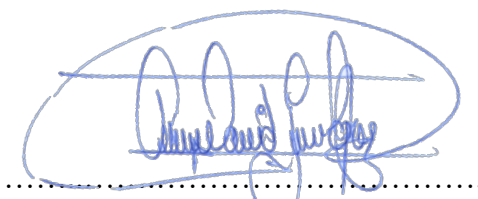
.....  
Oscar David Guerrero López  
C.I. 1803836509  
**AUTOR**

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Febrero 2021



Oscar David Guerrero López

C.I. 1803836509

**AUTOR**

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por el estudiante Oscar David Guerrero López, de la Carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXPANSOR COMPRESOR DE AIRE COMO BASE PARA EL DESARROLLO FUTURO DE MÁQUINAS TRIATÉRMICAS”**.

Ambato, Febrero 2021

Para constancia firman.

.....  
Ing. Santiago Paúl Cabrera Anda Mg.  
**Miembro del Tribunal**

.....  
Ing. Luis Eduardo Escobar Luna Mg.  
**Miembro del Tribunal**

## DEDICATORIA

*“Porque escuchaste mis dudas y tus consejos me hicieron mejor”*

*Con mucho cariño, gratitud y aprecio este proyecto va dedicado a mi madre Hilda Angelita López quien gracias a su apoyo incondicional a sabido guiarme, alentarme para alcanzar mis sueños, ¡Madre esto es por ti y para ti!*

*A mis abuelitos Alcides y Violeta quienes me inculcaron excelentes valores y a pesar de las circunstancias celebran conmigo este logro desde el cielo.*

## AGRADECIMIENTO

*Quiero extender mi más sincero agradecimiento al Ing. Javier García del Valle PhD. por ser mi mano derecha guía y mentor durante el desarrollo del presente proyecto técnico.*

*A la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por permitirme formarme en tan noble institución.*

*A todos los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica por su paciencia y dedicación por transmitirme sus conocimientos y sabiduría a lo largo de toda mi formación académica.*

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN .....	ii
AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN .....	iii
DERECHOS DE AUTOR .....	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	v
DEDICATORIA .....	vi
AGRADECIMIENTO .....	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO .....	viii
RESUMEN EJECUTIVO .....	xii
EXECUTIVE SUMMARY .....	xiii
CAPÍTULO I.....	1
1. ANTECEDENTES.....	1
TEMA .....	1
1.1. OBJETIVOS .....	4
1.1.1. Objetivo General: .....	4
1.1.2. Objetivos Específicos:.....	4
1.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	4
1.2.1. Ciclo de Rankine .....	4
1.3. Expansores. ....	6
1.4. Clasificación de los expansores. ....	6
1.4.1. Expansores volumétricos. ....	6
1.4.2. Expansores rotativos. ....	7
1.4.3. Expansores rotativos de paletas. ....	7
1.4.4. Expansores rotativos de tornillo.....	8
1.4.5. Turbinas axiales y radiales .....	9
1.4.6. Expansores tipo voluta. ....	9
1.4.7. Expansores tipo rotatorio. ....	10



CAPÍTULO II .....	12
2. METODOLOGÍA .....	12
2.1. Materiales .....	13
2.1.1. Aluminio .....	13
2.1.2. Hierro fundido .....	13
2.2. Componentes neumáticos. ....	13
2.3. Componentes eléctricos y electrónicos. ....	15
2.4. Diseño y construcción del prototipo. ....	18
2.4.1. Diseño de leva pistón. ....	19
2.4.2. Diseño de la ley de desplazamiento. ....	20
2.4.3. Condiciones de continuidad en la ley de desplazamiento. ....	20
2.5. Diseño de válvula. ....	21
2.6. Cálculos termodinámicos a realizar. ....	23
CAPÍTULO III .....	26
3.1. Resultado y Discusión. ....	26
3.2. Análisis y discusión de los resultados. ....	26
3.2.1. Graficas de datos obtenidos. ....	27
3.2.2. Datos medidos superpuesto la curva teórica de desplazamiento del pistón. 31	
3.2.3. Potencia indicada instantánea del pistón. ....	36
CAPÍTULO IV .....	45
4.1. Conclusiones. ....	45
4.2. Recomendaciones. ....	45
C. MATERIALES DE REFERENCIA .....	46
ANEXOS .....	47

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: ciclo Rankine .....	5
Figura 2: tipos de expansores. ....	6
Figura 3: expansor rotativo de paletas. ....	7
Figura 4: expansor de tornillo. ....	8

Figura 5: proceso de expansión.....	9
Figura 6: proceso de expansión de un expansor tipo voluta. ....	10
Figura 7: configuración de un expansor tipo voluta.....	10
Figura 8: expansor rotatorios .....	11
Figura 9: eficiencia del desplazamiento Vs relación de presión .....	11
Figura 10: diseño de prototipo .....	12
Figura 11: diagrama de funcionamiento .....	12
Figura 12: esquemas electrónicos .....	15
Figura 13: longitud de onda según los pulsos .....	15
Figura 14: sistema SCADA.....	16
Figura 15: partes del cilindro - pistón. ....	19
Figura 16: leva cilíndrica .....	19
Figura 17: diseño de leva cilíndrica .....	21
Figura 18: válvula principal. ....	21
Figura 19: sección de válvula.....	22
Figura 20: eje de distribución.....	22
Figura 21: comportamiento ideal de la presión medida .....	24
Figura 22: caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s] .....	27
Figura 23: caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s]. ....	27
Figura 24: caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T[s]. ....	28
Figura 25: caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s]. ....	28
Figura 26: caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s]. ....	29
Figura 27: caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s]. ....	29
Figura 28: caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s]. ....	30
Figura 29: caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s]. ....	30
Figura 30: caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s]. ....	31
Figura 31: desplazamiento del pistón caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	32
Figura 32: desplazamiento del pistón caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s].....	32
Figura 33: desplazamiento del pistón caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	33
Figura 34: desplazamiento del pistón caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	33
Figura 35: desplazamiento del pistón caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s].....	34
Figura 36: desplazamiento del pistón caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	34

Figura 37: desplazamiento del pistón caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	35
Figura 38: desplazamiento del pistón caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s].....	35
Figura 39: desplazamiento del pistón caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	36
Figura 40: potencia indicada del pistón caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	37
Figura 41: potencia indicada del pistón caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s].....	37
Figura 42: potencia indicada del pistón caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	38
Figura 43: potencia indicada del pistón caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	38
Figura 44: potencia indicada del pistón caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s].....	39
Figura 45: potencia indicada del pistón caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	39
Figura 46: potencia indicada del pistón caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s].....	40
Figura 47: potencia indicada del pistón caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s].....	40
Figura 48: potencia indicada del pistón caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s].....	41
Figura 49: diseño termodinámico.....	41

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 características de los refrigerantes .....	5
Tabla 2 selección de componentes neumáticos.....	13
Tabla 3 selección de componentes electrónicos.....	16
Tabla 4 determinación de casos. ....	26
Tabla 5 caso 0.....	42
Tabla 6 caso 1.....	42
Tabla 7 caso 2.....	42
Tabla 8 caso 3.....	43
Tabla 9 caso 4.....	43
Tabla 10 caso 5.....	43
Tabla 11 caso 6.....	43
Tabla 12 caso 7.....	43
Tabla 13 caso 8.....	43

## RESUMEN EJECUTIVO

El requerimiento de realizar un prototipo de un expansor compresor nació con la necesidad de evaluar posibles elementos que permitan la generación de energía a pequeña escala y el futuro uso dentro de otras máquinas o sistemas que permitan aprovechar la energía residual emitida al ambiente.

Previo a la construcción de este prototipo se evaluó inicialmente un diseño que cumpla con los requerimientos para aprovechar los gases residuales emitidos por otras máquinas térmicas a escala micro mediante el uso de software.

Se realizó la construcción de un expansor de pistones de cámara doble con una potencia de salida máxima de 100 W. El prototipo junto con la instrumentación necesaria para obtener la presión indicada en los cilindros se construyó y fue probado en el laboratorio.

Se realizaron las mediciones de la presión indicada y la posición del pistón para una combinación de velocidades de giro y presiones de entrada. Tras el postproceso de datos se obtuvo rendimientos experimentales en el rango del 50 por ciento al 70 por ciento, acorde a los datos proporcionados por: JF Oudkerk, R Dickes, O Dumont y V Lemort, en otros estudios para otros tipos de expansores.

## EXECUTIVE SUMMARY

The requirement to make a prototype of a compressor expander was born with the need to evaluate possible elements that allow the generation of energy on a small scale and the future use within other machines or systems that allow to take advantage of the residual energy emitted to the environment.

Prior to the construction of this prototype, a design that meets the requirements to take advantage of the waste gases emitted by other thermal machines on a micro scale was initially evaluated through the use of CAD software.

A double chamber piston expander with a maximum output power of 100 W was built. The prototype together with the necessary instrumentation to obtain the indicated pressure in the cylinders was built and tested in the faculty's laboratory.

Measurements of indicates pressure and piston position were made for a combination of rotational speeds and inlet pressures. After data post- processing, experimental yields were obtained in the range of 50 percent to 70 percent, according to the data provided by JF Oudkerk, R Dickes, O Dumont y V Lemort, in other studies for other types of expanders.

## CAPÍTULO I

### 1. ANTECEDENTES

#### TEMA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE EXPANSOR COMPRESOR DE AIRE COMO BASE PARA EL DESARROLLO FUTURO DE MÁQUINAS TRIATÉRMICAS.”

#### ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Para la elaboración y desarrollo del presente proyecto técnico se cita algunas investigaciones las cuales indican información correlacionada que serán fundamentales como sustento en el desarrollo del presente proyecto.

En el año de 1926 el estudio realizado por Albert Einstein y Leó Szilard dieron a conocer un modelo de un refrigerador ecológico, el cual en conjunto con conocimientos de termodinámica generaba frío sin necesidad de utilizar movimiento mecánico, de este modo el uso de energía eléctrica no sería necesario, siendo la fuente primaria de energía un foco térmico de alta temperatura. El sistema empleaba agua, amoniaco y butano para su funcionamiento, estando sellado herméticamente. Dicha invención permitió la reducción de gases tóxicos como dióxido de azufre, cloruro de metilo etc. [1]

La investigación anterior marcó el precedente para el desarrollo de máquinas triatéricas de absorción, en las que un foco caliente, es capaz de retirar calor de un foco frío rechazando la suma de estos calores a un foco de temperatura intermedia. En la actualidad dichos equipos de refrigeración usan fluidos de trabajo con mezclas de agua/bromuro de litio y amoniaco/agua. Las principales aplicaciones para los equipos de agua y bromuro de litio son para aire acondicionado a diferencia de los equipos que usan amoniaco/agua, se usan comúnmente para plantas de refrigeración industrial. En el caso del agua/bromuro de litio las disoluciones salinas limitan las temperaturas de operación en el ciclo de absorción las temperaturas en las que pueden operar varían entre los 150 °C para generación 5°C para el evaporador y 35°C para el absorbedor y condensador, debido a estas características.

A diferencia de las máquinas de absorción, el objetivo de la presente investigación es el desarrollo de máquinas triatéricas mecánicas, en que existe un compresor y un expansor. Dicha tipología de máquina ha sido poco estudiada en la literatura, siendo el expansor el elemento menos común y en el que se basará la siguiente investigación bibliográfica.

En el estudio realizado por JF Oudkerk, R Dickes, O Dumont y V Lemort, de la universidad de Lieja, “Experimental Performance Of A Piston Expander In A Small Scale Organic Rankine Cycle” publicado en la revista IOPSCIENCE realizaron un experimento donde manifiestan que los expansores volumétricos son óptimos para aplicaciones en el campo en el desarrollo de sistemas de energía a pequeña escala para el aprovechamiento de calor y energía solar. Dicho experimento se montó en un banco de pruebas de ORC usando R245fa. El modelo presentado necesita de entradas: la del suministro y las presiones de escape, el suministro y la temperatura ambiente y la velocidad de rotación. En el estudio realizado arrojó una eficiencia mecánica de 53 % y una potencia de 2 kW.[2]

Por otra parte, en el artículo realizado por S. Quoilin, M. Van Den Broek, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems” realizan un estudio enfocado en diferentes aplicaciones donde se puede utilizar un ciclo ORC. El ciclo orgánico de Rankine es adecuado para recuperar el calor debajo grado y la posibilidad de ser implementados en plantas de energía de menor capacidad. Un efecto beneficioso es la intensidad energética de los procesos industriales donde principalmente la instalación de un ORC puede convertir el calor residual en electricidad permitiendo un mejor aprovechamiento de la energía, a este enfoque se lo conoce como producción combinada de calor y energía (CHP). Un claro ejemplo es la utilización de combustibles fósiles para la generación de energía la cual durante el proceso de combustión en los vehículos esta energía se pierde al exterior por medio de fuentes de calor, con la utilización de un ciclo ORC se puede tener ventaja aprovechando estas pérdidas de calor y enfocándolas en la producción combinada de calor o como energía para el vehículo.[3]

El diseño de un ciclo Rankine orgánico es netamente más sencillo que el ciclo Rankine de vapor donde ciertos componentes se eliminan, como el tambor de agua-vapor conectado la caldera. Un intercambiador de calor solo se puede usar para llevar a cabo

las tres fases de evaporación: precalentamiento, vaporización y sobrecalentamiento. Otra clave fundamental es que los fluidos y máquinas de expansión son la herramienta principal de la tecnología ORC donde se puede utilizar máquinas de desplazamiento positivo para aplicaciones de pequeña escala.

En el artículo realizado por M. Bianchi, L. Branchini, “Experimental Analysis Of A Micro-Orc Driven By Piston Expander For Low Grade Heat Recovery” menciona un método para mejorar la eficiencia térmica mediante la eliminación del conjunto de cigüeñal y las pérdidas por fricción asociados; esto se puede lograr mediante la implementación de una arquitectura de pistón libre del expansor que también ofrecen otras ventajas de construcción y ayuda a reducir los costos de fabricación. El diseño es similar a un sistema de vapor-expansor tradicional, donde un vapor caliente se inyecta en la cavidad a través de una válvula para producir un trabajo por el movimiento lineal del pistón.[4]



## **1.1. OBJETIVOS**

### **1.1.1. Objetivo General:**

- Determinar el rendimiento termodinámico de un expansor compresor utilizando aire como fluido de trabajo en diferentes condiciones de trabajo.

### **1.1.2. Objetivos Específicos:**

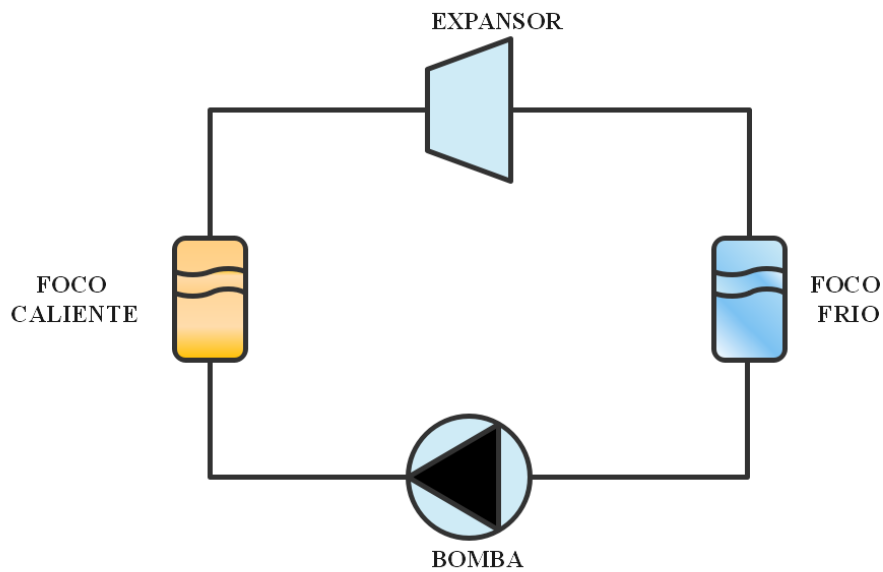
- Diseño y construcción de prototipo.
- Implementación de un sistema SCADA para la medición en tiempo real de presión, temperatura y caudal.
- Evaluar mediante cálculos termodinámicos la eficiencia del sistema.

## **1.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA**

### **1.2.1. Ciclo de Rankine**

El ciclo estándar de Rankine con agua se emplea de forma extensiva a altas temperaturas. El inconveniente es cuando existen fuentes de baja temperatura. Por baja temperatura nos referimos a rangos entre 60 °C a 120 °C. En este caso con agua la relación de presiones es muy baja no siendo factible el uso de turbinas o cualquier otro expansor. La sustitución del agua por otra sustancia habitualmente orgánica produce rangos de presión aceptables para el empleo de expansores volumétricos o turbinas. Los refrigerantes habitualmente usados son el R134A y R245FA.

La descripción de un ciclo orgánico de Rankine la podemos encontrar en la Figura 1, donde se puede ver el foco frío, el foco caliente, el expansor y la bomba. De todos los componentes, a nivel de microescala, el elemento menos tecnificado es el expansor, objeto de este estudio.



**Figura 1: ciclo Rankine**

**Fuente: Autor**

En la Tabla 1 se han incluido refrigerantes comunes y el rango de presiones y ratio entre presión alta y baja para temperaturas de 80°C y 30°C de foco caliente y frío respectivamente. Estas temperaturas se encontrarían por ejemplo en la recuperación de calor en el sector automotriz. Se puede observar que la baja presión del agua le hace inservible, mientras que el resto de refrigerantes tienen un rango aceptable. Los ratios de presiones oscilan entre 3 a 4.

**Tabla 1 características de los refrigerantes**

Característica Refrigerante	60°C PRESIÓN ALTA	30°C PRESIÓN BAJA [MPa]	RATIO
R134A	2,63	0,77	3,4
R245A	0,789	0,177	4,45
AGUA	0,0474	0,00425	11,15
PROPANO	3,17	1,07	2,92
BUTANO	1,01	0,28	3,6

### 1.3. Expansores.

El dispositivo de expansión se considera como uno de los componentes más importantes el cual resalta dentro del ciclo de producen energía mecánica, debido a que influye consideradamente en el rendimiento de ciclos. Dentro de la clasificación de los expansores tenemos a los siguientes: dinámico como por ejemplo las turbomáquinas y volumétricos como por ejemplo los expansores rotativos y alternativos.

Para el desarrollo del presente prototipo se realizó un análisis previo de los diferentes expansores que se encuentran en el mercado tomando en consideración diversas características que son de gran importancia al momento de poder elegir un expansor.

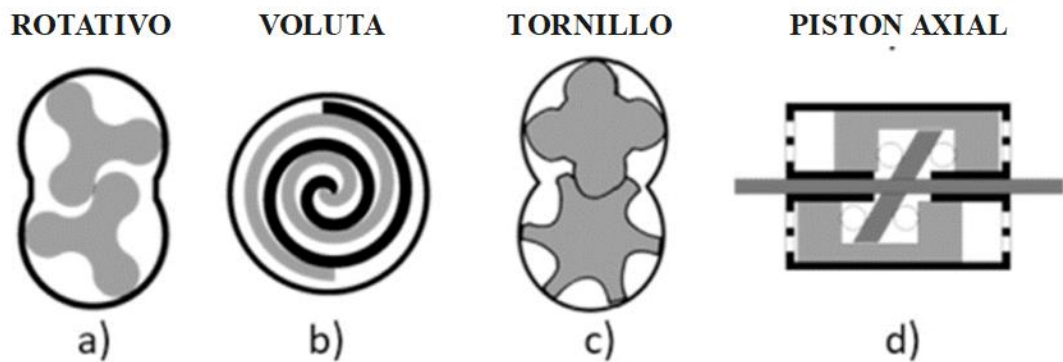


Figura 2: tipos de expansores.

### 1.4. Clasificación de los expansores.

#### 1.4.1. Expansores volumétricos.

Los expansores volumétricos desplazan una cantidad de flujo desde un volumen menor a otro mayor. Entre las principales características de los expansores volumétricos tenemos las siguientes: que permiten el trabajo en elevadas relaciones de presión, amplio rango de frecuencia de giro y bajo coste para bajos rangos de potencia mecánica.

Durante los últimos años se ha recurrido notablemente en el uso de expansores volumétricos para la producción de energía debido a que tienen mejor comportamiento que las turbomáquinas en rangos bajos de potencia.[5]

Este tipo de expansores se utiliza cuando se requiere producir potencia mecánica a mayor escala con un par de arranque alto y bajas frecuencias de giro. La potencia

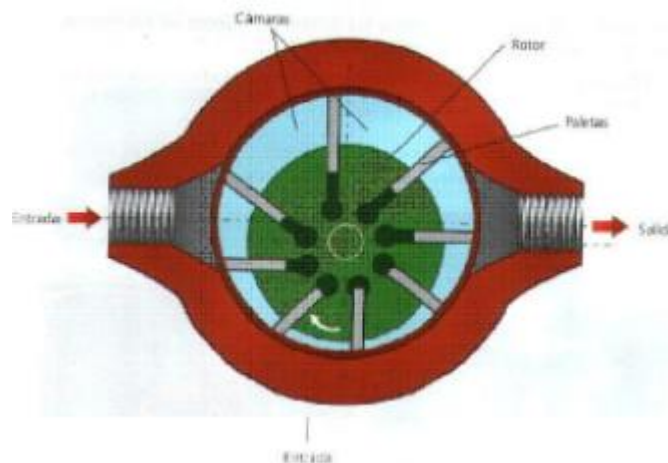
mecánica depende principalmente de la presión de entrada, número de pistones, área de pistón, carrera y velocidad.

#### 1.4.2. Expansores rotativos.

Realizan el proceso de expansión a partir de un movimiento rotativo constante limitando la acumulación de fluido dentro del expansor, haciendo que el caudal masico en la admisión y descarga sea constante. Los expansores rotativos se consideran como los más adecuados para la producción de energía de baja potencia, los más utilizados en ciclos de potencia son los de paleta, rotativo, tornillo pistón y voluta.[5]

#### 1.4.3. Expansores rotativos de paletas.

Básicamente están constituidos por una cavidad cilíndrica que hace de estator y dentro de la cual se mueve excéntricamente un rotor dotado de unas ranuras que alojan unas paletas rectangulares que se mueven linealmente. El principio de funcionamiento empieza al desplazar el gas que entra a la cavidad cilíndrica, atrapándolo en el espacio que forman las paletas y la pared de la cavidad. Al rotar, el volumen de las cámaras entre las paletas aumenta disminuye dependiendo del sentido de giro produciendo de esta manera que el gas se expanda o se comprima.



**Figura 3: expansor rotativo de paletas.**

La fiabilidad es muy baja de estos expansores debido a que las paletas no soportan condensaciones del fluido porque ocasionan vibraciones las cuales afectan a los ejes bujes y paletas. Además, a bajas frecuencias de giro las paletas empiezan a vibrar disminuyendo la vida útil del componente.

El desarrollo de un prototipo de un expensor de paletas a partir de la modificación de una bomba de lubricación se obtuvieron rendimientos isentrópicos del 43% y rendimientos volumétricos cercanos al 64 %.

#### 1.4.4. Expansores rotativos de tornillo.

Son los más utilizados cuando se tiene grandes caudales volumétricos. El funcionamiento principalmente se basa en la interacción de dos tornillos helicoidales que giran perfectamente síncronos entre sí. La fabricación de estos tornillos debe ser casi perfecta la holgura que debe alcanzar entre ellos está entre 50  $\mu\text{m}$ . Los tornillos deben estar obligados a girar debido a la presión que ejerce el fluido sobre los flancos del tornillo además de la diferencia de presión entre la entrada y la salida.[5]

La característica primordial de estos expansores es que además de trabajar como expansores también pueden trabajar como compresores, aunque la principal desventaja es la baja relación volumétrica que ocasiona a bajos rendimientos volumétricos y elevados costes de fabricación.

Smith et uso un expensor de tornillo en un ciclo Rankine operando con R-113 como fluido de trabajo los resultados que arrojo fueron cercanos al 75 % en su rendimiento, este análisis llevo a la conclusión de que debían mejora el sistema de lubricación.[6]

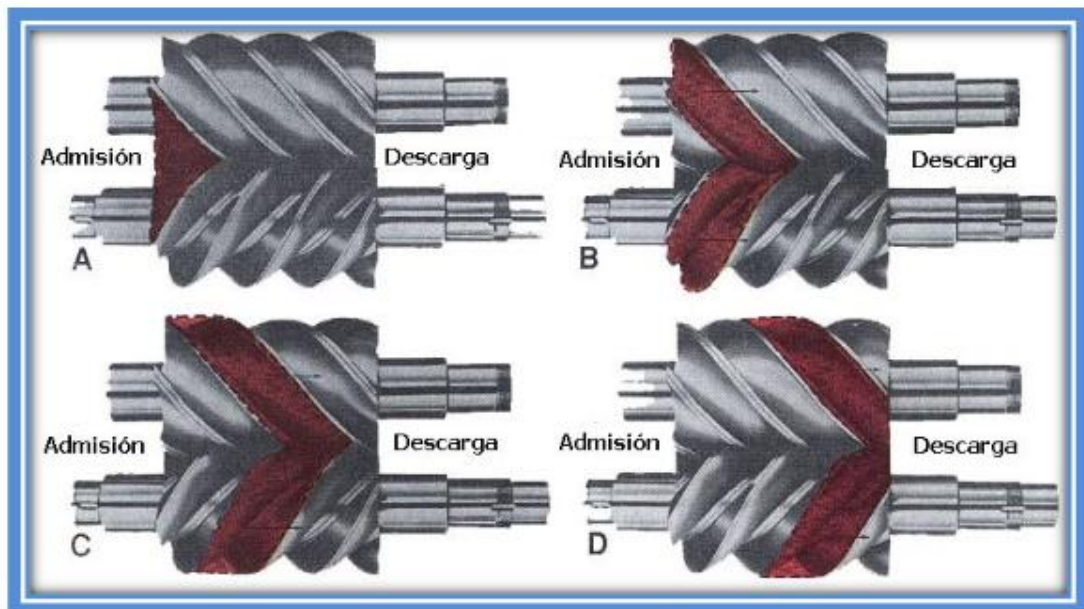


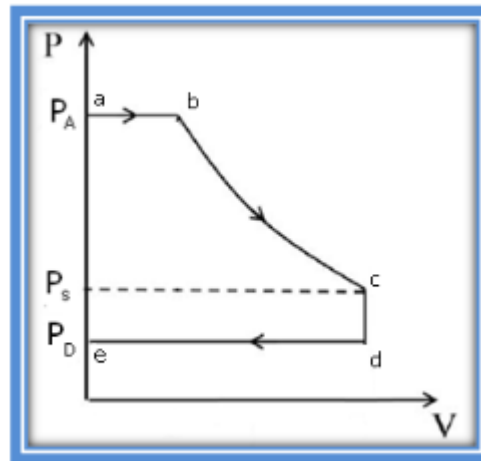
Figura 4: expensor de tornillo.

### Modelo del expansor de tornillo.

Para evaluar el desempeño de un expansor de tornillo que está basado en el proceso de expansión en una máquina de desplazamiento positivo, que idealmente se compone de los siguientes pasos:

- Admisión a presión constante.
- Expansión isoentrópica
- Descarga a presión constante

La presión de descarga ( $P_d$ ) no sea igual a la presión de salida del expansor ( $P_s$ ) se considera un paso más en el que ocurre mencionada sub- y sobre expansión.[7]



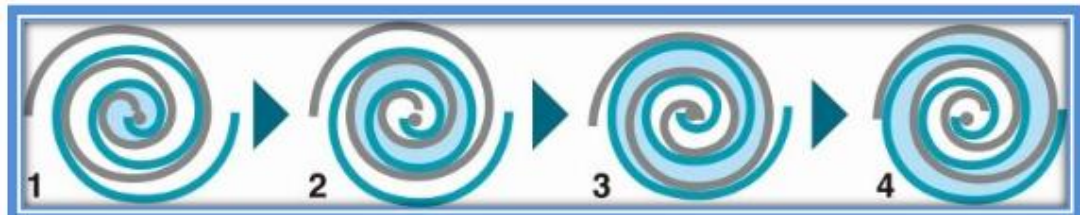
**Figura 5: proceso de expansión**

#### 1.4.5. Turbinas axiales y radiales

Las turbinas son máquinas rotatorias su principal objetivo es el de generar trabajo a través de la presión del fluido de trabajo. Existen dos grupos de turbinas las turbinas de vapor que al salir ingresan al condensador y las turbinas de gas que es descargado directamente a la atmósfera.[8]

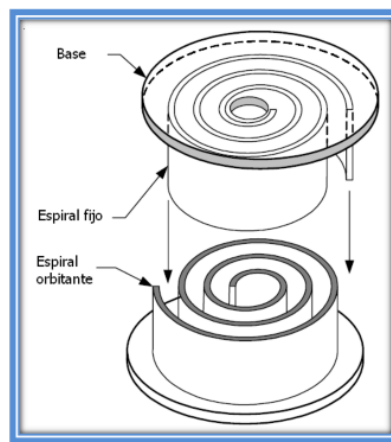
#### 1.4.6. Expansores tipo voluta.

Son máquinas de desplazamiento positivo formadas por dos perfiles de tipo espiral empujados, el uno es fijo mientras que el otro produce un movimiento orbital, la espiral se encuentra invertida rotada  $180^\circ$  e insertada dentro de la segunda espiral. La zona de alta presión se encuentra ubicada en el centro de las dos espirales mientras que la baja presión se enfoca en la periferia. El fluido se comprime o expande dependiendo del sentido de órbita de esta espiral.



**Figura 6: proceso de expansión de un expansor tipo voluta.**

En el año 1994 tuvo como principal uso como expansor cunado fue acoplado a un generador en un ciclo Rankine orgánico, a partir de esta investigación fue desarrollado para sistemas de generación eléctrica de bajo grado.[7]



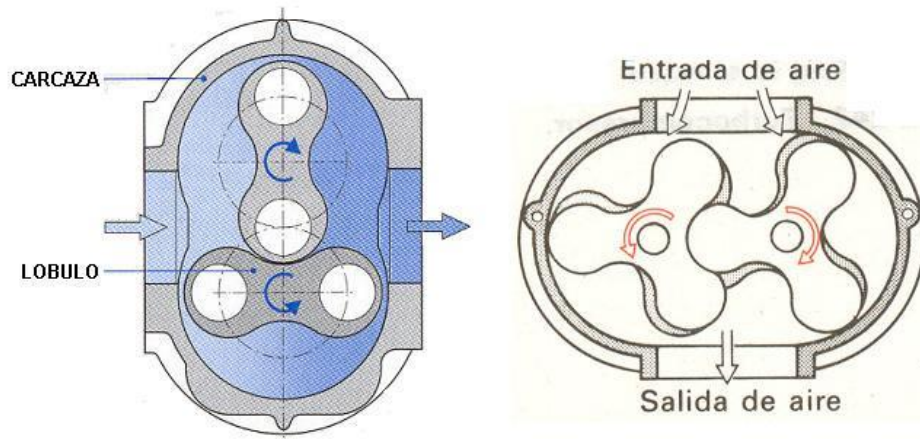
**Figura 7: configuración de un expansor tipo voluta.**

#### **Análisis de su funcionamiento.**

El estudio de dispositivos voluta ha sido limitado principalmente para trabajos experimentales ya sea con fluidos o condiciones de operación diferentes, más con la única finalidad de encontrar el rango de potencias que este dispositivo puede alcanzar o en ciertos casos también se ha realizado estudios enfocados a determinar los diferentes factores que interviene para un mal funcionamiento de un expansor.

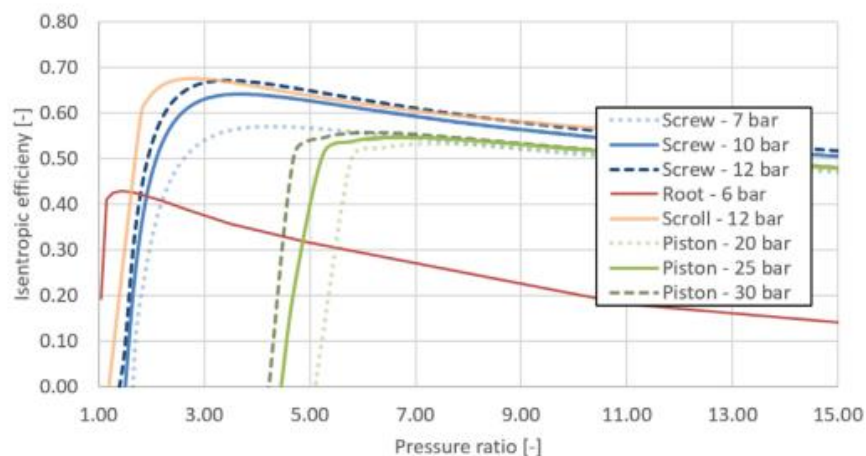
#### **1.4.7. Expansores tipo rotatorio.**

Es uno de los expansores más usados por la sencillez al momento de entrar en funcionamiento, por lo general se usan para fluidos incompresibles. Su funcionamiento parte de un eje motriz y el otro conducido, por un extremo de la pared ingresa fluido que se ubica en las paredes del expansor y en uno de sus lóbulos que al momento de girar lo conduce a la lumbrera de salida la cual está en contacto con alta presión. Con este tipo de expansores se consigue caudales proporcionales al régimen de giro.



**Figura 8: expansores rotatorios**

Pocos estudios han proporcionado una comparativa entre los rendimientos comparativos para distintos tipos de micro expansores. En el estudio desarrollado se muestra el rendimiento para cuatro tecnologías de expansores. El ratio de presiones está dentro del rango calculado con anterioridad, excepto para los pistones que tienen un rango de trabajo a partir de un ratio de presiones de 5. A partir de este punto, todas las tecnologías dan aproximadamente los mismos rendimiento excepto el expansor tipo rotatorio.



**Figura 9: eficiencia del desplazamiento Vs relación de presión**

En nuestro caso estaremos interesados en estudiar el rendimiento de un expansor de pistones por medio de la lectura de la presión indicada dentro del pistón y la medida de la posición del mismo mediante la aplicación de ecuaciones fundamentales de la termodinámica.

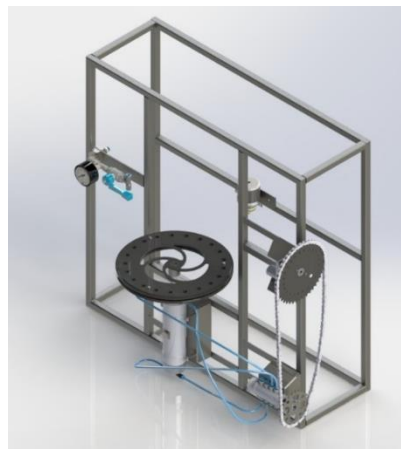


## CAPÍTULO II

### 2. METODOLOGÍA

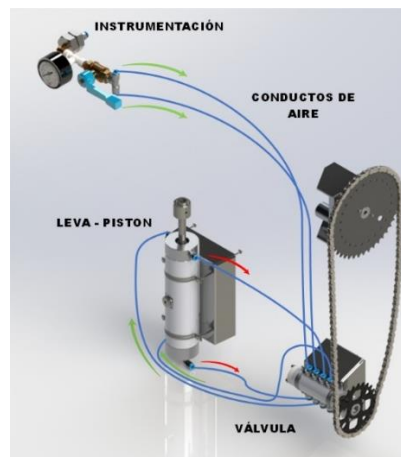
En el presente capítulo se da a conocer los diferentes componentes que está formado el prototipo de expansor compresor, además se explica ciertas características que deben cumplir cada componente.

Cabe mencionar que algunos de los componentes que conforman el prototipo fueron expuestos a diferentes procesos de mecanizado para garantizar que cumplan lo establecido en el diseño.



**Figura 10: diseño de prototipo**

**Fuente: Autor**



**Figura 11: diagrama de funcionamiento**

**Fuente: Autor**

## 2.1. Materiales

Para la construcción del prototipo, el material que se usó para la fabricación de ciertos componentes fue seleccionados debido a características físicas y químicas que permiten que estos materiales cumplan satisfactoriamente con el trabajo al que van estar expuestos.

### 2.1.1. Aluminio

El aluminio en su estado natural es un material blando de baja resistencia mecánica, pero puede formarse con otras aleaciones e incrementar su resistencia y adquirir ciertas propiedades útiles. Por varias propiedades físicas y químicas el aluminio es uno de los metales no ferrosos más usados.

### 2.1.2. Hierro fundido



Hierro fundido tiene una excelente resistencia a la compresión, por su contenido de carbono, la microestructura permite la adhesión de aceite para ser usado en aplicaciones mecánicas, fabricado por vaciado permite un excelente trabajo para exigencias industriales. Es muy común su uso en la fabricación de pinzas, moldes, cilindros, motores etc.

## 2.2. Componentes neumáticos.

Para la selección de componentes neumáticos se efectuó un estudio de los datos técnicos además de las propiedades físicas y químicas a las que pueden estar expuestos.

**Tabla 2 selección de componentes neumáticos.**

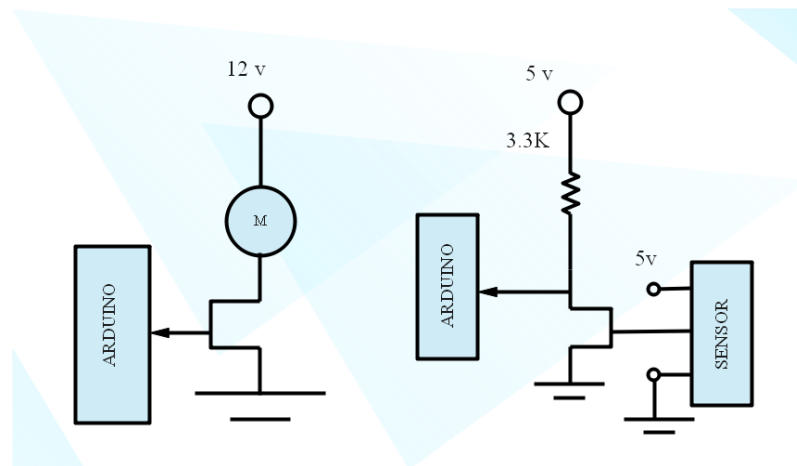
NOMBRE	COMPONENTE	CARACTERÍSTICAS	CRITERIO DE SELECCIÓN
O-Ring		Se considera como un elemento idóneo para prevenir la fuga de fluidos que se encuentran en diferentes condiciones de trabajo.	<ul style="list-style-type: none"><li>• El diseño es compacto.</li><li>• Bajo costo.</li><li>• Montaje sencillo y rápido.</li></ul>

			<ul style="list-style-type: none"> <li>• Evita fugas en diferentes direcciones axial, radial u oblicua.</li> </ul>
Conectores rápidos		La selección de conexiones roscadas fue de ¼ NPT.	La mejor opción fue el este tipo de conectores debido a la facilidad y rapidez para la conexión de mangueras facilitando así la instalación, además que resisten una presión máxima de 6 bar.
Manómetro / unidad de mantenimiento		Permite tomar dato de la presión en la cual se está trabajando en el sistema, mientras que la unidad de mantenimiento permite filtrar las impurezas que circulan con el fluido.	La selección del manómetro está relacionada con la conexión de la unidad de mantenimiento de ¼ NPT, y la escala de variación de presión de 0 a 50 PSI

### 2.3. Componentes eléctricos y electrónicos.

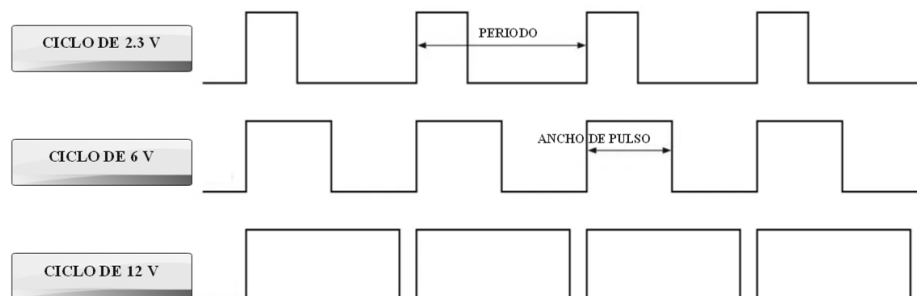
El sistema electrónico se ha desarrollado en torno a una placa de Arduino UNO, a la cual se han conectado los sensores de presión que permitirán tomar datos de las diferentes presiones en las que se encuentra el sistema, así como también un sensor de movimiento inductivo que permitirá tomar muestras de la velocidad de giro de la válvula principal.

La válvula principal es accionada por un motorreductor a 12V. El diseño electrónico para controlar la velocidad del mismo está realizado con un PWM (Pulse Width Modulation- Modulación por ancho de pulso), el cual genera un rango de pulsos que va de 0 a 255, siendo 0 y 12 voltios respectivamente. En la Figura 13 se muestra un ejemplo de la amplitud de onda según el rango de pulso generados en el PWM.



**Figura 12: esquemas electrónicos**

**Fuente: Autor**



**Figura 13: longitud de onda según los pulsos**

**Fuente: Autor**

Para determinar la presión en cada sensor se toma en cuenta que el convertidor analógico digital genera una señal entre 0 y 1023. De tal modo se realiza una regla de tres con la consideración que 0 voltios es igual a 0 bar y 4.5 voltios es 5 bar, para luego usar las ecuaciones (1) y (2) y transformar dicha señal en voltios posteriormente a un valor de presión medida en bar.

$$V = \frac{\text{Muestra}}{1023} * 5v \quad (1)$$


$$P = \frac{v - 0.5}{4} * 5 [bar] \quad (2)$$








**Figura 14: sistema SCADA**

**Fuente: Autor**

**Tabla 3 selección de componentes electrónicos.**

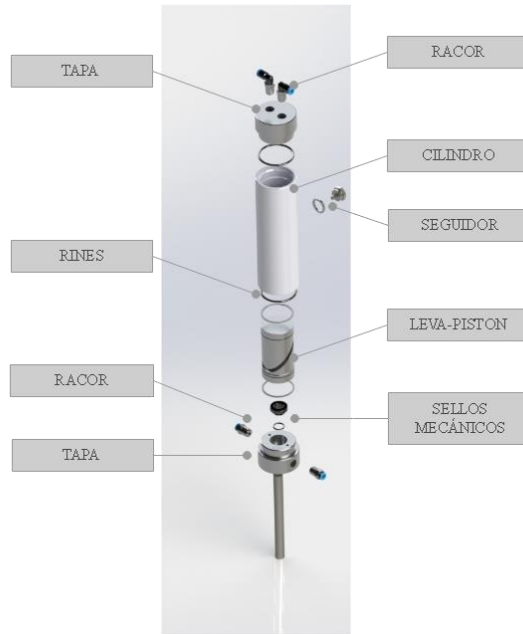
NOMBRE	COMPONENTE	CARACTERÍSTICAS	CRITERIO DE SELECCIÓN
Arduino		Plataforma electrónica de código abierto basada en hardware y software libre.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo costo.</li> <li>• Facilidad en la programación</li> <li>• Uso de software libre.</li> </ul>
		Es un transistor de unión bipolar, tienen	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bajo costo.</li> </ul>

<p>Transistor BC 547C</p>		<p>un mismo tipo de conductibilidad, la intermedia, conductibilidad de otro tipo, estas son llamadas emisor, colector y base.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La ganancia es la amplificación de corriente del transistor.</li> <li>• Posee una buena respuesta en frecuencia.</li> </ul>
<p>Sensor inductivo LJ8A3-2-Z</p>		<p>Permiten detectar la presencia de un objeto metálico ya que su funcionamiento es la variación de frecuencia en el campo magnético que emite.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil instalación.</li> <li>• Bajo costo.</li> <li>• Precisión en la toma de datos.</li> </ul>
<p>Sensor FQU13N0 6L</p>		<p>Se ha diseñado especialmente para reducir la resistencia en estado y proporcionar un rendimiento de conmutación y alta energía.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Costo relativamente bajo.</li> <li>• Mejora de canal N es producido utilizando propiedad de Fairchild Semiconductor banda plana y tecnología DMOS.</li> </ul>
<p>Sensor de presión 0.5 MPa 1510</p>		<p>Mide presión en tubería de gas y agua, transforma una magnitud física en una eléctrica transformando presiones en un voltaje</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Es muy común para aplicaciones experimentales de neumática.</li> <li>• Salida analógica</li> </ul>

		proporcional a la presión ejercida.	compatible con las entradas análogas (ADC) Arduino.
Motor DC		Llamado también motor de corriente directa convierte la energía eléctrica en mecánica induciendo un movimiento rotatorio.	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil instalación.</li> <li>• Bajo costo.</li> <li>• Motor de media velocidad destaca por, su pequeño tamaño y reducido consumo</li> </ul>

#### 2.4. Diseño y construcción del prototipo.

Para el desarrollo del proyecto técnico el componente que mayor relevancia tiene es la válvula principal y la leva cilíndrica. Dicho mecanismo se encuentra detallado en la Figura 15, en la cual se observa que está compuesta por los siguientes elementos.



**Figura 15: partes del cilindro - pistón.**

**Fuente: Autor**

#### **2.4.1. Diseño de leva pistón.**

El diseño de la leva se consideró para que actuara como un pistón, el cual al momento que el aire ingrese a la recamara genera la presión suficiente para que este se desplace longitudinalmente este movimiento es controlado por la válvula de regulación la cual es la encargada de controlar el ingreso y salida de aire al sistema. En cada extremo de la leva se mecanizo ranuras donde se alojarán rines los cuales impiden que la presión del aire fuge a la atmosfera como se muestra en la Figura 16.



**Figura 16: leva cilíndrica**

**Fuente: Autor**



Para el diseño de la leva se consideró principalmente los tres pasos fundamentales.

#### 2.4.2. Diseño de la ley de desplazamiento.

En este caso existen dos tipos la trigonométrica y polinomial, las cuales son muy usadas y proporcionan características necesarias para diseñar el contorno de la leva, la cinemática del seguidor y la dinámica del mecanismo.[9]

Ya encontrado el desplazamiento y haber seleccionado el tipo de seguidor, se determina el perfil de la leva, al mismo puede ser seleccionado analíticamente o gráficamente.[9]

#### 2.4.3. Condiciones de continuidad en la ley de desplazamiento.

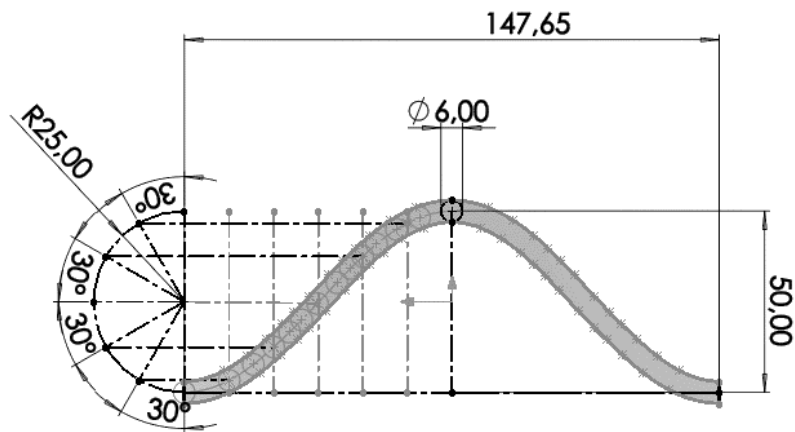
Es fundamental que la velocidad y aceleración del seguidor sea una función continua. Es importante que la leva y el seguidor se mantengan siempre en contacto y evitar posibles desajustes ocasionado por exceso de aceleraciones o discontinuidades.

La curva de seno es una combinación de la curva senoidal, el cambio de par positivo a negativo ocurre en más del 40% del tiempo del recorrido por este motivo hace que la curva sea la adecuada para mover grandes masa las ecuaciones de desplazamiento velocidad y aceleración de la curva seno modificado son:[9]

$$s = h \left[ \frac{\pi}{4 + \pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{4(4 + \pi)} \operatorname{sen} \left( 4\pi \frac{\theta}{\beta} \right) \right] \quad (3)$$

$$v = h \left[ \frac{2}{4 + \pi} \frac{\pi}{4 + \pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{9}{4(4 + \pi)} \operatorname{sen} \left( \frac{4\pi}{3} \frac{\theta}{\beta} + \frac{\pi}{3} \right) \right] \quad (4)$$

$$a = h \left[ \frac{2}{4 + \pi} \frac{\pi}{4 + \pi} \frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{4(4 + \pi)} \operatorname{sen} \left( 4\pi \frac{\pi}{3} \right) \right] \quad (5)$$



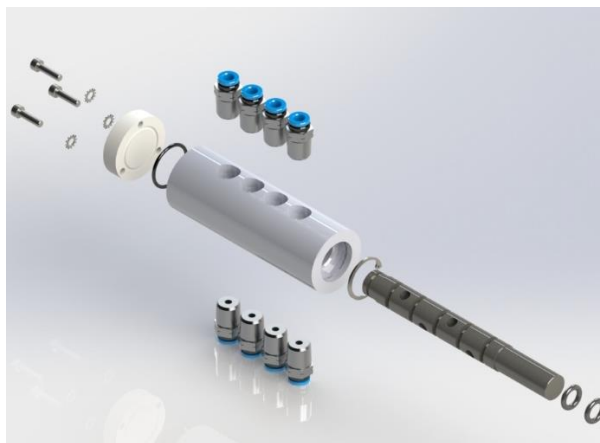
**Figura 17: diseño de leva cilíndrica**

**Fuente: Autor**

La carrera esta dimensionada de 50 mm y la ranura donde se coloca el rodillo debe tener la holgura necesaria para que gire libremente sobre su eje.

## **2.5. Diseño de válvula.**

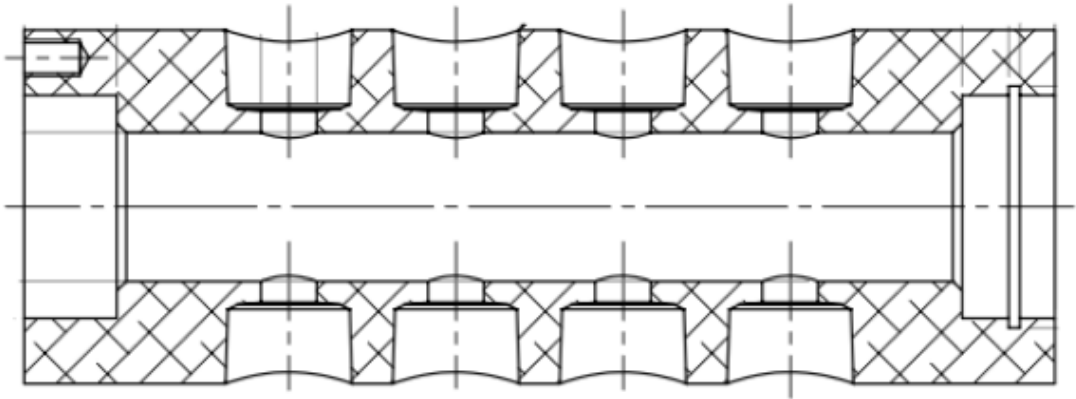
La válvula es un componente importante para todo el prototipo debido a que es la encargada de enviar la presión hacia el cilindro alternadamente permitiendo así inyectar presión por un sentido y evacuando la presión que se encuentra dentro del cilindro. El diseño preliminar de la válvula está constituido por ocho perforaciones y un eje principal que tiene cuatro perforaciones de tal manera que al realizar la transición de apertura y cierre esta impide que se escape la presión.



**Figura 18: válvula principal.**

**Fuente: Autor**

En la Figura 19 se muestra la válvula seccionada donde se puede identificar el cambio de sección que va después de la rosca para el acople de los racores, esta perforación está diseñada para que cuando el eje gire, la toma de ingreso permita el ingreso de aire a presión al cilindro y por otra parte el aire que se aloja en la contratapa se expulse hacia la atmósfera.



**Figura 19: sección de válvula**

**Fuente: Autor**



**Figura 20: eje de distribución**

**Fuente: Autor**

## 2.6. Cálculos termodinámicos a realizar.

El sistema mide la presión indicada en ambos cilindros cada 20 ms. Además, se registran dos veces por vuelta del distribuidor la posición del mismo. El sistema guarda 350 mediciones de los parámetros que son transferidas por puerto serie al computador para su análisis. De estas medidas se puede obtener la curva de presión vs posición del pistón. La posición del pistón es calculada mediante la ecuación (3). De forma simplificada la ecuación 3 es reescrita como ecuación (6). Derivando la posición se puede obtener la velocidad que se muestra en la ecuación (7). La potencia instantánea se calcula como la fuerza (presión por área) por la velocidad. Es de notar que por la inercia del sistema la potencia instantánea podrá ser negativa, siendo dichos valores negativos compensados por la energía cinética del volante de inercia. Lo importante es que esa energía es cíclica, por lo que en promedio es nula.

Una vez obtenida la velocidad y potencia instantánea, es fácil obtener el promedio de acuerdo a las ecuaciones (9) y (10) respectivamente. Adicionalmente, para hallar la presión media que actúa sobre el pistón se emplea la ecuación (11).

$$y = \text{carrera2} * \text{sen}(wf) \quad (6)$$

$$v = \frac{\text{carrera}}{2} w \cos(wf) \quad (7)$$

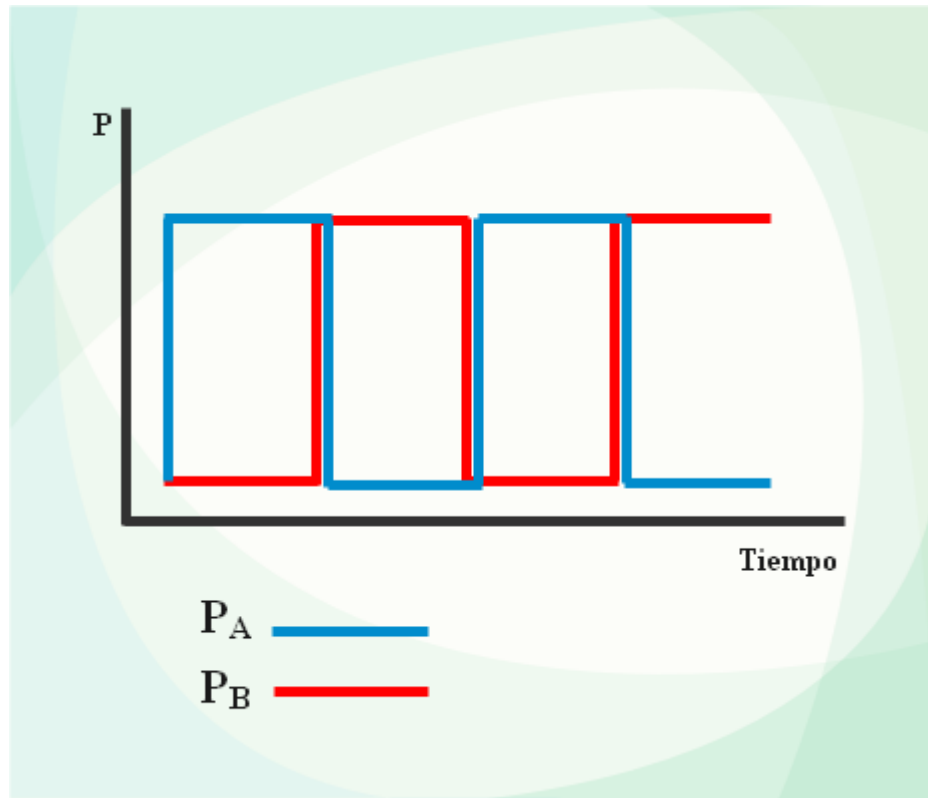
$$W_{real}(t) = A_{piston}(P_a(t) - P_b(t)) \frac{\text{carrera}}{2} w \cos(wt) \quad (8)$$

$$\bar{v} = \frac{\sum_{i=1}^n v(i)}{n} \quad (9)$$

$$\overline{W_{real}} = \frac{\sum_{i=1}^n p(i)}{n} \quad (10)$$

$$|\overline{p_a - p_b}| = \frac{\sum_{i=1}^n (p_a(-i) - p_a(i))}{n} \quad (11)$$

En contraste con los valores experimentales reales calculados mediante las ecuaciones (6) a (11), sería interesante calcular el rendimiento del mejor expansor de pistón según la topología propuesta. Si el cruce de válvulas fuese nulo y las pérdidas de presión en líneas y válvulas también fuesen nulas, tendríamos un diagrama de presión vs tiempo según la Figura 21. En este caso la presión instantánea media se calcularía según la ecuación (12) y la potencia instantánea promedio mediante la expresión (13). El cociente entre la ecuación (10) y la (13) es una medida de la eficiencia mecánica del sistema.



**Figura 21: comportamiento ideal de la presión medida**

**Fuente: Autor**

$$W_{max}(t) = A_{piston}(p_{a\ max} - p_{b\ min}) \frac{carrera}{2} * w * \cos(wt) \quad (12)$$

$$\overline{W_{max}} = \frac{\sum_{i=1}^n p(i)}{n} \quad (13)$$

Es necesario comentar que el volante de inercia del pistón está frenado por un motor de DC con una resistencia de valor constante. Se prefirió calcular la potencia del pistón mediante el uso de la potencia indicada en lugar de medir la potencia generada porque para pequeña potencia los rendimientos de los generadores DC son desconocidos. Con el planteamiento planteado se obtiene la potencia bruta entregada por el sistema, a la que habría que descontar los rendimientos mecánicos y eléctricos o de transmisión que serán objeto de otro estudio futuro.

## CAPÍTULO III

### 3.1. Resultado y Discusión.

Los parámetros que se pueden variar en el sistema son la presión de entrada y la velocidad de giro del distribuidor. Se ha realizado un diseño de experimentos factorial de acuerdo se muestra en la Tabla 4, donde se han considerado 3 casos de presión y velocidad de giro respectivamente, dando un total de 9 casos.

Dado que el sistema toma 350 medidas cada 20 ms, dando un tiempo de 7 segundos, se ha decidido por motivos de repetitividad tomar 3 medidas por cada caso, dando un total de 27 conjuntos de datos medidos con 9450 puntos experimentales.

Toda esta información ha sido procesada en C++ para realizar los cálculos pertinentes mostrados en el apartado de cálculos termodinámicos a realizar.

**Tabla 4 determinación de casos.**

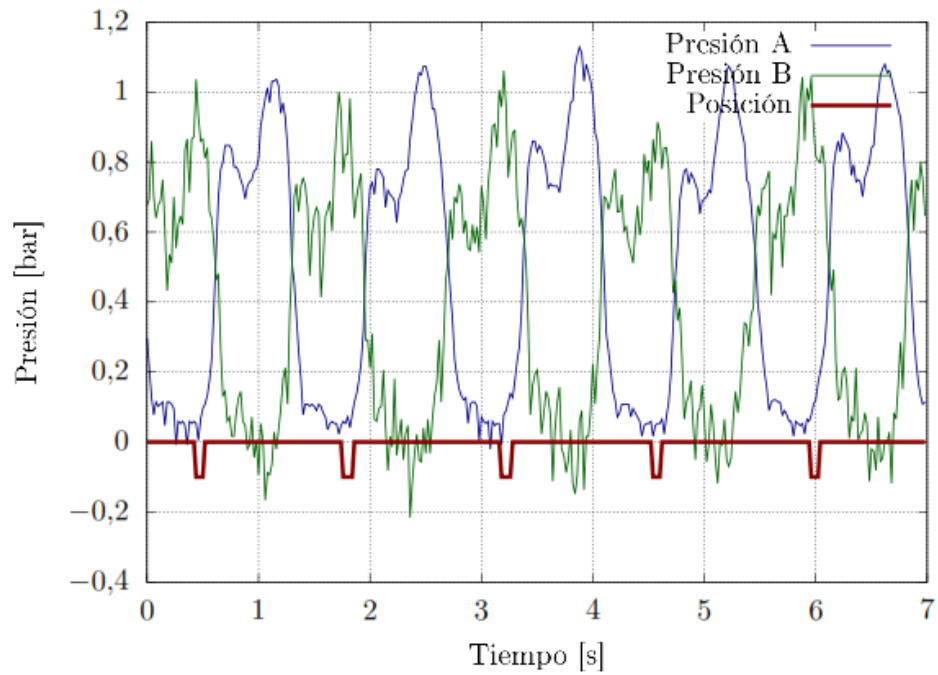
VELOCIDAD \ PRESIÓN (Bar)	1,3	2	2,7
V1	CASO 0	CASO 1	CASO 2
V2	CASO 3	CASO 4	CASO 5
V3	CASO 6	CASO 7	CASO 8

### 3.2. Análisis y discusión de los resultados.

Los datos medidos se muestran en las Figura 22 a la Figura 30. Cabe destacar dos cualidades de las mismas. La primera es que su morfología se aproxima al modelo teórico de curva mostrado en la Figura 21. En este caso, en vez de tener un tren de ondas cuadradas, las pérdidas de carga en el proceso de apertura y cierre y el pequeño solape existente hacen que se introduzca ciertas deformaciones, sobre todo en el cruce de válvulas, respecto a la situación ideal.

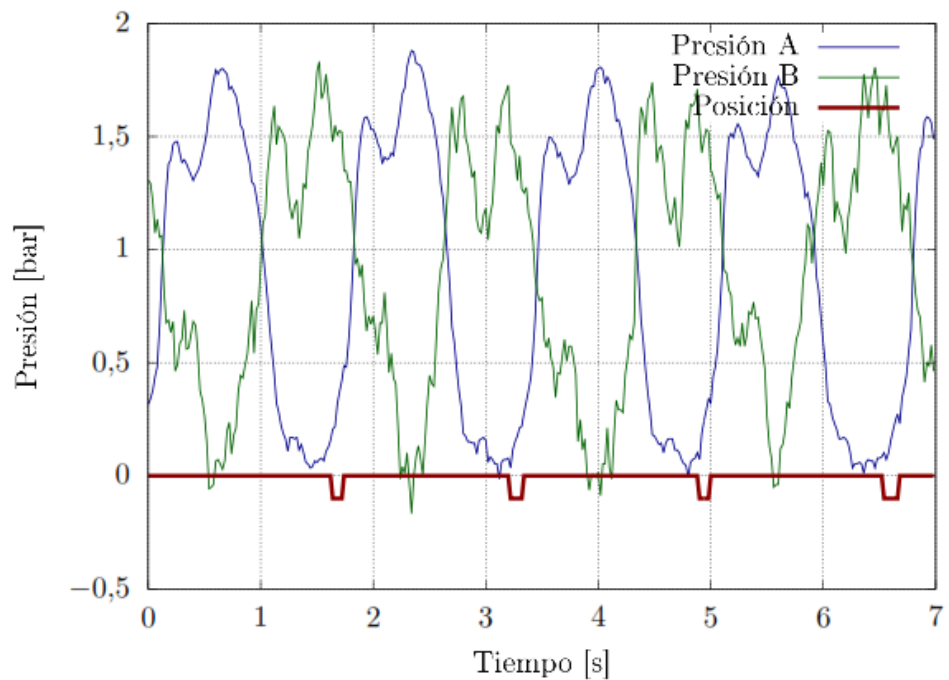
En lo relativo a los parámetros variados, se puede observar una variación en la magnitud y la frecuencia según lo mostrado en la Tabla 4, más claramente visible por el sensor de posición.

### 3.2.1. Graficas de datos obtenidos.



**Figura 22: caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s]**

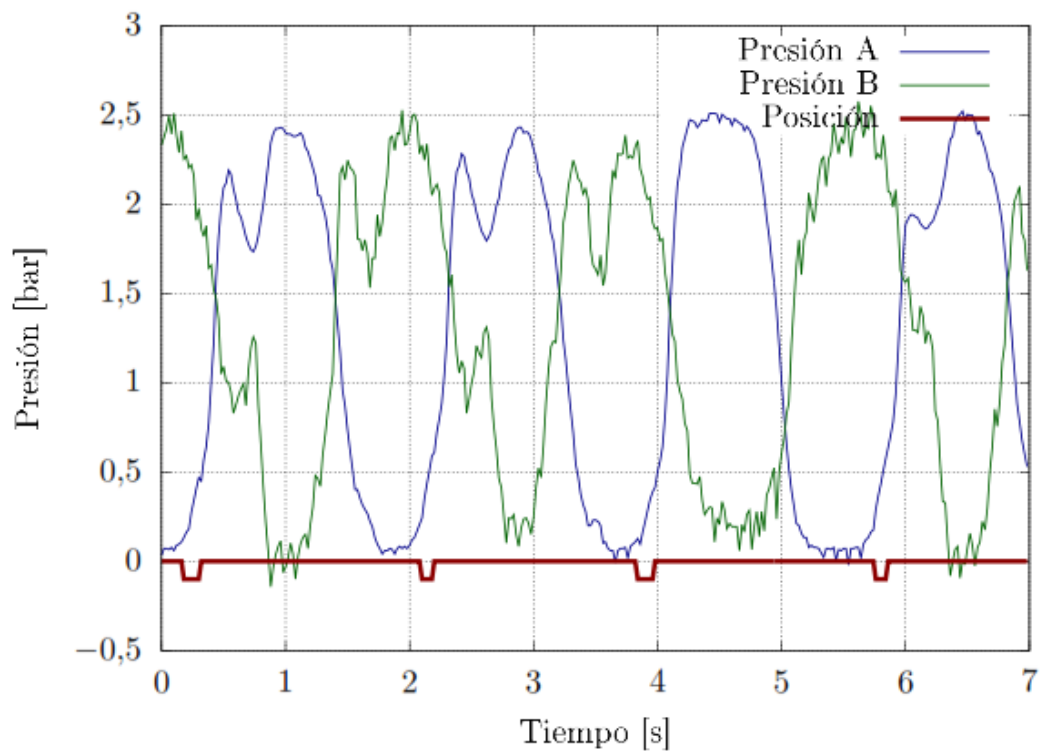
**Fuente: Autor**



**Figura 23: caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s].**

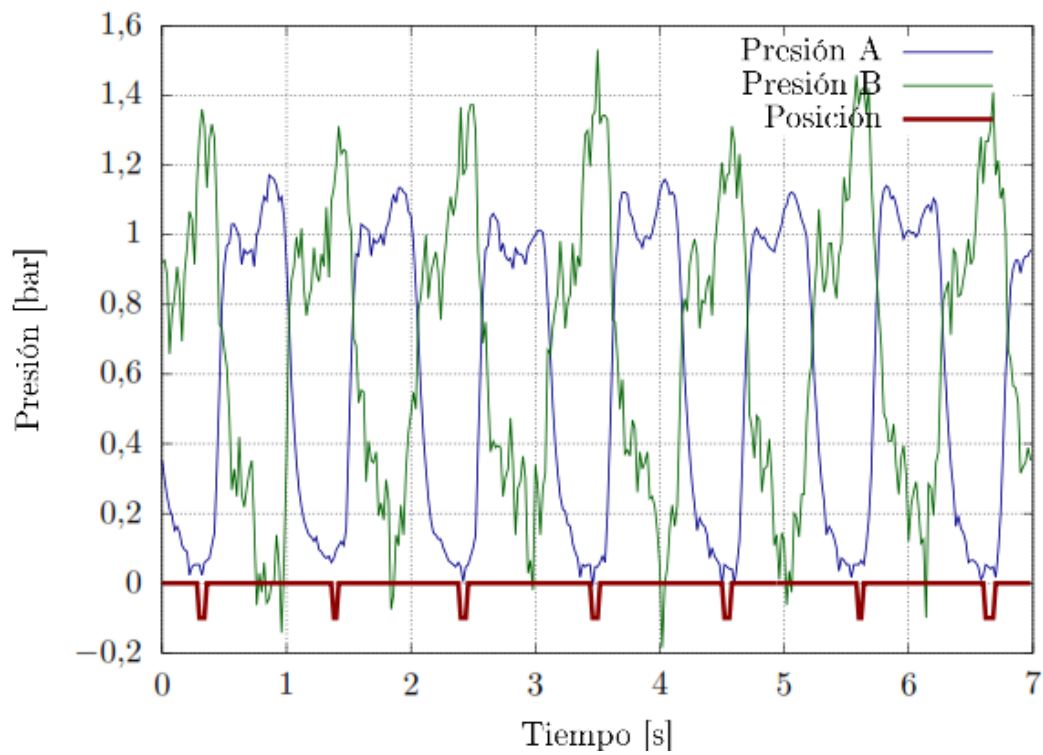
**Fuente: Autor**





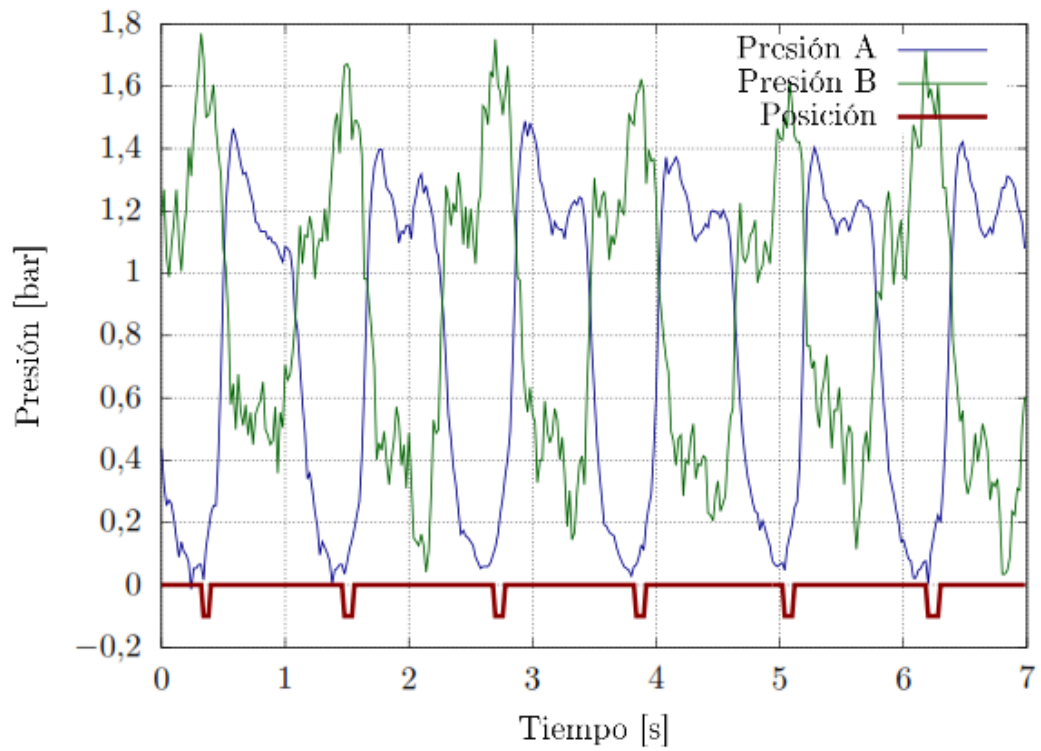
**Figura 24: caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T[s].**

**Fuente: Autor**



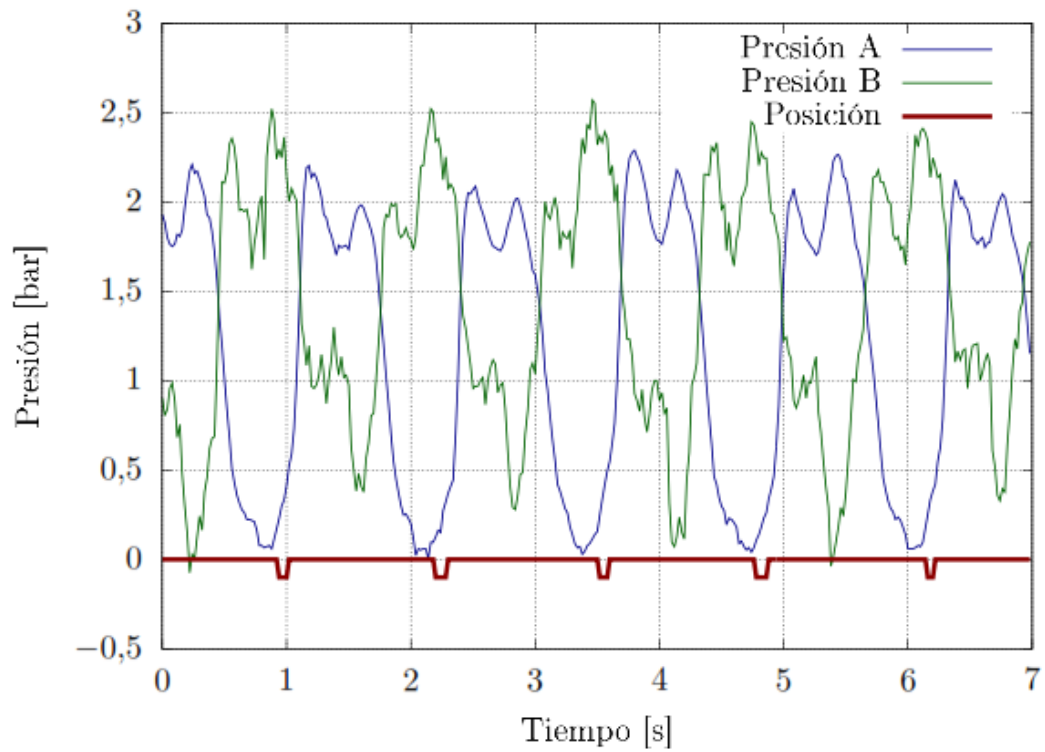
**Figura 25: caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**



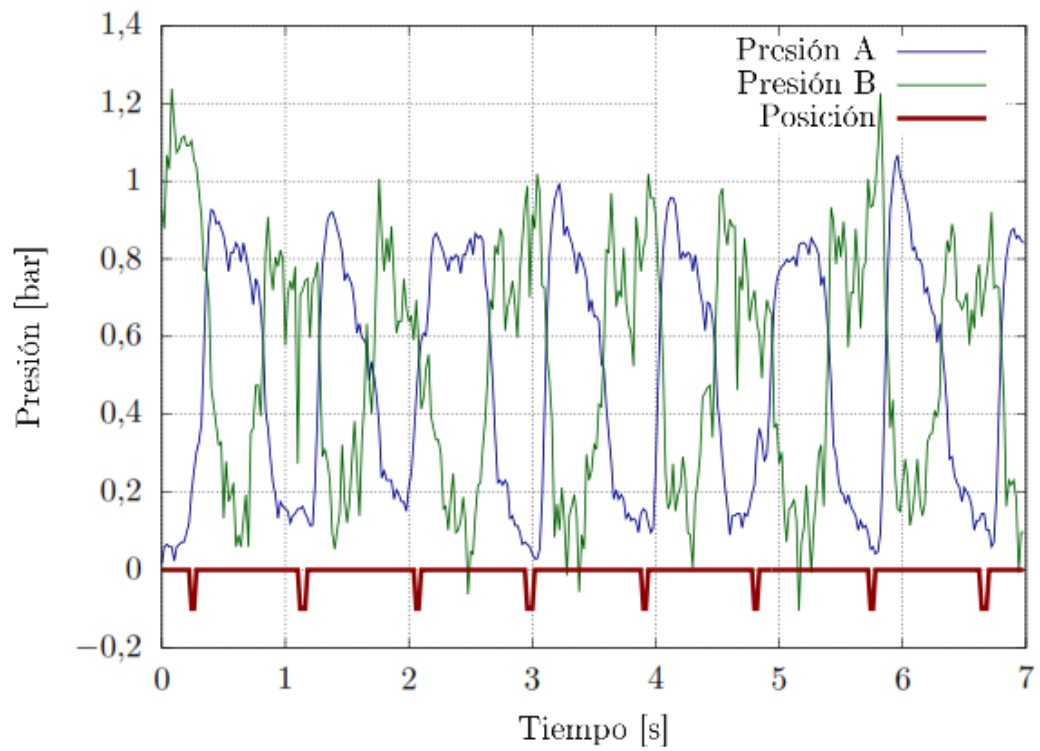
**Figura 26: caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**



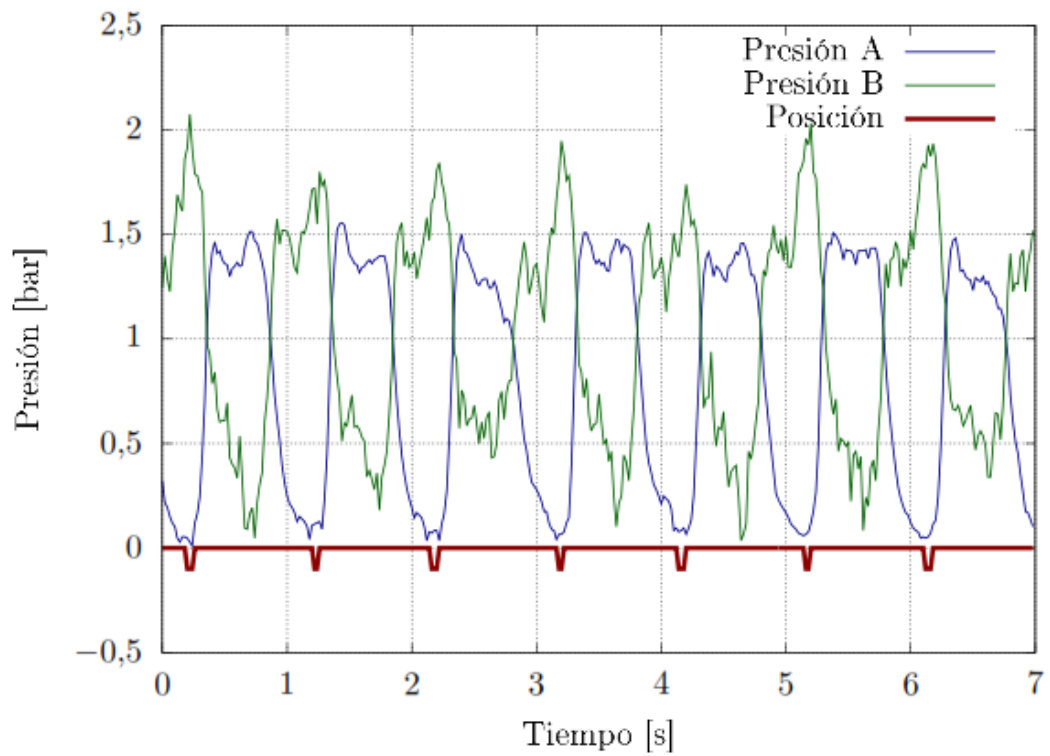
**Figura 27: caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**



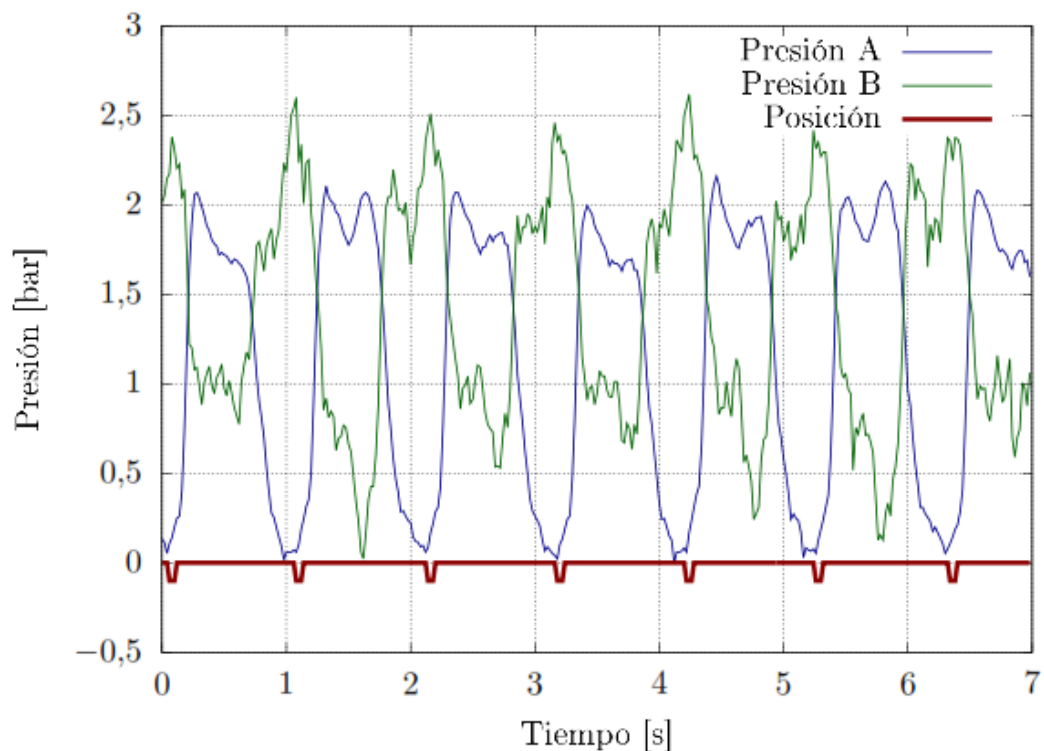
**Figura 28: caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**



**Figura 29: caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**



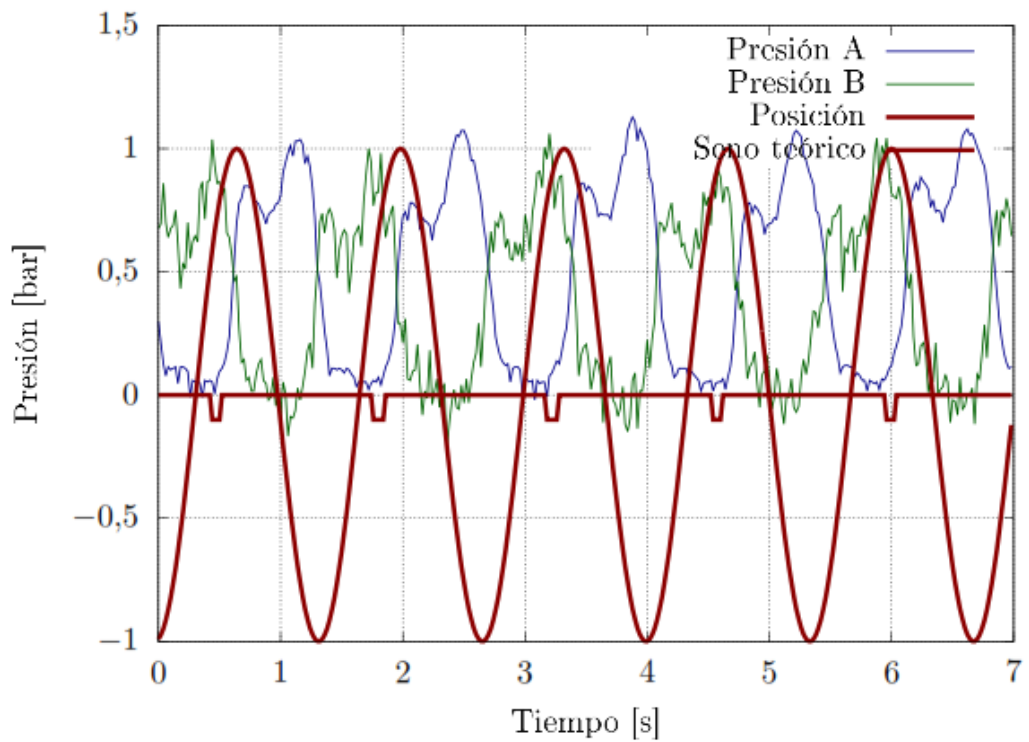
**Figura 30: caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**

### **3.2.2. Datos medidos superpuesto la curva teórica de desplazamiento del pistón.**

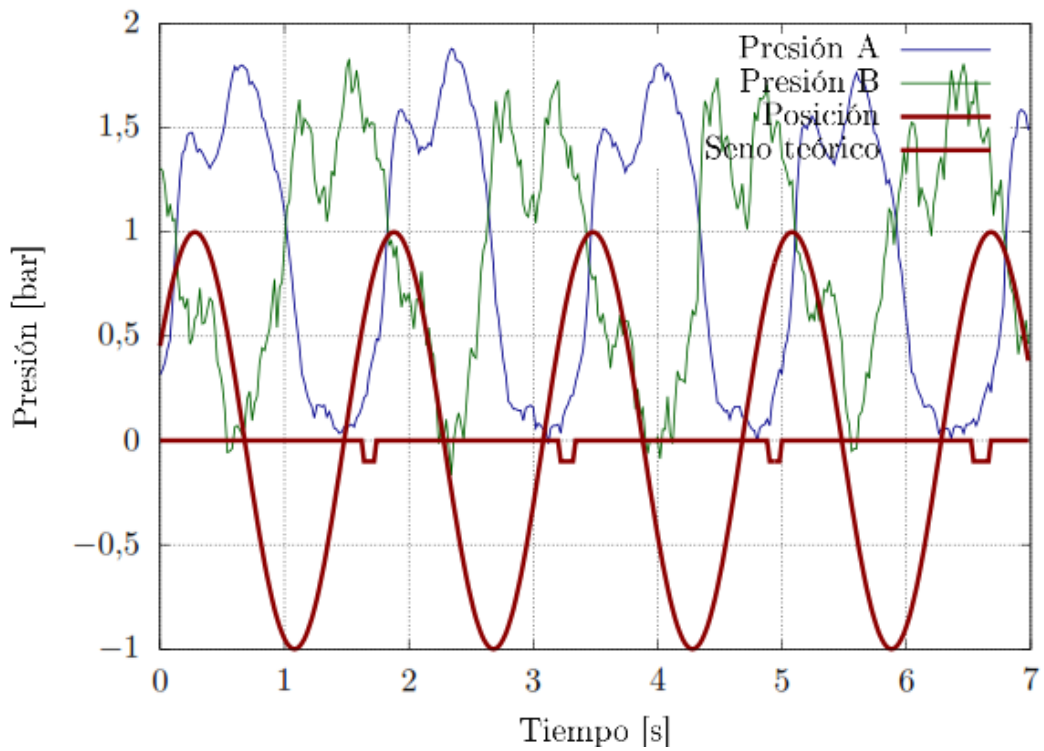
La primera etapa para el postproceso de datos es situar la posición del pistón. De la señal del sensor de posición se puede obtener la frecuencia de la señal y la posición de un punto del seno, a partir de la cual se puede reconstruir la posición del pistón. Dicha posición del pistón ha sido superpuesta a los datos medidos, de acuerdo se muestra en las Figura 31 a la Figura 39.

Como se espera desde un punto de vista teórico, el cruce de la posición más alta o baja del pistón se corresponde con el cruce de la válvula alimentadora. Para su fácil visualización la amplitud de la carrera ha sido escalada a [-1,1].



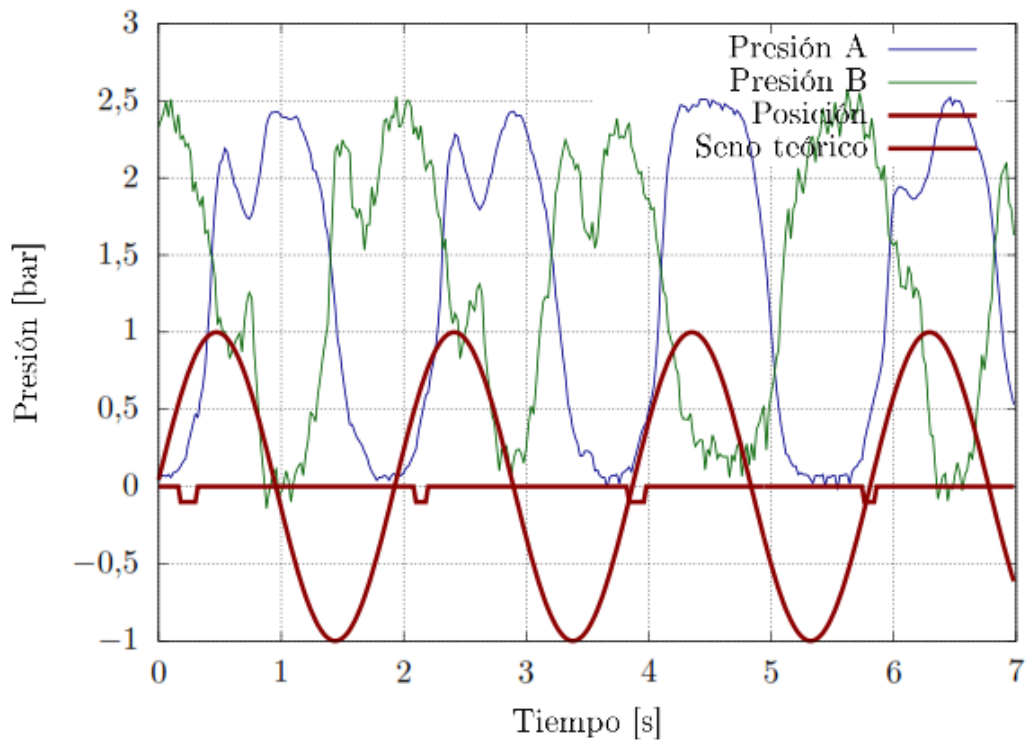
**Figura 31:** desplazamiento del pistón caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



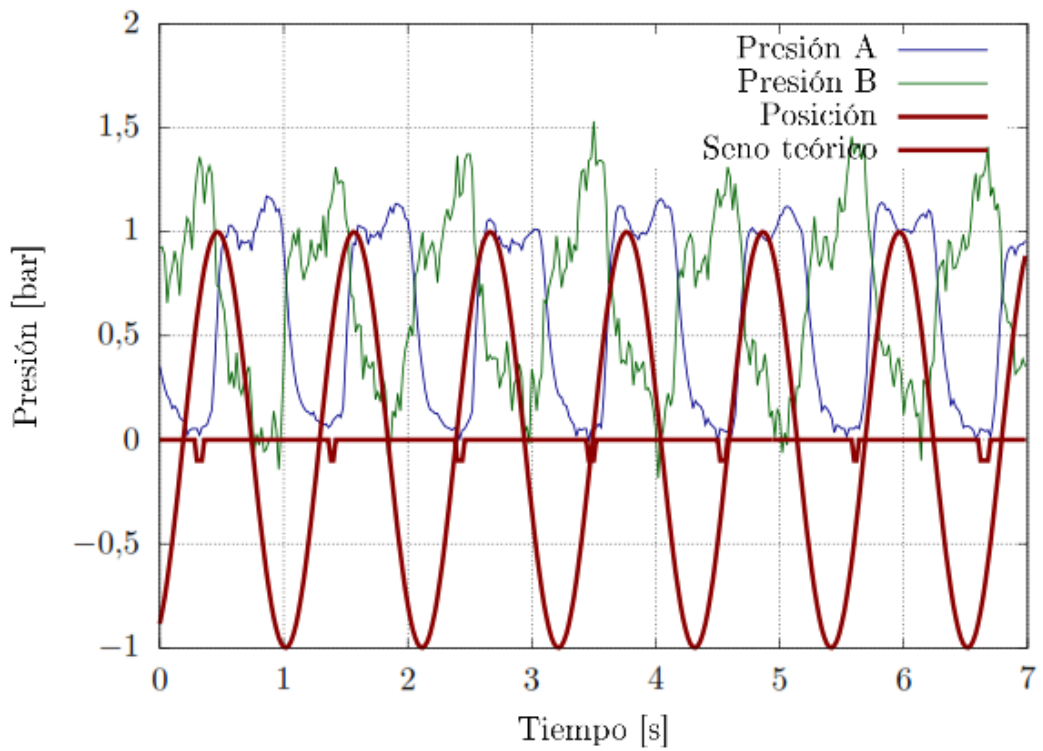
**Figura 32:** desplazamiento del pistón caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



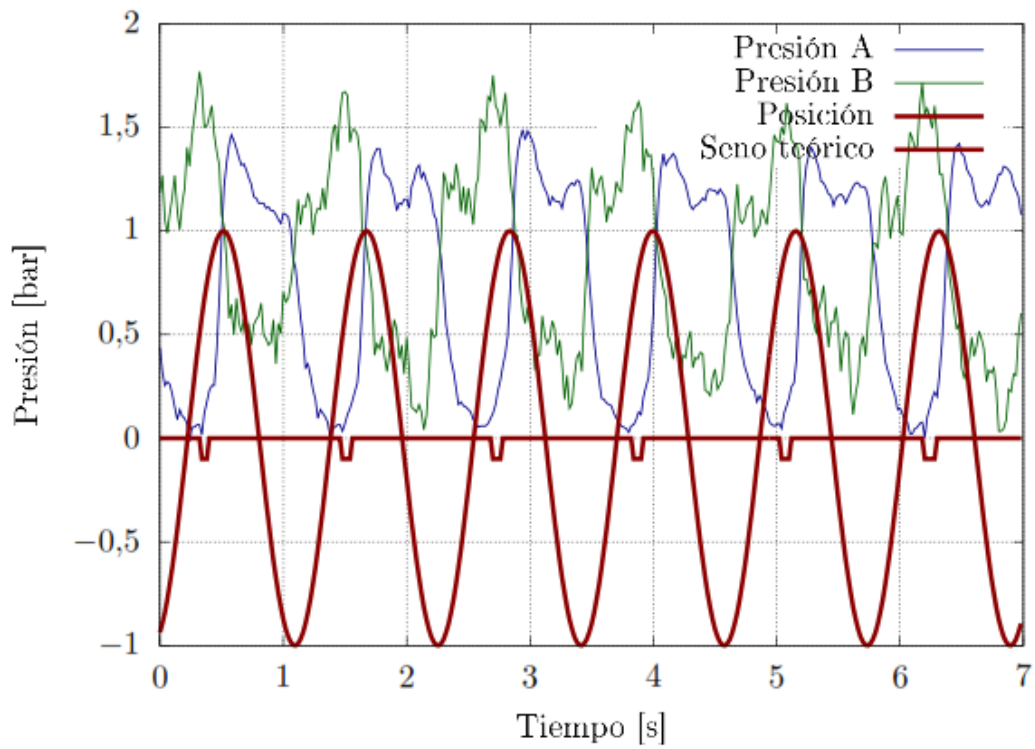
**Figura 33:** desplazamiento del pistón caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



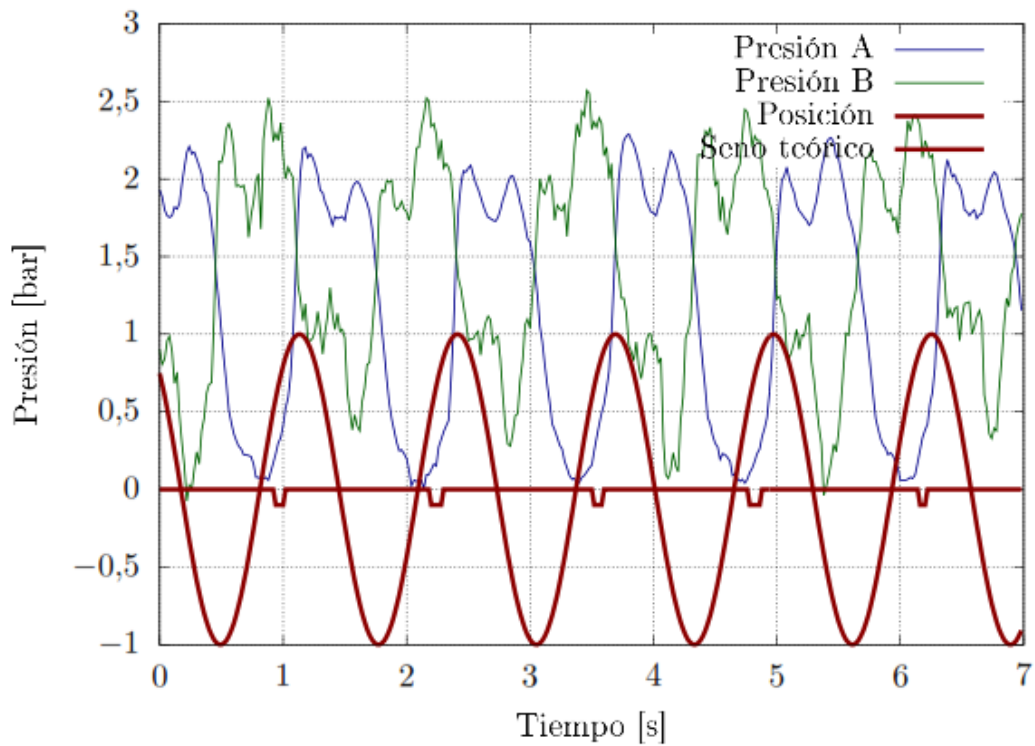
**Figura 34:** desplazamiento del pistón caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



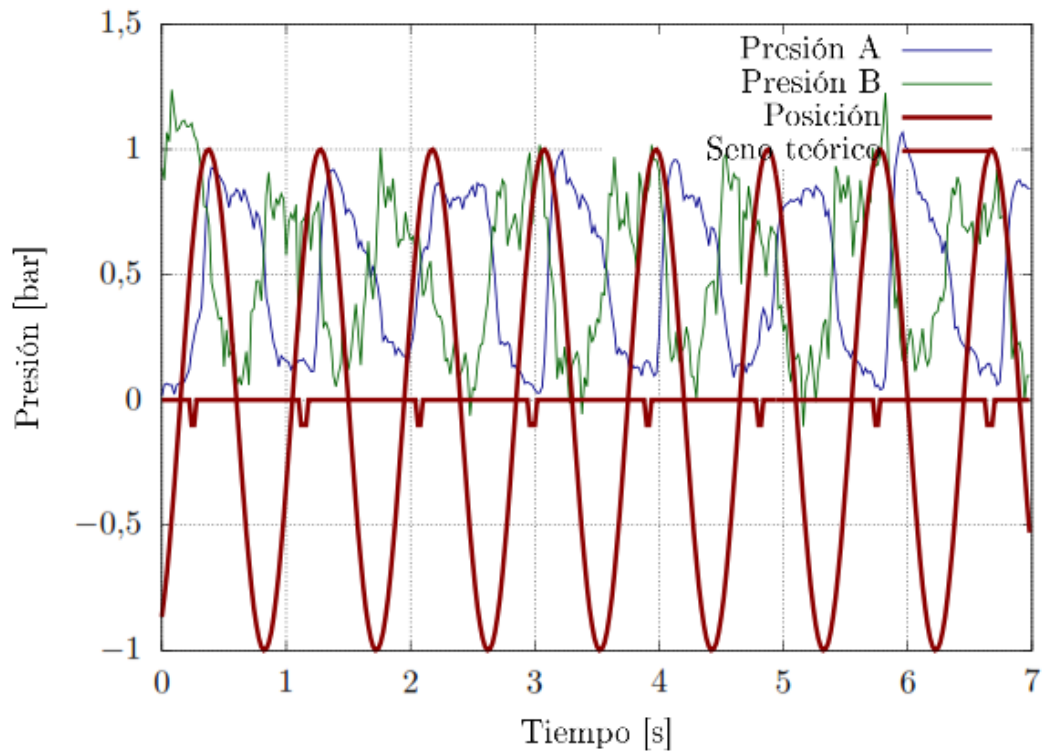
**Figura 35:** desplazamiento del pistón caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



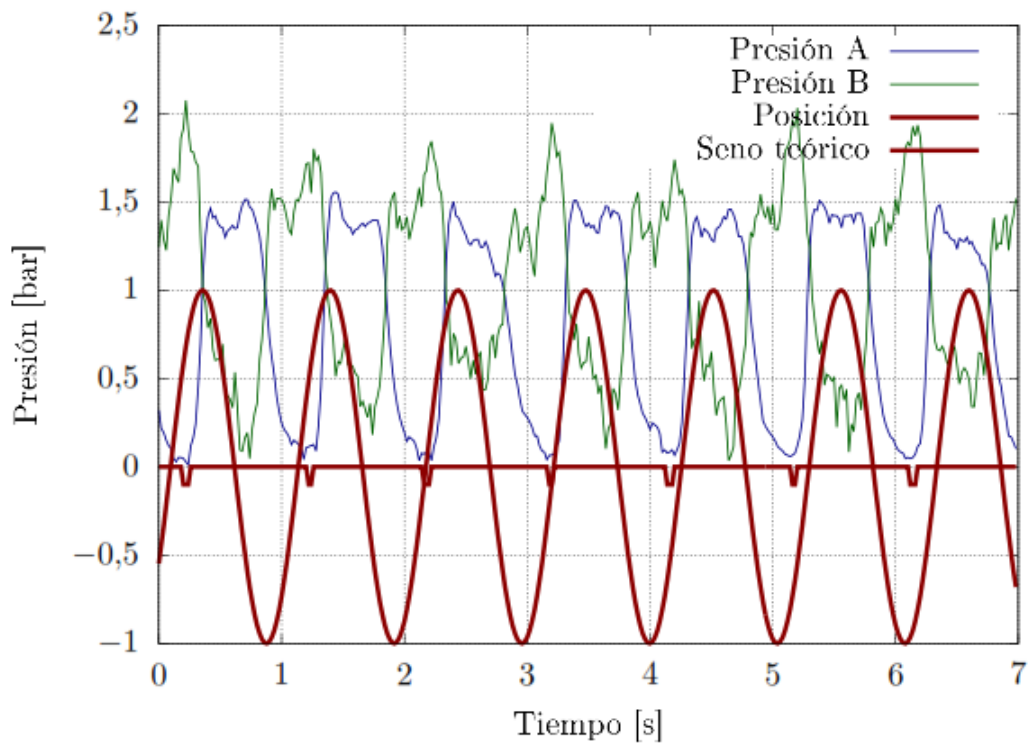
**Figura 36:** desplazamiento del pistón caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



**Figura 37:** desplazamiento del pistón caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

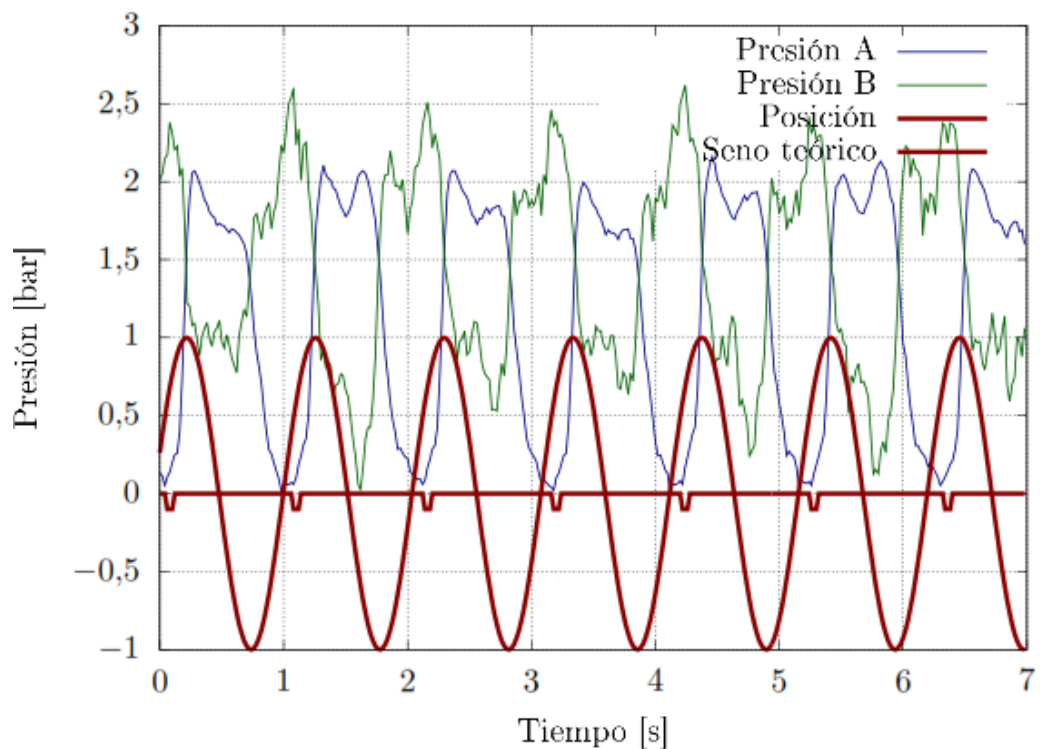
**Fuente:** Autor



**Figura 38:** desplazamiento del pistón caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



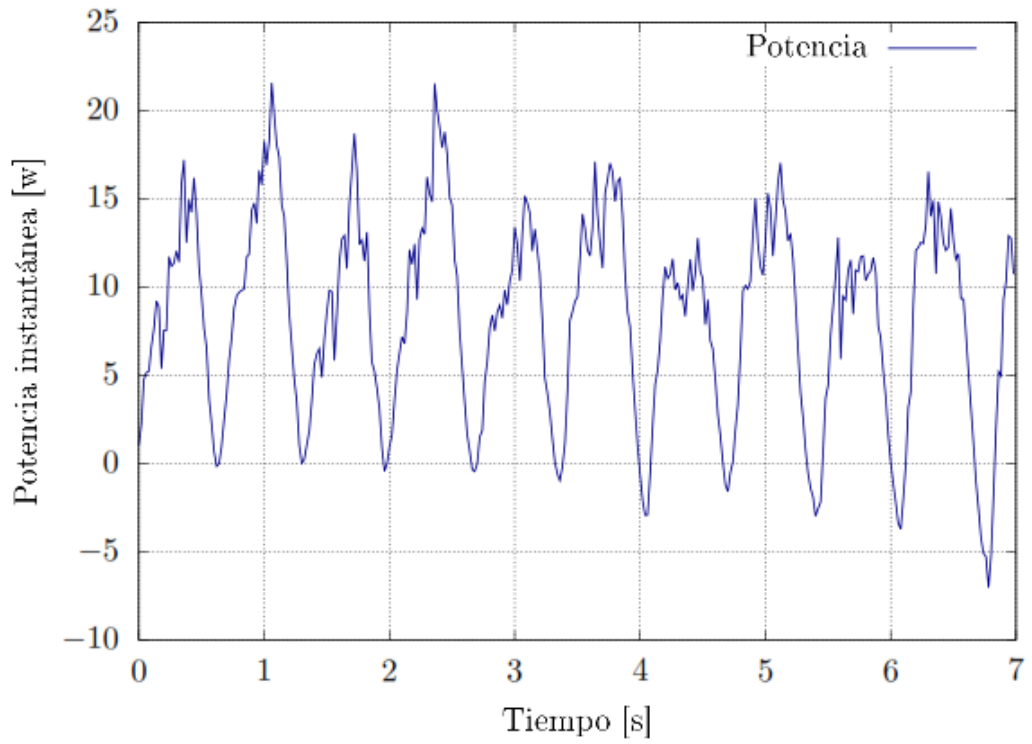


**Figura 39: desplazamiento del pistón caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s].**

**Fuente: Autor**

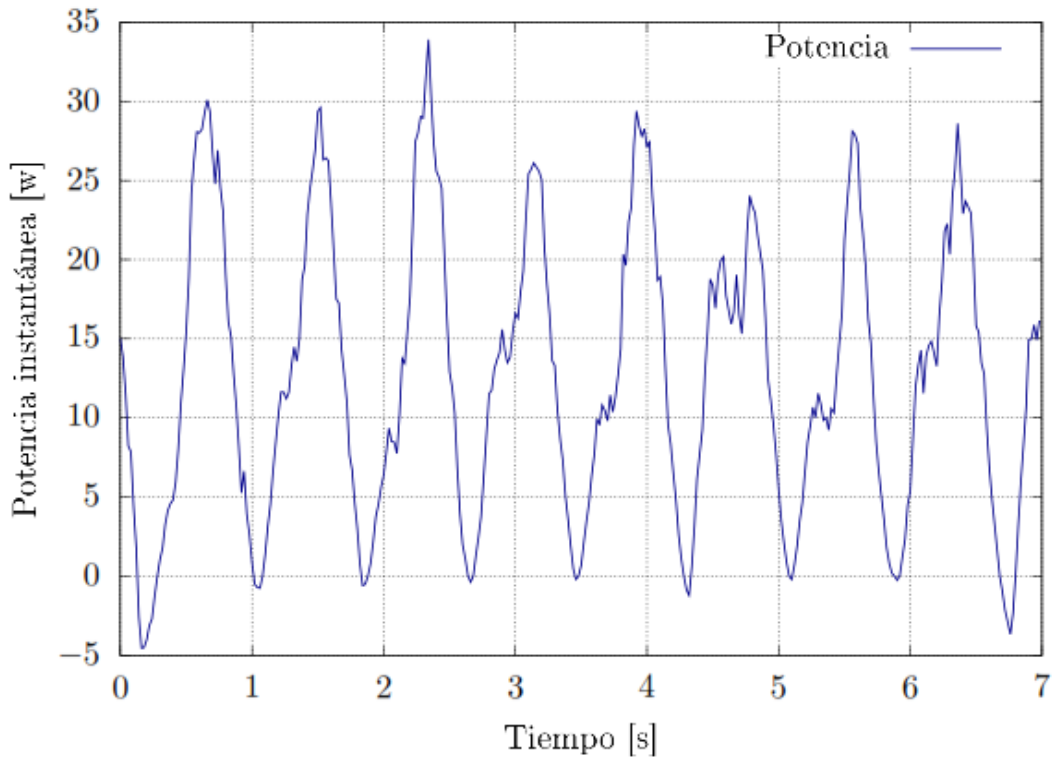
### **3.2.3. Potencia indicada instantánea del pistón**

En el análisis termodinámico del sistema se estableció la expresión para calcular la potencia instantánea generada por el sistema de acuerdo a la ecuación (8). Dicha expresión ha sido representada en las Figura 40 a la Figura 48 . Se puede observar que la potencia sigue un patrón sinusoidal como era de esperar. Ocasionalmente la potencia es negativa. Este hecho está relacionado a un leve solapamiento en el cruce de válvulas que es vencido por el volante de inercia colocado en el sistema.



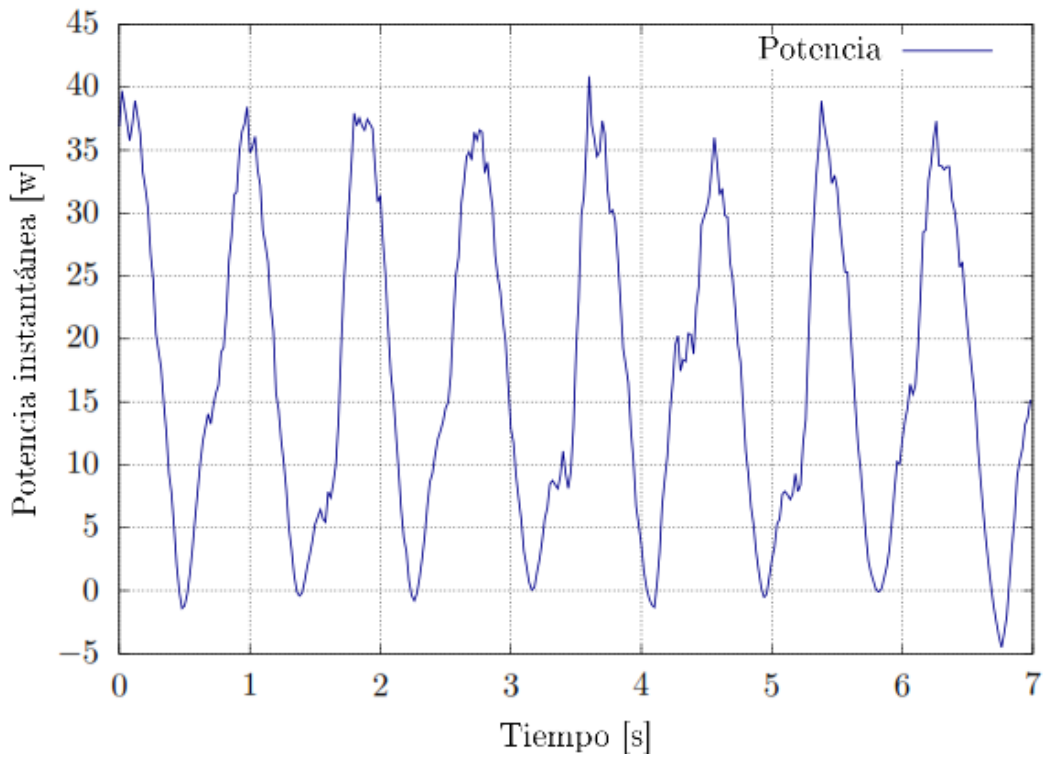
**Figura 40:** potencia indicada del pistón caso 0 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



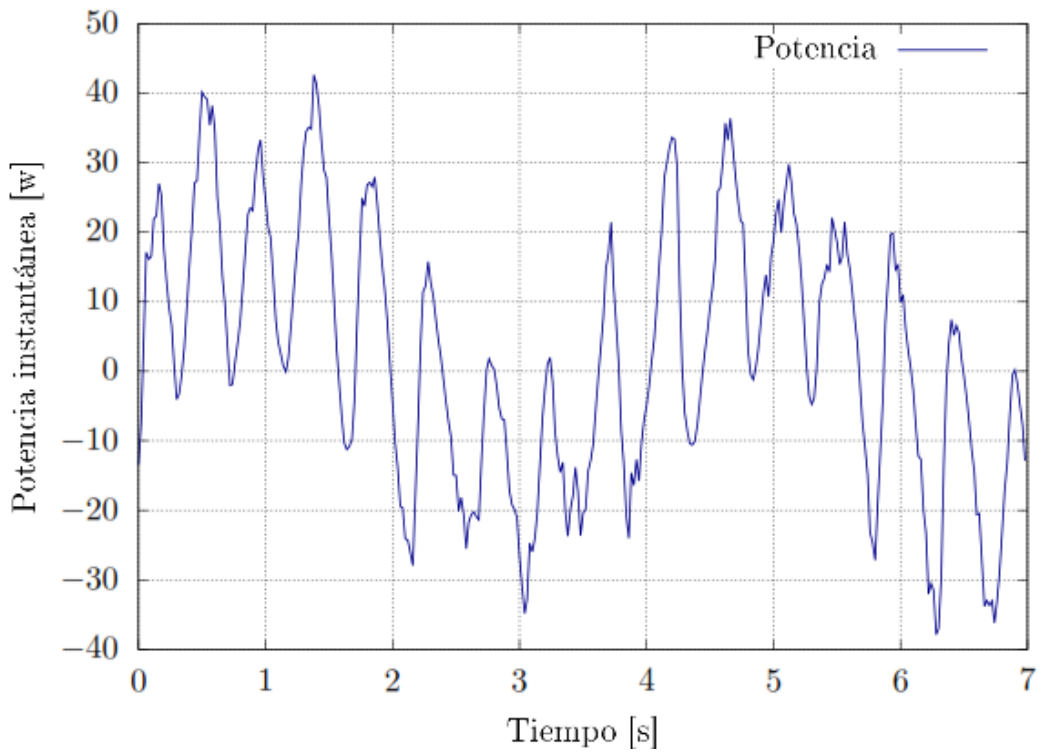
**Figura 41:** potencia indicada del pistón caso 1 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



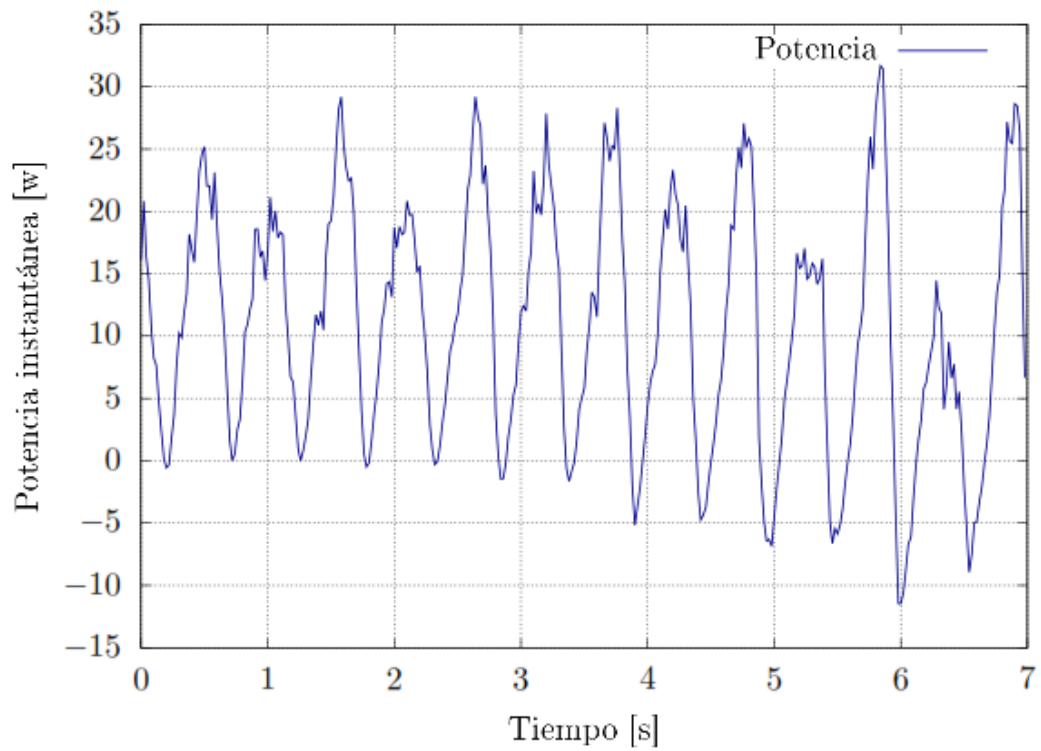
**Figura 42:** potencia indicada del pistón caso 2 presión 2.7 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



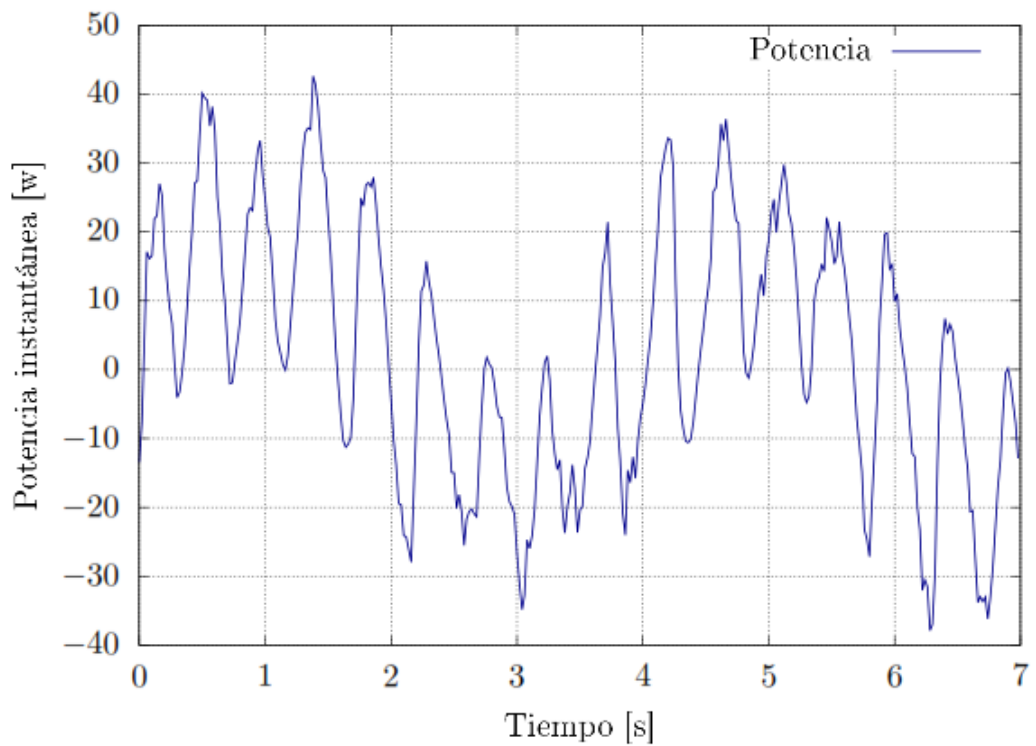
**Figura 43:** potencia indicada del pistón caso 3 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



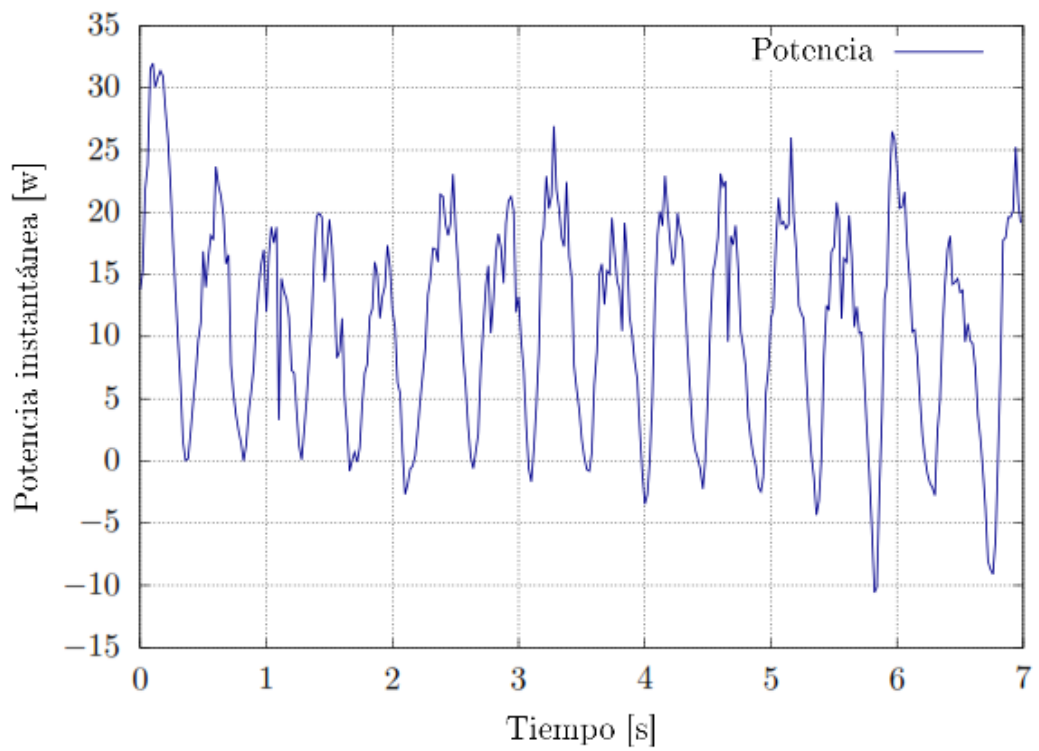
**Figura 44:** potencia indicada del pistón caso 4 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



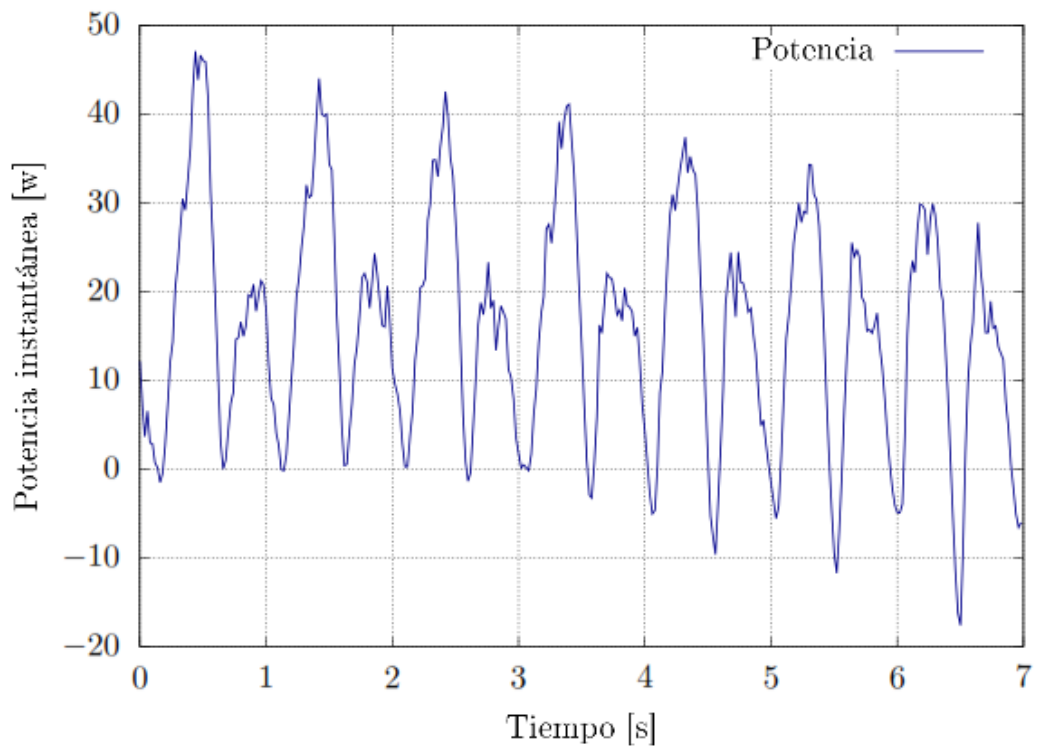
**Figura 45:** potencia indicada del pistón caso 5 presión 2.7 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



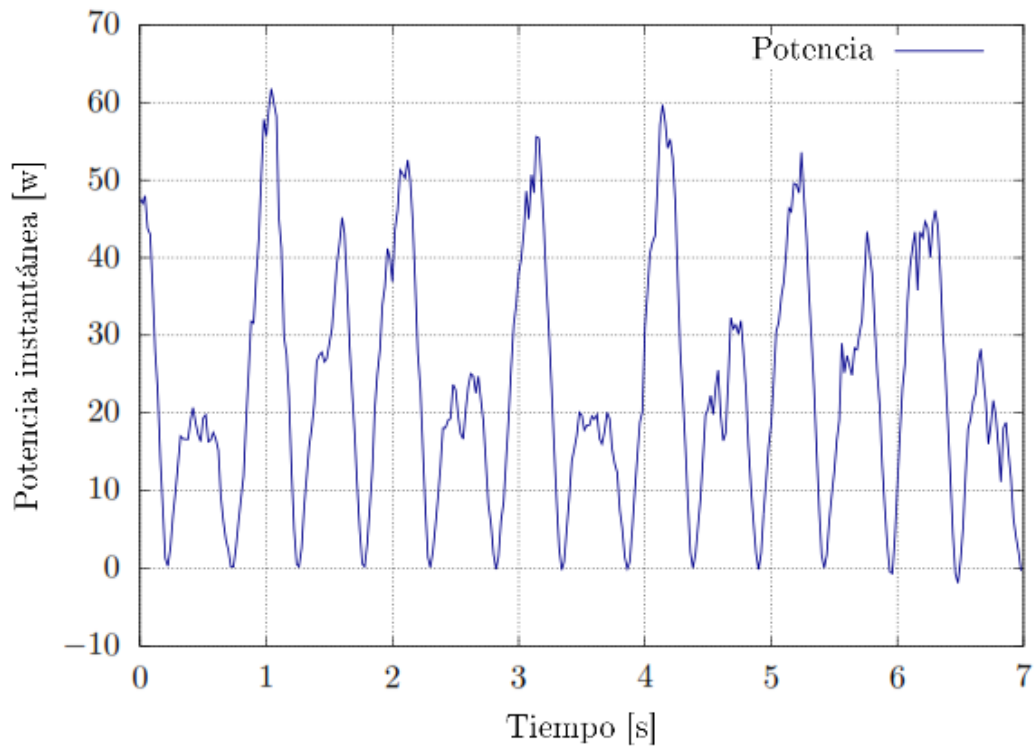
**Figura 46:** potencia indicada del pistón caso 6 presión 1.3 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



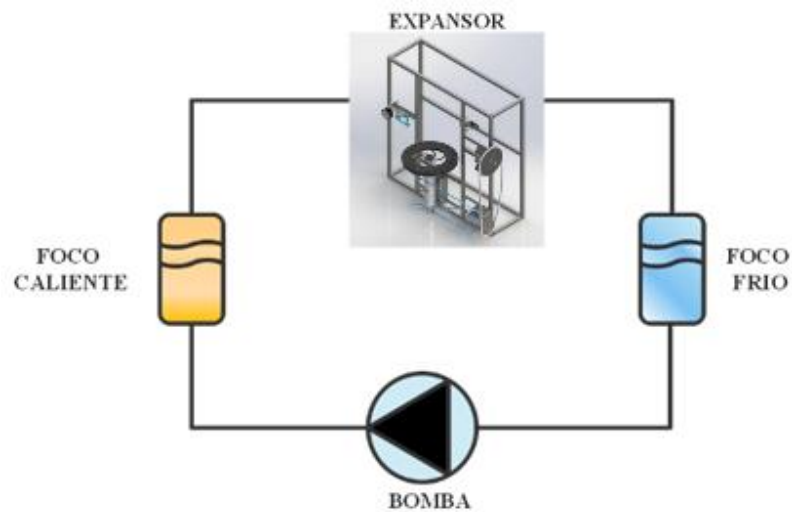
**Figura 47:** potencia indicada del pistón caso 7 presión 2 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



**Figura 48:** potencia indicada del pistón caso 8 presión 2.7 [bar] Vs T [s].

**Fuente:** Autor



**Figura 49:** diseño termodinámico

La idea de la máquina orgánica de Rankine es aprovechar calores residuales como foco caliente del ciclo. En el caso de la presente tesis, la idea es probar el rendimiento de un micro expansor. El problema del uso de un ciclo orgánico de Rankine es el coste del sistema, entonces se optó por el empleo de aire comprimido como fluido de trabajo

utilizando ratios de presión similares a los que emplearía una máquina con R245FA o R134A, de acuerdo a la Tabla 1.

Los cálculos termodinámicos están orientados a calcular la potencia de la máquina construida y el desempeño de un expansor ideal.

La potencia de la máquina prototipo se calcula en base a la presión indicada, por lo que no es necesario modelado termodinámico. La potencia indicada sale directamente de multiplicar presión por área por velocidad, de acuerdo a las ecuaciones (6) a (11).

La potencia de un expansor ideal se basa en el comportamiento ideal de la presión, de acuerdo a la Figura 21. En base a esta curva ideal de presión, se puede obtener la potencia ideal de acuerdo a las expresiones (12) y (13).

**Tabla 5 caso 0**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESIÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	39,47	1,049	0,635	0,065	6,806	11,973
MEDIDA 2	41,67	1,27	0,77	0,0684	9,396	15,36
MEDIDA 3	41,10	1,39	0,821	0,067	10,439	16,53
MEDIA	40,75	1,24	0,74	0,07	8,88	14,62
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,62</b>

**Tabla 6 caso 1**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESIÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	38,96	1,77	0,99	0,064	12,21	20
MEDIDA 2	37,50	1,87	1,068	0,061	12,567	20,38
MEDIDA 3	35,71	1,73	1,034	0,05	11,479	17,962
MEDIA	37,39	1,79	1,03	0,06	12,09	19,45
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,62</b>

**Tabla 7 caso 2**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESIÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	38,46	2,48	1,33	0,064	6,281	27,633
MEDIDA 2	34,09	2,55	1,56	0,0566	17,422	25,216
MEDIDA 3	30,93	2,57	1,6	0,0522	13,144	23,04
MEDIA	34,49	2,53	1,50	0,06	12,28	25,30
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,48</b>

**Tabla 8 caso 3**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	73,17	1,27	0,72	0,12	2,78	26,977
MEDIDA 2	55,56	1,36	0,695	0,0924	10,855	21,85
MEDIDA 3	50,00	1,57	0,796	0,0844	10,19	22,76
MEDIA	59,58	1,40	0,74	0,10	7,94	23,86
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,3</b>

**Tabla 9 caso 4**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	50,00	1,769	0,948	0,0831	12,88	25,58
MEDIDA 2	51,72	1,76	0,88	0,086	13,707	26,47
MEDIDA 3	52,63	2	1,046	0,088	17,7	30,469
MEDIA	51,45	1,84	0,96	0,09	14,76	27,51
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,51</b>

**Tabla 10 caso 5**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	51,72	2,55	1,29	0,0862	12,393	38,167
MEDIDA 2	46,88	2,57	1,32	0,078	19,611	34,83
MEDIDA 3	44,78	2,56	1,427	0,0747	15,864	33,19
MEDIA	47,79	2,56	1,35	0,08	15,96	35,40
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,42</b>

**Tabla 11 caso 6**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	65,22	1,17	0,598	0,109	9,013	22,201
MEDIDA 2	66,67	1,03	0,484	0,11	10,058	19,986
MEDIDA 3	61,22	1,38	0,607	0,103	5,675	24,519
MEDIA	64,37	1,19	0,56	0,11	8,25	22,24
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,37</b>

**Tabla 12 caso 7**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	61,22	2,026	0,795	0,1007	14,826	35,876
MEDIDA 2	62,50	1,99	0,903	0,102	14,523	36,071
MEDIDA 3	60,00	1,953	0,905	0,1	17,213	33,887
MEDIA	61,24	1,99	0,87	0,10	15,52	35,28
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,44</b>

**Tabla 13 caso 8**

DESCRIPCIÓN CASO	RPM	PRESIÓN MÁXIMA [bar]	PRESÓN MEDIA ABSOLUTA [bar]	VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [m/s]	POTENCIA MEDIA [w]	POTENCIA MEDIA TEÓRICA [ W ]
MEDIDA 1	57,69	2,52	1,22	0,0966	23,18	42,06
MEDIDA 2	54,55	2,62	1,203	0,0921	18,682	41,405
MEDIDA 3	52,63	2,64	1,201	0,088	12,294	40,325
MEDIA	54,96	2,59	1,21	0,09	18,05	41,26
<b>RENDIMIENTO</b>						<b>0,43</b>

El estudio de la evolución temporal de la potencia nos da una indicación cualitativa del comportamiento del sistema. El cómputo de los promedios de potencia generada,



así como de la potencia media teórica nos da un indicativo de cuan bueno desde un punto de vista estrictamente termodinámico es el sistema, pues las pérdidas mecánicas no son consideradas ni son el objeto de análisis en la presente investigación. Los promedios operativos del sistema son mostrados en las Tabla 5 a la Tabla 13. De acuerdo al diseño de experimentos, los rpm han variado desde un mínimo de 35 a un máximo de 65 rpm. La presión máxima es variada desde un mínimo de 1 bar manométrico hasta un máximo de 2,6 bar manométricos, que se corresponden con ratios de presión de 2 a 3,6 respectivamente. La potencia mínima es en torno a 8 watios y la potencia máxima es en torno a 20 watios.

Como es de esperar, a medida que aumentan los rpm aumenta la potencia y a medida que aumenta la presión aumenta también la potencia. El hecho de obtener potencias inferiores al valor de diseño es relativo a unas bajas rpm. El aumento del rpm está relacionado a mayores flujos de aire por las tuberías de entrada y salida al sistema y por el conjunto de la válvula rotativa. Como se puede ver de las presiones medidas, cuando se aumenta la frecuencia, la presión baja no llega a la presión atmosférica (0 bar) precisamente por el retardo en la salida y entrada de gases del sistema, por lo que las curvas de operación del sistema se alejan del teórico, por lo que velocidades elevadas están relacionadas a un peor desempeño del sistema.

Los rendimientos obtenidos como división de la potencia media experimental y la teórica arrojan valores entre 0,3 a 0,6. Dichos valores están dentro del rango de valores mostrados en la literatura como se expuso en la introducción.

## CAPÍTULO IV

### 4.1. Conclusiones.

- Se diseñó y construyó un modelo operativo de un expansor de aire comprimido de potencia a microescala que manejan presiones que oscilan entre 1.3 a 2.7 bar. Este trabajo es novedoso, pues nunca se había desarrollado en la facultad un trabajo de este tipo ni se habían evaluado las curvas de presión indicada de máquinas de pistones. Los rendimientos termodinámicos son del orden de los existentes en otros tipos de tecnologías que van desde 0.3 a 0.6, si bien los rendimientos mecánicos son un parámetro de estudio en futuras investigaciones.
- Se ha implementado un sistema SCADA capaz de tomar las mediciones de presión y posición del pistón, el cual es capaz de guardar los puntos medidos en una hoja de datos de texto para poder post procesar dicha información utilizando programación C++ y así obtener mediante cálculo discreto la potencia indicada del prototipo.
- Dicha potencia, indicada y promedio, se calculó mediante ecuaciones básicas termodinámicas (6) a (11) para unas condiciones de operación que simulan la operación de un ciclo orgánico de Rankine con un foco caliente de baja temperatura. El rendimiento promedio para rango de condiciones medidas oscila entre 0.3 y 0.6 lo que concuerda con los prototipos construidos por los autores [3].

### 4.2. Recomendaciones.

Diseño de otro distribuidor de aire con más área seccional que permita acercarse más a la curva teórica a alto flujo y así poder incrementar la potencia entregada por el sistema.

Se ha comprobado que se pueden obtener expansores de pistones y el reto es extender su operación a fluidos orgánicos para su empleo en ciclos de ORC.

Monitorear al mismo tiempo la presión indicada y regular y medir en tiempo real la carga aplicada en el generador DC para evaluar el desempeño mecánico del sistema.

### C. MATERIALES DE REFERENCIA

- [1] A Fallis *et al.*, “COLAPSO SECUNDARIO AUTOSIMILAR CON MATERIA OSCURA Y FORMACIÓN ESTELAR,” *Rev. Boliv. Física*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- [2] H. S. Li and X. S. Jiang, “Experimental performance of a piston expander in a small-,” doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012066.
- [3] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, and V. Lemort, “Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [4] M. Bianchi *et al.*, “Experimental analysis of a micro-ORC driven by piston expander for low-grade heat recovery,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. November 2018, pp. 1278–1291, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.019.
- [5] V. A. G. GARCÍA, “ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE EXPANSORES PARA UN CICLO BINARIO DE EVAPORACIÓN INSTANTÁNEA,” UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO, 2015.
- [6] N. S. I. Smith, “Power recovery from low cost two-phase expanders,” *Cent. Posit. Displac. Compress. Technol.*, 2010.
- [7] C. del C. G. T. José Alfredo Jiménez Bernal, *Termodinámica*. México: Grupo Editorial Patria, 2015.
- [8] L. C. M. Toledo, “CARACTERIZACIÓN Y MODELIZACIÓN DE UN EXPANSOR SCROLL DE PEQUEÑA POTENCIA. INTEGRACIÓN EN SISTEMAS DE ABSORCIÓN PARA PRODUCCIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA Y REFRIGERACIÓN,” Universitat Rovira I Virgili, 2013.
- [9] R. Yañez-valdez, L. Bautista-morelos, F. Cuenca-jiménez, and M. López-parra, “Tema Diseño mecánico: Mecanismos ‘Diseño de un sistema leva seguidor cilíndrico desmodrómico para generar desplazamientos lineales reciprocantes,’” pp. 326–333, 2017.

# ANEXOS



## DATOS TÉCNICOS

El prototipo consta de los siguientes componentes:

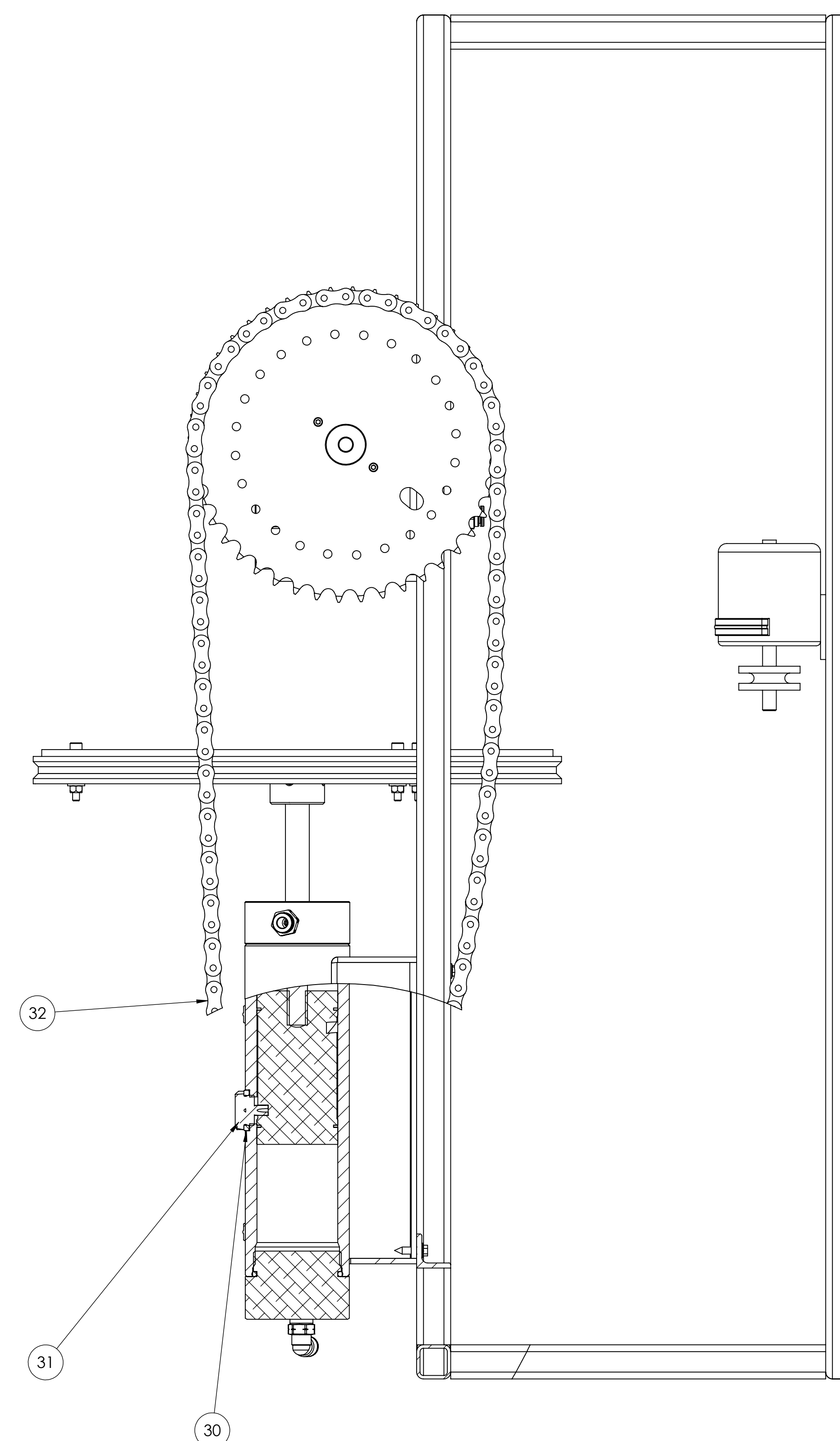
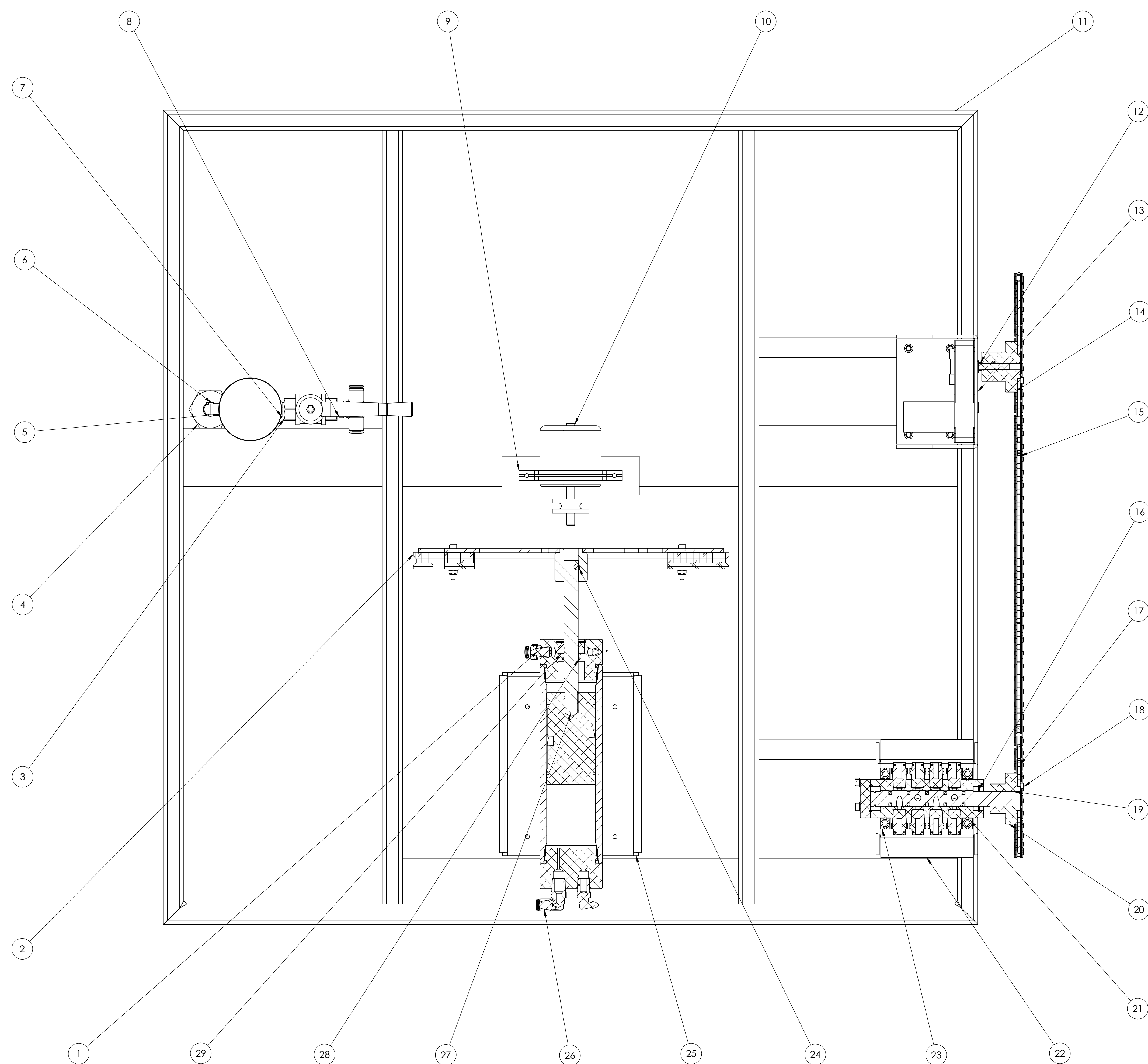
La estructura tiene las siguientes dimensiones generales: largo=800 mm, ancho=260 mm, alto = 800mm.

Un peso aproximado de 22 Kg.

Un motor de corriente continua de 12 v.

Cilindro diseñado que soporta la presión de trabajo que oscila entre una mínima de 0.3 bar y una máxima de 2.7 bar.

Consta de tres sensores, el uno de posición y dos sensores de presión que son alimentados con una fuente de 5 v.



### RECOMENDACIONES DE MONTAJE

Para realizar el proceso de ensamblaje del prototipo se procederá según lo indicado a continuación:

Se inicia con el montaje de la estructura, posteriormente con la sujeción del cilindro principal con abrazaderas de 50 mm, para continuar con el montaje del volante de inercia que se sujetara con 2 prisioneros 3/16 UNC.

La válvula de distribución es sujeta con abrazaderas de 32 mm, la rueda dentada se sujeta con prisioneros de ¼ UNC.

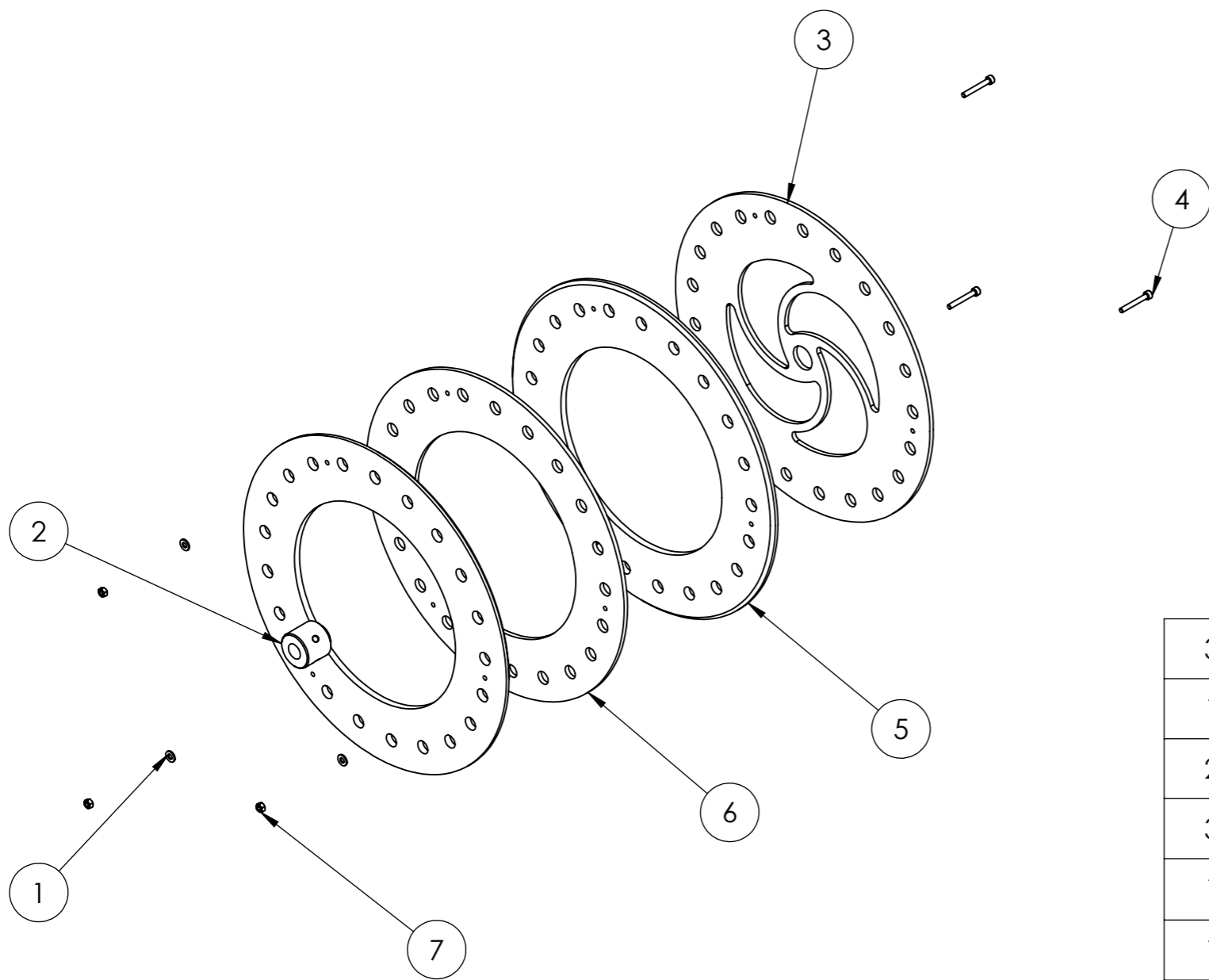
El motor se emperna a la base con pemos de 3/16 UNC, posterior se ensamblará el piñón al eje y se lo sujetará con dos prisioneros de ¼ UNC, luego se colocará la cadena y se la tensionará con la base del motor.

Los sensores de presión y posición se conectarán respectivamente a la entrada y salida del cilindro principal, mientras que el sensor de posición se ubicara en la válvula de distribución.

Se colocará toda la instrumentación del sistema: niples, válvulas, unidad de mantenimiento, etc. Y finalmente se conectará las mangueras de entrada y salida junto con la manguera principal que alimentará al prototipo.

N° DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	N° DE ORDEN	PESO	OBSER.
1	CADENA	ACERO ALEADO	51	428.03	
1	BASE DE PISTON PRISIONERO	AISI 304 ACERO	50	1174.436	
6	PRISIONERO	ACERO	49		
2	ABRAZADERA 2 IN	ASTM A36 ACERO	48	6.494	
1	BASE VALVULA	AISI 304	47	671.477	
10	TORNILLOS AUTOPERFORANTES		46		
1	SOPORTE VALVULA	DURALUMINIO	45	81.974	
4	PERNO ALLEN	ACERO	44		
1	CATALINA	ACERO ALEADO	43	107.723	
1	PIÑON	ACERO ALEADO	42	495.733	
1	SOPORTE MOTOR	DURALUMINIO	41	106.089	
1	BASE DE MOTOR	AISI 304	40	672.078	
1	MOTOR	ALEACIÓN 1060	39	427.929	
1	ESTRUCTURA	ASTM A36 ACERO	38	11366.264	
1	MOTOR CC	DURALUMINIO	37	508.360	
3	ABRAZADERA 2 1/2	ASTM A36 ACERO	36	10.750	
1	SOPORTE	ACERO ALEADO	35	171.632	
1	MANOMETRO	BRONCE	34	88.000	
1	TE RAPIDA	DURALUMINIO	33	25.000	
1	LLAVE DE PASO	BRONCE	32	175.000	
1	NEPLO ROSCADO	AISI 1020	31	17.900	
1	CODO	BRONCE	29	27.700	
1	EJE MOTRIZ	AISI 1020	28	182.417	
1	ORING	CAUCHO	27	-	
1	RETENEDOR	CAUCHO	26	-	
1	SEGUIDOR	ACERO ALEADO	25	25.147	
1	ESPACIADOR	DURALUMINIO	24	1.640	
2	CODO ACOUPLE RAPIDO	DURALUMINIO	23	27.500	
2	POLEA	VARIOS	14	1902.07	
5	O RING DP	PTFE (GENERAL)	9	0.624	
1	DISTRIBUIDOR DE PRESIÓN	AISI 1020	8	182.283	
1	ANILLO SEEGER	ACERO ALEADO	7		
11	ACOPLE RAPIDO	DURALUMINIO	1	17.800	

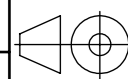
TOLERANCIA:	FECHA:	REVISIÓN:	REVISOR:	REVISOR:	REVISOR:
+1	21/7/23	14 g	VARIOS	VARIOS	1:2
U.T.A.			INGENIERÍA MECÁNICA		

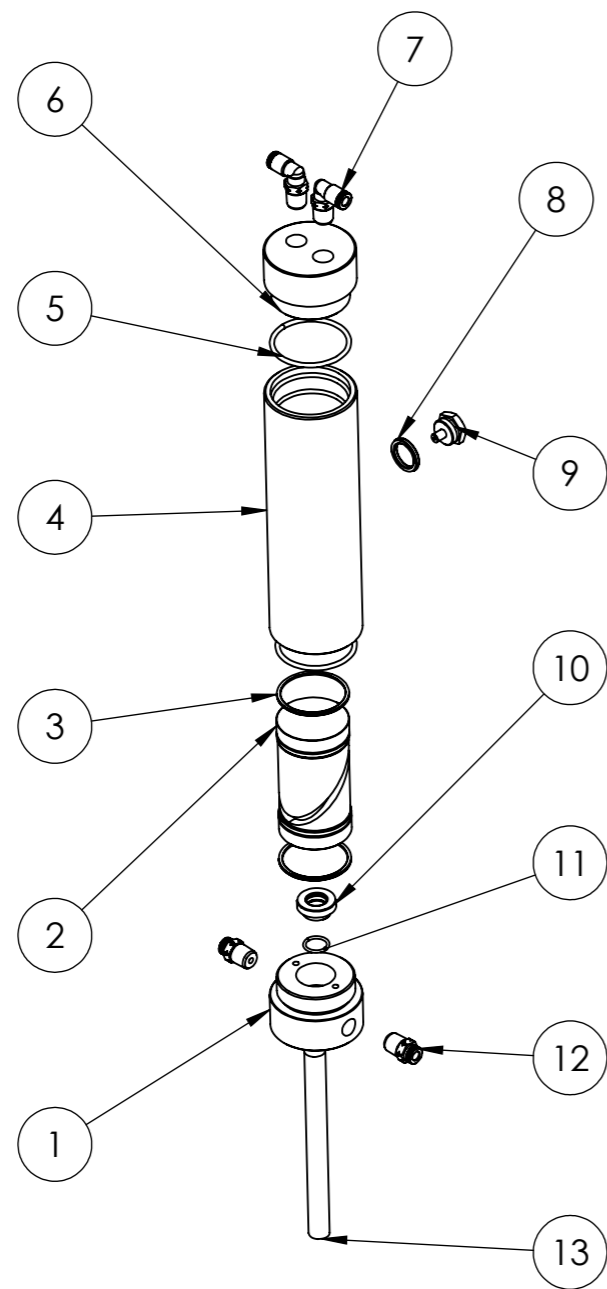


ELIMINAR ARISTAS VIVAS  
 SOLDADURA DE SOPORTE DE POLEA, CON PROCESO SMAW CON ELECTRODO E6011

N.º DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	N.º DE ORDEN	PESO	OBSER.
3	TUERCA M4		7		
1	SEPARADOR DE POLEA	Pino	6	56.872	
2	POLEA	Pino	5	89.730	
3	PERNO ALLEN M4 x 20		4		
1	VOLANTE DE INERCIA	ASTM A36 Acero	3	1516.41 4	
1	SOPORTE POLEA	AISI 1020	2	147.184	
3	ARANDELA PLANA		1		

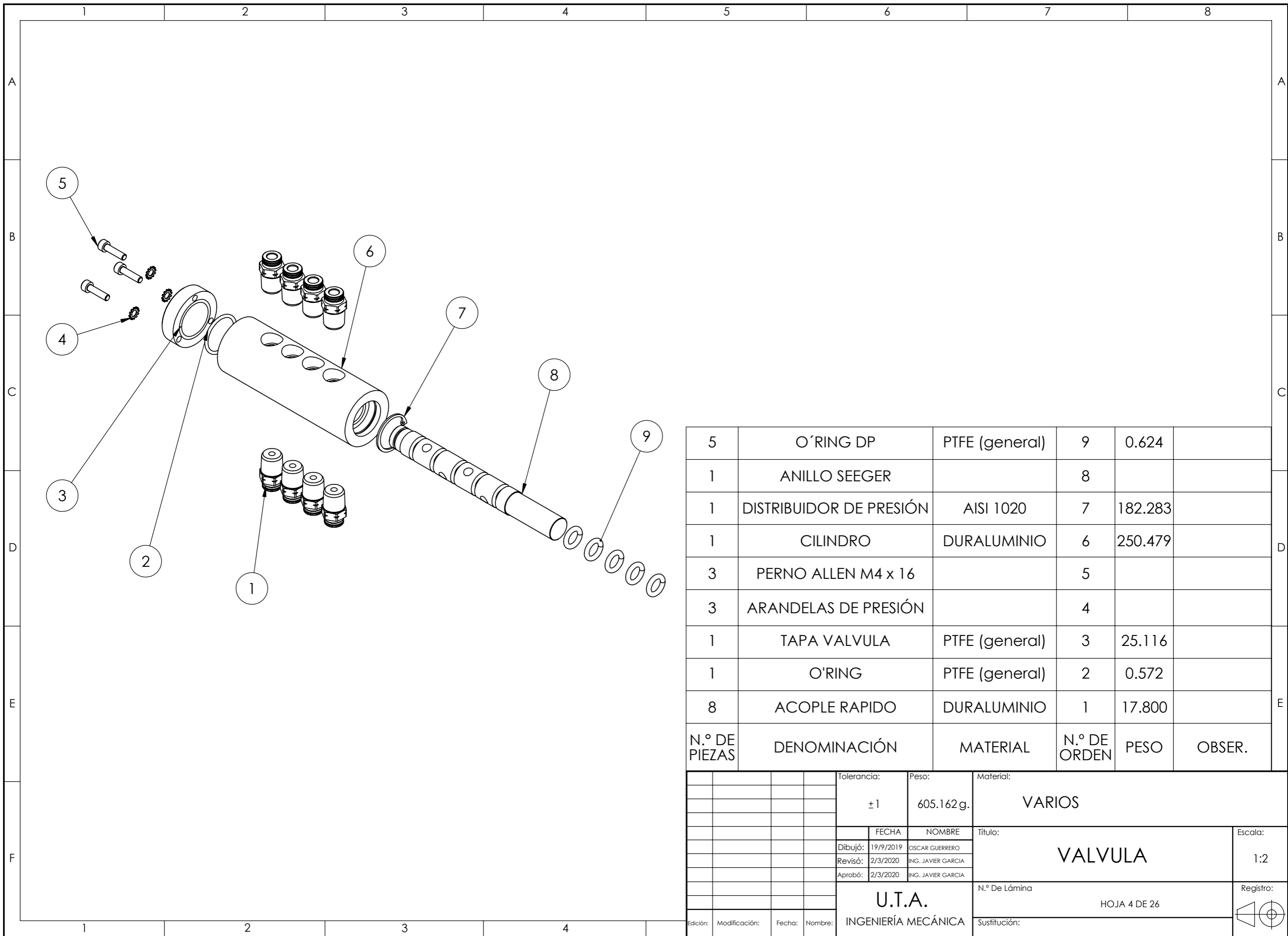
Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1916.44g.		VARIOS	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 14/1/2020		OSCAR GUERRERO		POLEA	
Revisó: 9/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 9/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 2 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Registro:	



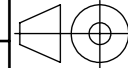


N.º DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	N.º DE ORDEN	PESO	OBSER.
1	EJE MOTRIZ	AISI 1020	13	182.417	
2	ACOPLE RAPIDO	DURALUMINIO	12	17.800	
1	ORING	PTFE (GENERAL)	11	0.292	
1	RETENEDOR	POLIURETANO (11671)	10	3.938	
1	SEGUIDOR	ACERO ALEADO	9	25.147	
1	ESPACIADOR	DURALUMINIO	8	1.640	
2	CODO ACOPLE RAPIDO	DURALUMINIO	7	27.500	
1	TAPA SUPERIOR	DURALUMINIO	6	233.905	
2	O´RING CILINDRO	PTFE (GENERAL)	5	2.627	
1	CILINDRO PRINCIPAL	FUNDICIÓN GRIS	4	1551.72 6	
2	RIN	ACERO ALEADO FUNDIDO	3	3.267	
1	LEVA	DURALUMINIO	2	423.605	
1	TAPA INFERIOR	DURALUMINIO	1	283.308	

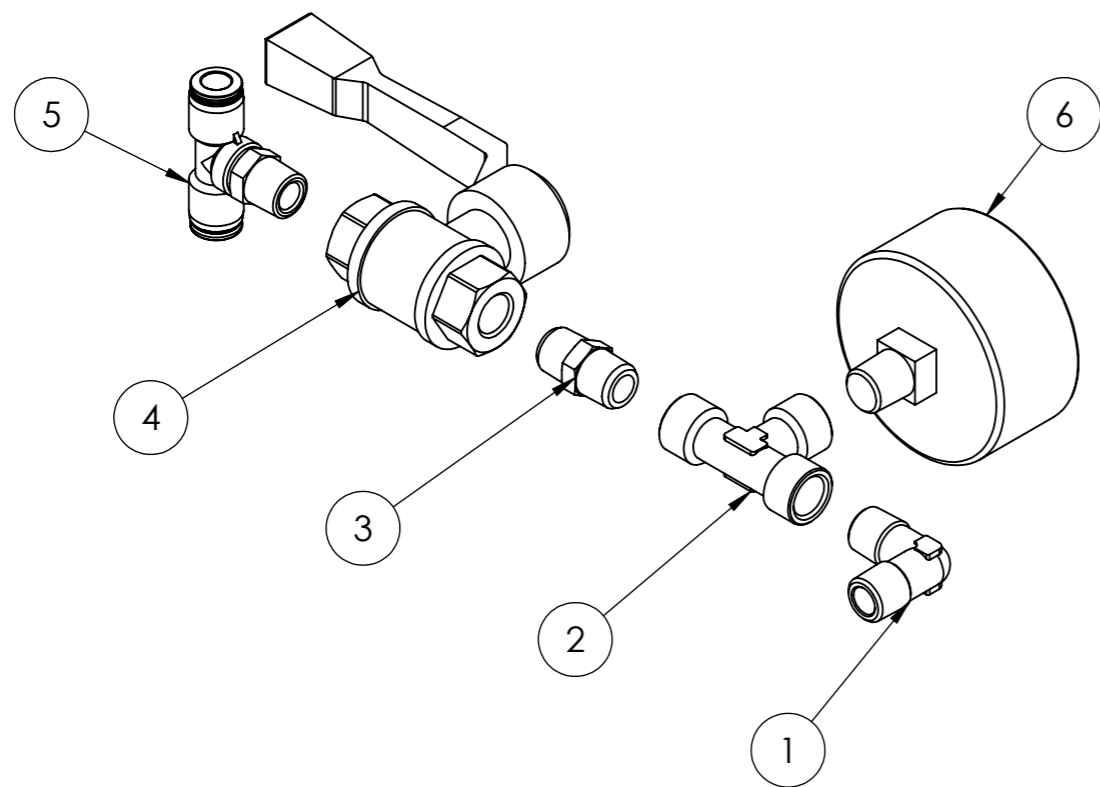
Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		2808.36g.		VARIOS	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 20/9/2019		OSCAR GUERRERO		CILINDRO PRINCIPAL	
Revisó: 18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA		Escala: 1:5	
Aprobó: 18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA		Registro:	
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 3 DE 26	
Edición:		Modificación:		Sustitución:	
Fecha:		Nombre:			



5	O´RING DP	PTFE (general)	9	0.624	
1	ANILLO SEEGER		8		
1	DISTRIBUIDOR DE PRESIÓN	AISI 1020	7	182.283	
1	CILINDRO	DURALUMINIO	6	250.479	
3	PERNO ALLEN M4 x 16		5		
3	ARANDELAS DE PRESIÓN		4		
1	TAPA VALVULA	PTFE (general)	3	25.116	
1	O´RING	PTFE (general)	2	0.572	
8	ACOPLE RAPIDO	DURALUMINIO	1	17.800	
N.º DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	N.º DE ORDEN	PESO	OBSER.

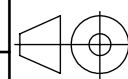
Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		605.162g.		VARIOS	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 19/9/2019		OSCAR GUERRERO		VALVULA	
Revisó: 2/3/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 2/3/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 4 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:	
					





1	TE	PTFE (general)	6	49.300	
1	TE RAPIDA	DURALUMINIO	5	25.000	
1	NEPLO ROSCADO	AISI 1020	4	17.900	
1	MANOMETRO	Bronce	3	88.000	
1	LLAVE DE PASO	Bronce	2	175.000	
1	CODO	Bronce	1	27.700	
N.º DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MATERIAL	N.º DE ORDEN	PESO	OBSER.

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		382.900g.		VARIOS	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 28/1/2020		OSCAR GUERRERO		INSTRUMENTACIÓN	
Revisó: 11/9/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 11/9/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 5 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:	
				Registro:	



1

2

3

4

N7 TORNEADO

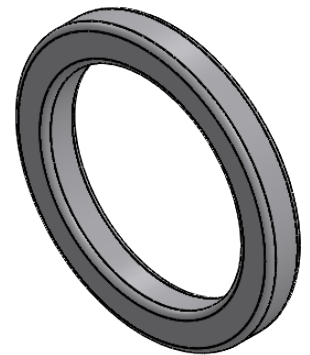
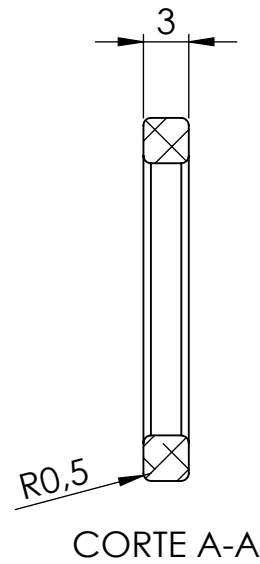
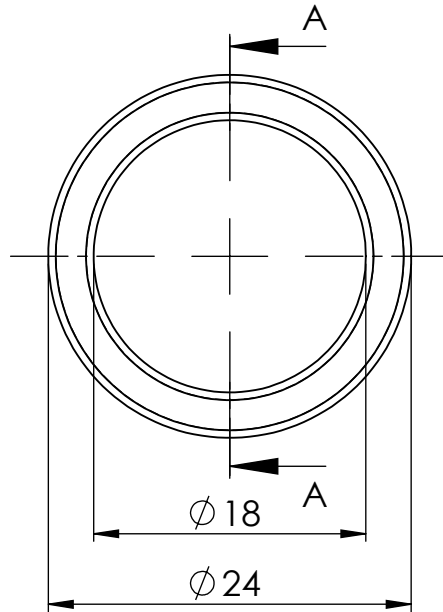
A

B

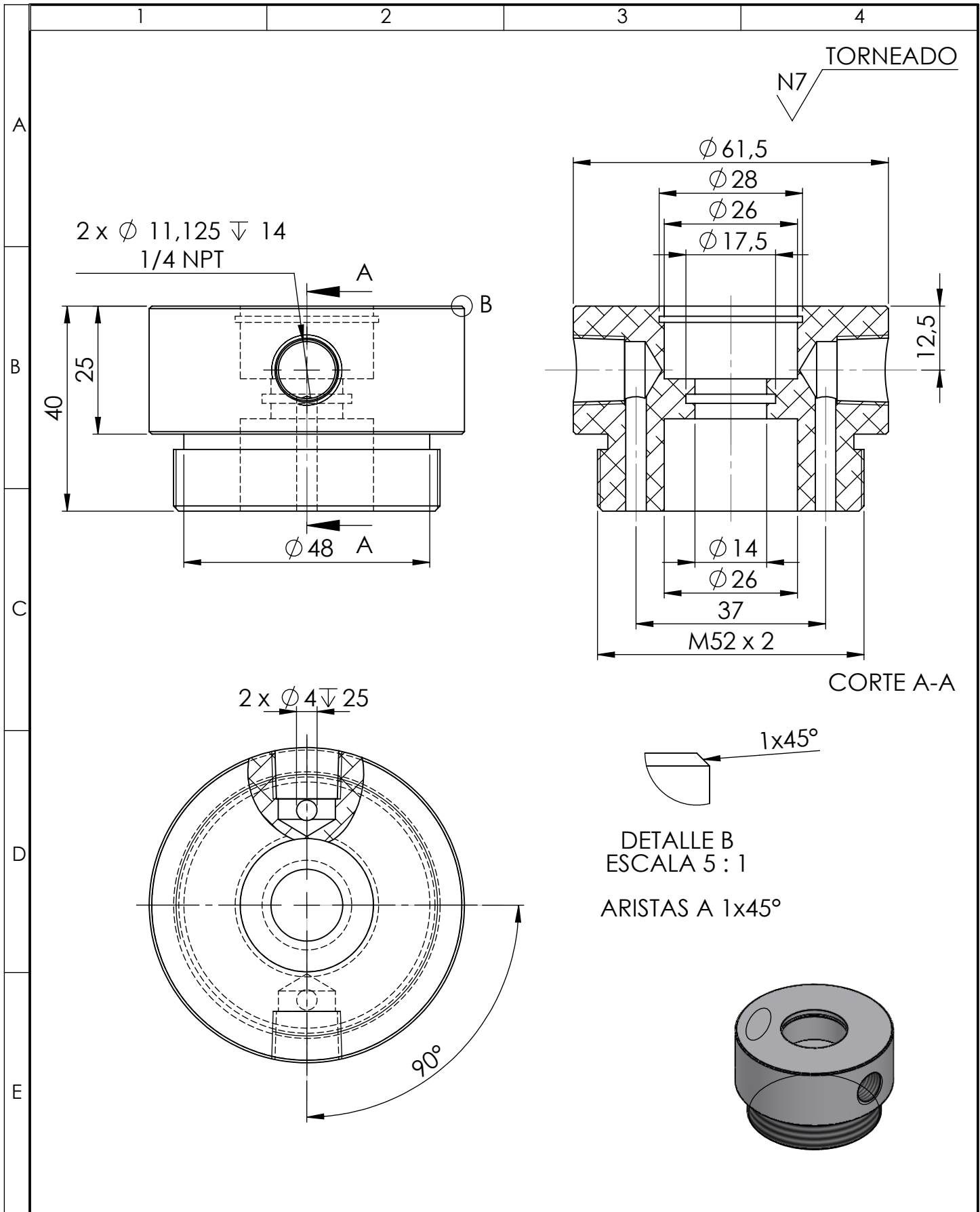
C

D

E



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					1.640 g.	DURALUMINIO	
				FECHA	NOMBRE	Título:	
				Dibujó: 28/1/2020	OSCAR GUERRERO	ESPACIADOR	
				Revisó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	Escala:	
				Aprobó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	2:1	
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 6 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:		Registro :	



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					233.905 g.	DURALUMINIO	
				FECHA	NOMBRE	Título:	
				Dibujó:	23/9/2019	OSCAR GUERRERO	Escala:
				Revisó:	10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	
				Aprobó:	10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina:	
						HOJA 7 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			Registro :

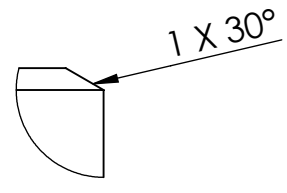
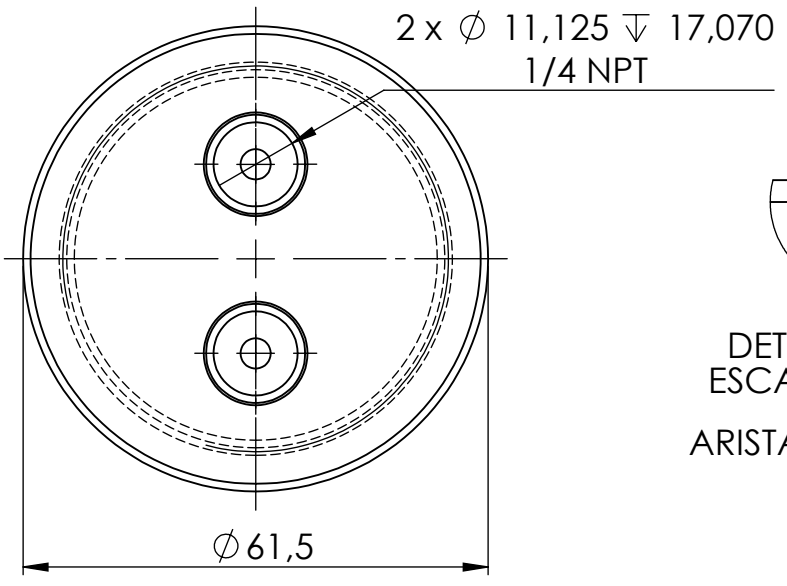
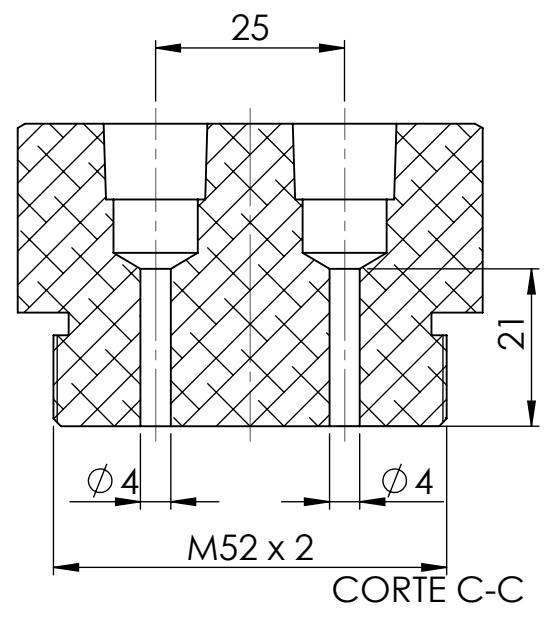
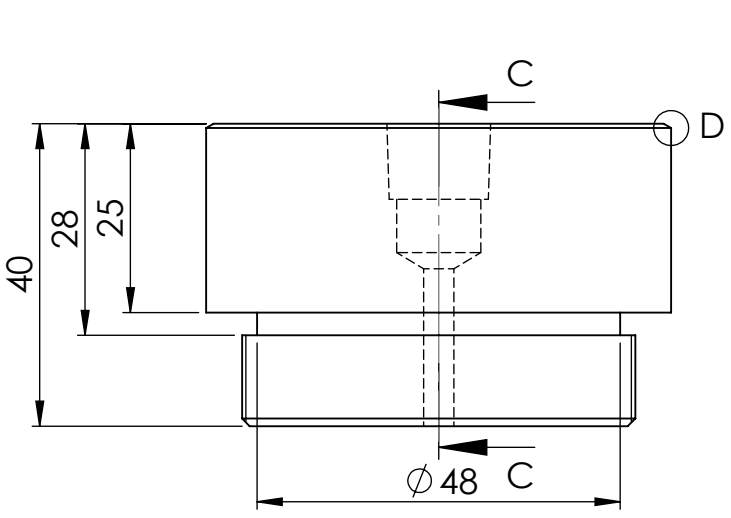
**TAPA SUPERIOR**

1:1

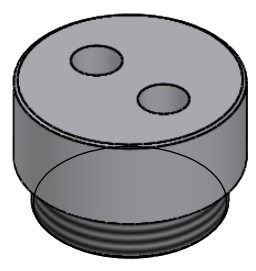


N7 TORNEADO

A  
B  
C  
D  
E



DETALLE D  
ESCALA 5 : 1  
ARISTAS A 1x 45°



				Tolerancia:	Peso:	Material:		
					283.308 g.	DURALUMINIO		
				FECHA	NOMBRE	Título:		
				Dibujó: 20/9/2019	OSCAR GUERRERO	TAPA INFERIOR		
				Revisó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	Escala:		
				Aprobó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	1:1		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina:		
						HOJA 8 DE 26		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:				Registro :

1

2

3

4

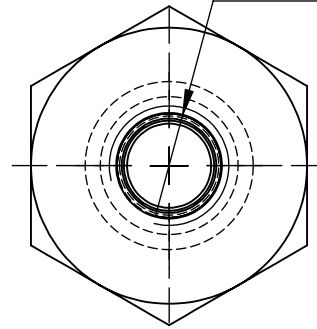
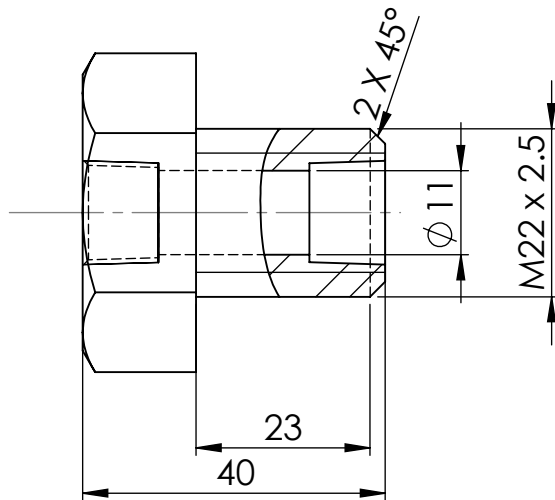
A

N7 TORNEADO

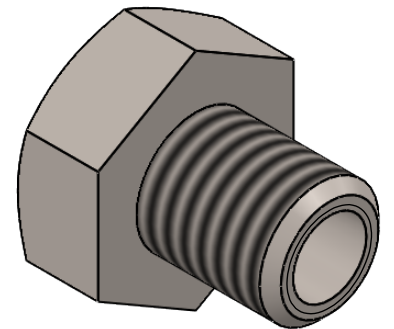
B

2 X  $\phi$  11,125  $\nabla$  14  
1/4 NPT

C



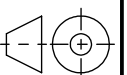
D



E

ARISTAS A 0.5 x 45°

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					171.632 g.	Acero aleado	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 28/1/2020	OSCAR GUERRERO	SOPORTE	1:1
				Revisó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 9 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



1

2

3

4

N7 TORNEADO

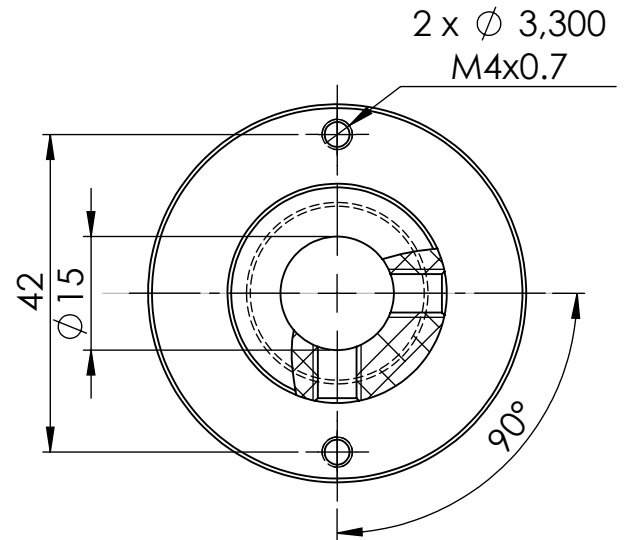
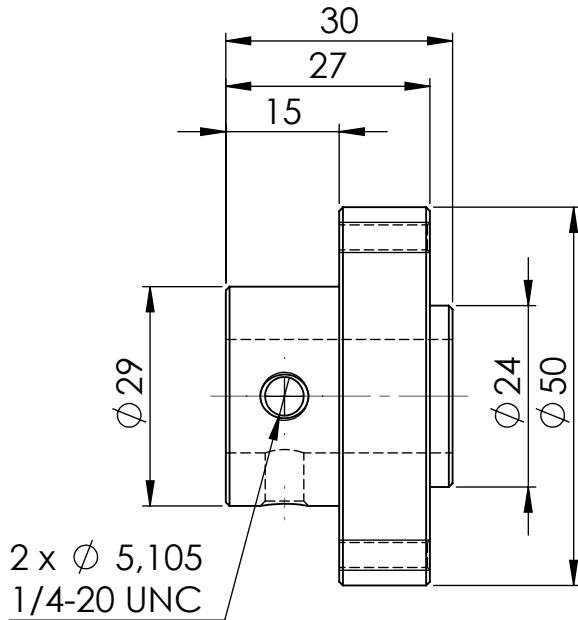
A

B

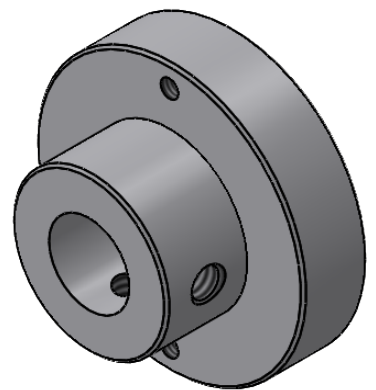
C

D

E



ARISTAS A 0.5 X 45°



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					81.974 g.	DURALUMINIO	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 9/1/2020	OSCAR GUERRERO	SOPORTE VALVULA	1:1
				Revisó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 10 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			

1

2

3

4

N7 TORNEADO

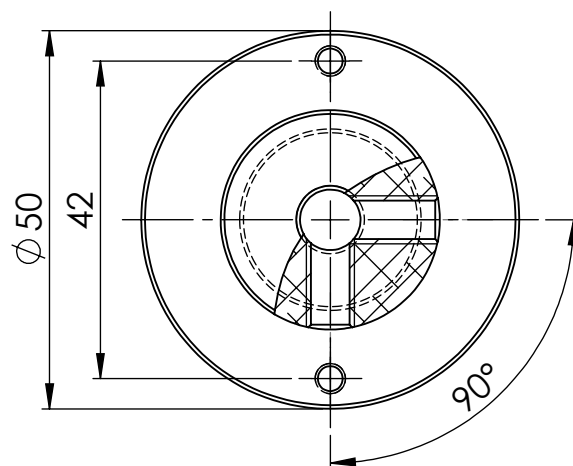
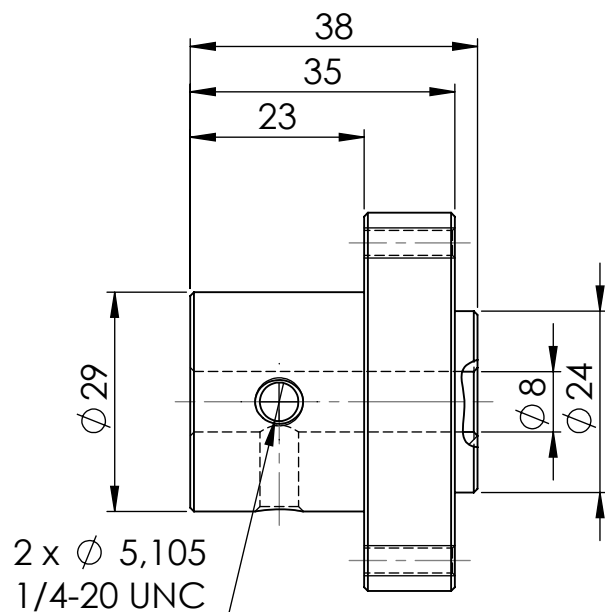
A

B

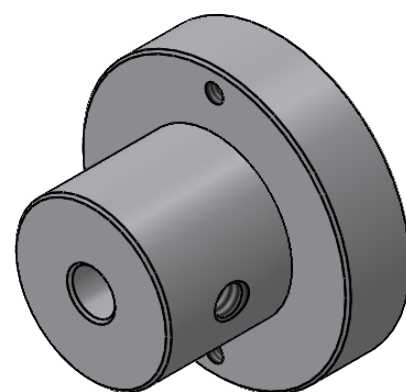
C

D

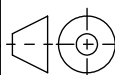
E



ARISTAS A 0.5 X 45°



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					106.089 g.	DURALUMINIO	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 9/1/2020	OSCAR GUERRERO	SOPORTE MOTOR	1:1
				Revisó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 11 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	



1

2

3

4

N7 TORNEADO

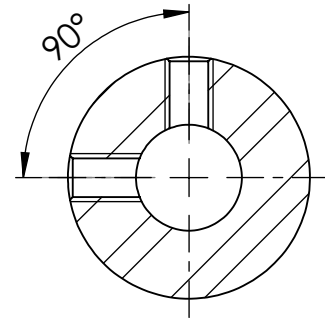
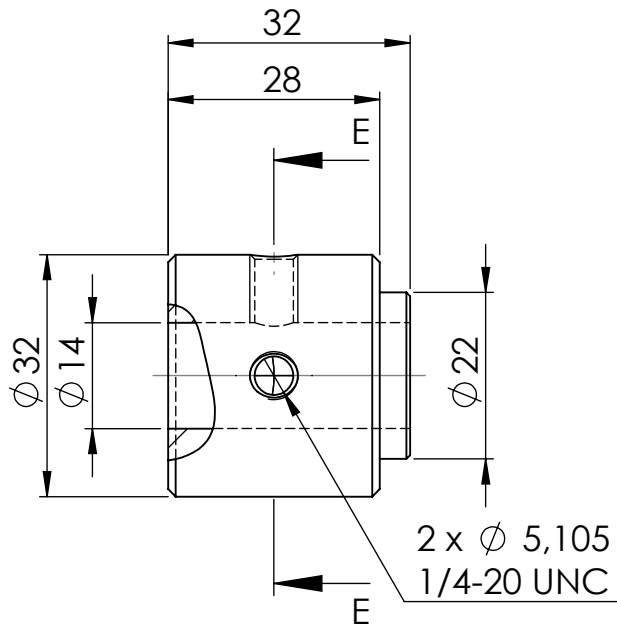
A

B

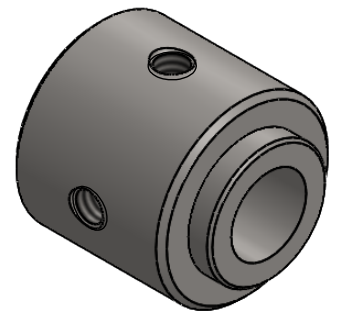
C

D

E

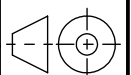


CORTE E-E



ARISTAS A 0.5 X 45°

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					147.184 g.	AISI 1020	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 14/1/2020	OSCAR GUERRERO	SOPORTE POLEA	1:1
				Revisó: 6/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 6/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 12 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			





1

2

3

4

N7 TORNEADO

A

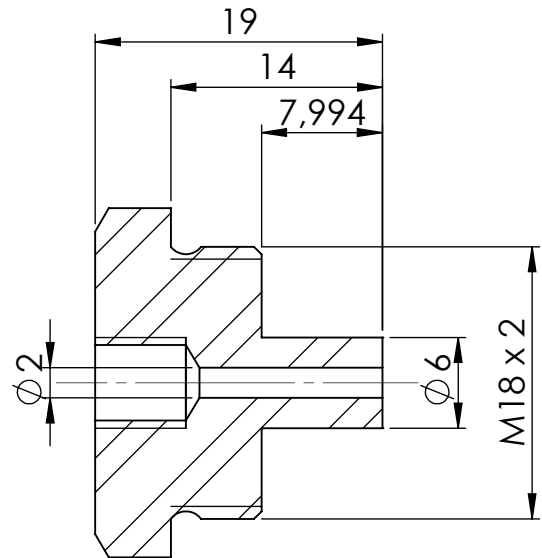
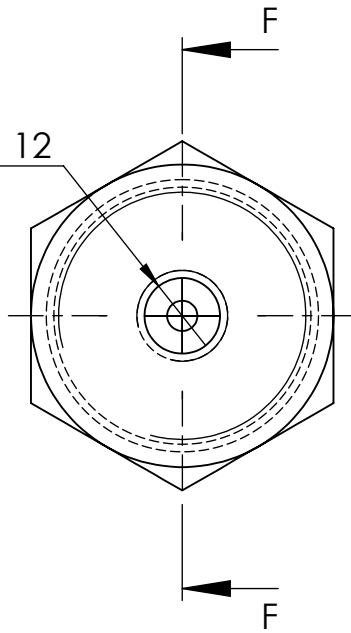
B

C

D

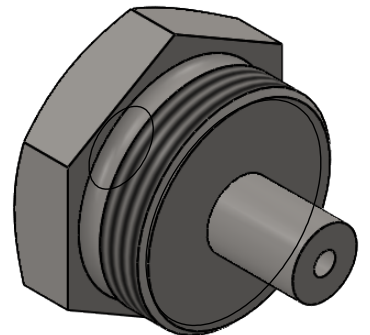
E

$\phi 5 \nabla 6$   
M6x1.0 - 6H  $\nabla 12$



CORTE F-F

ARISTAS A 0.5 x 45°



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					25.147 g.	Acero aleado	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 28/1/2020	OSCAR GUERRERO	SEGUIDOR	2:1
				Revisó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina:	Registro :
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			HOJA 13 DE 26	
				Sustitución:			

1

2

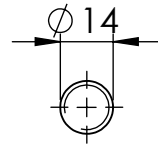
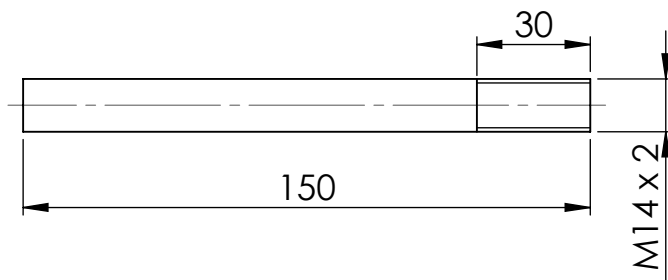
3

4

A

N7 TORNEADO

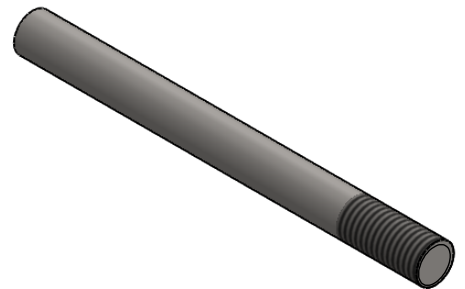
B



C

D

ARISTAS A 0.5 x 45°

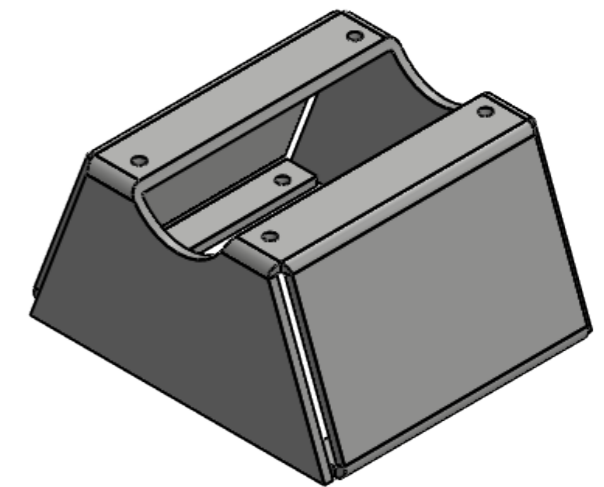
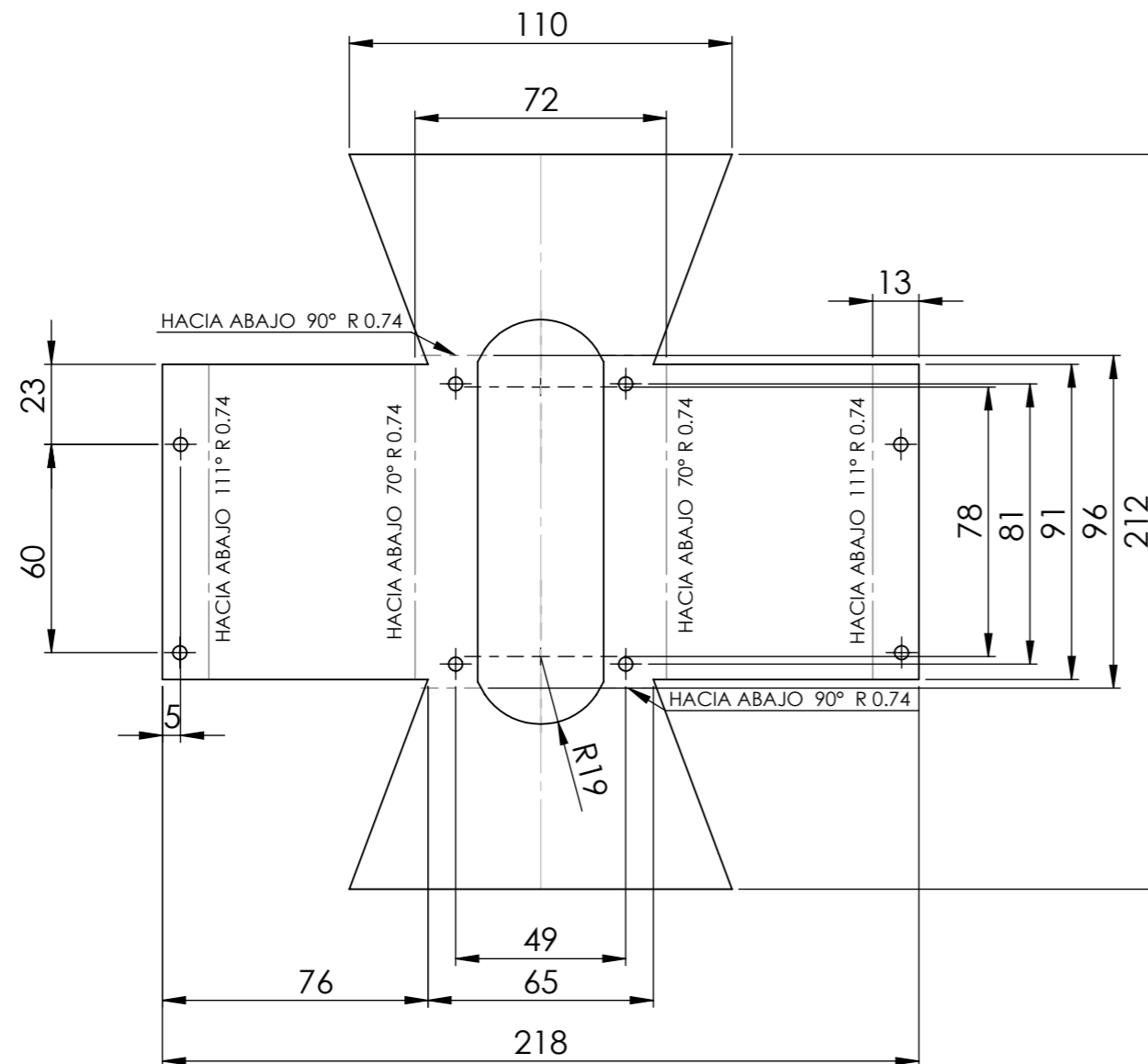


E

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					182.417 g.	AISI 1020	
					FECHA	NOMBRE	Título:
				Dibujó:	29/5/2019	OSCAR GUERRERO	EJE MOTRIZ
				Revisó:	10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	
				Aprobó:	10/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 14 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:	

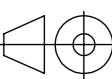
1:2

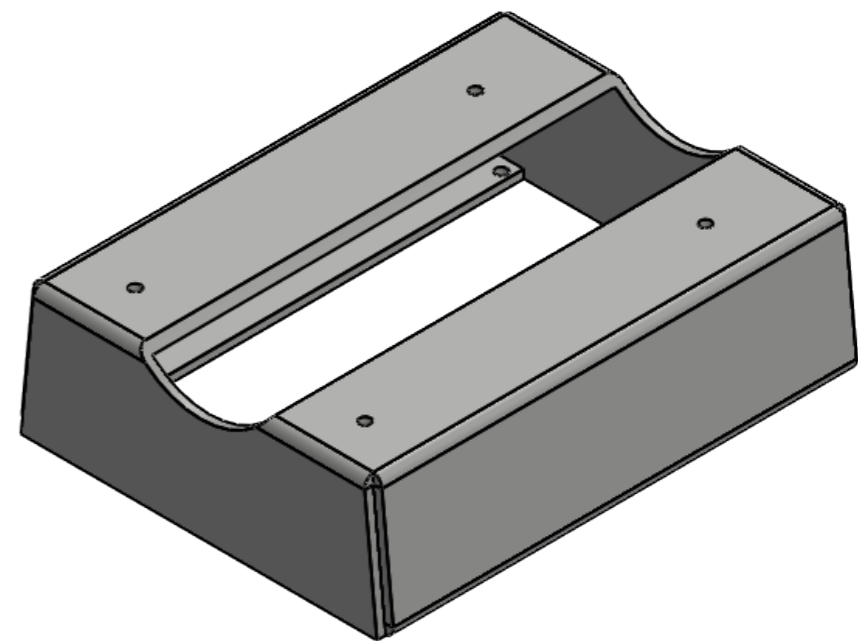
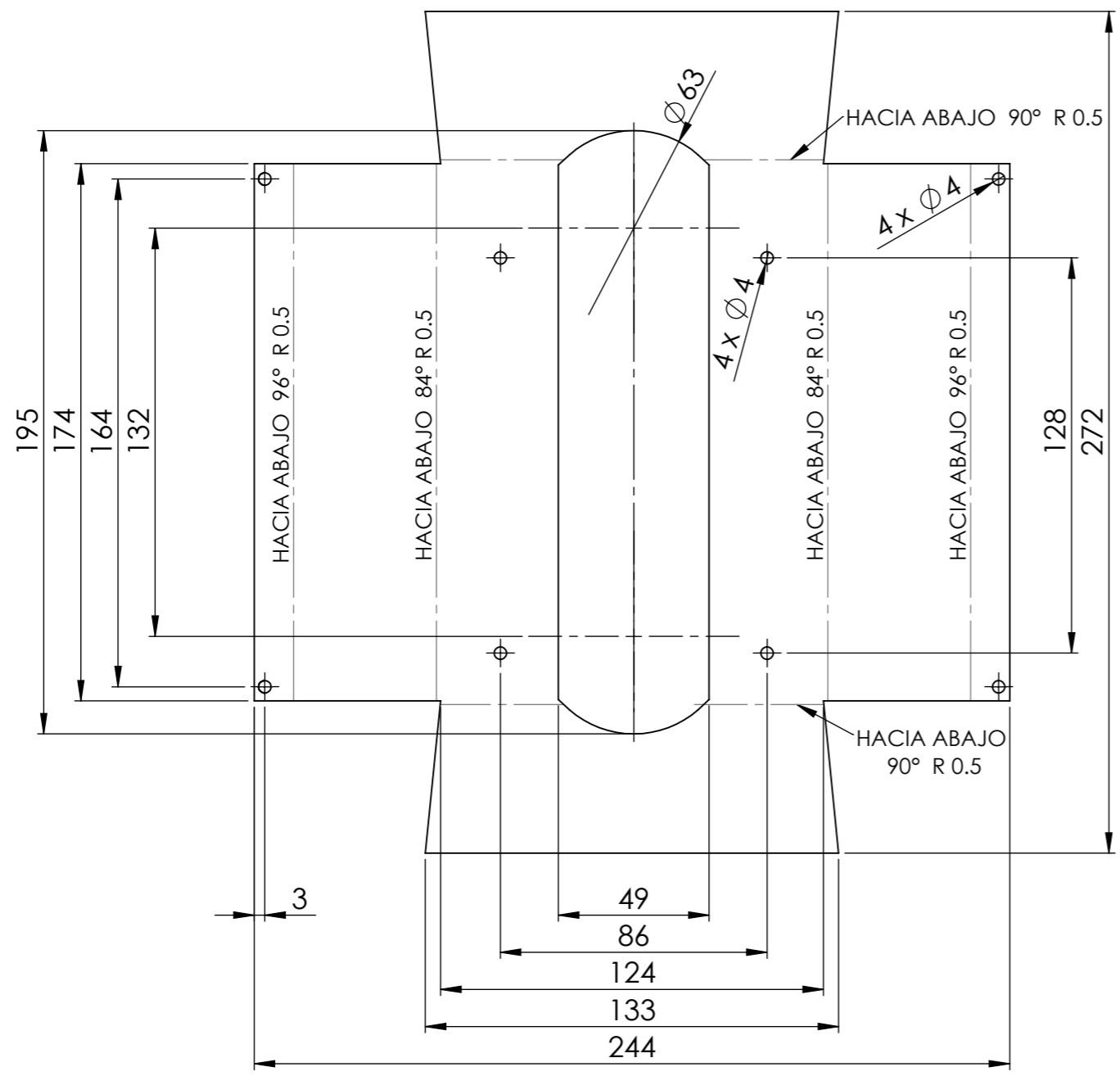




SOLDADURA DE PARTES CON PROCESO GTAW

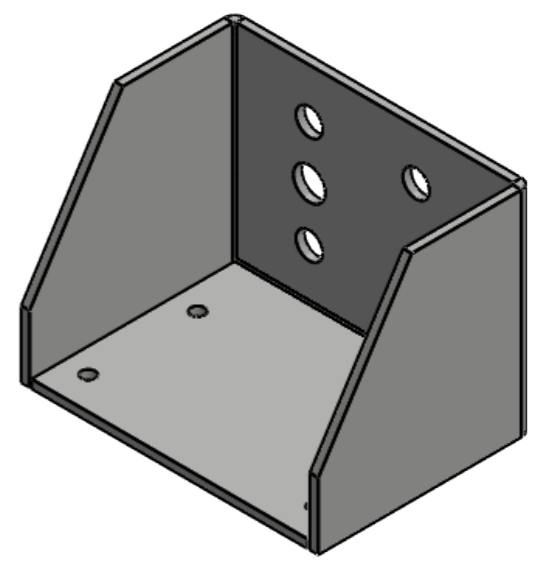
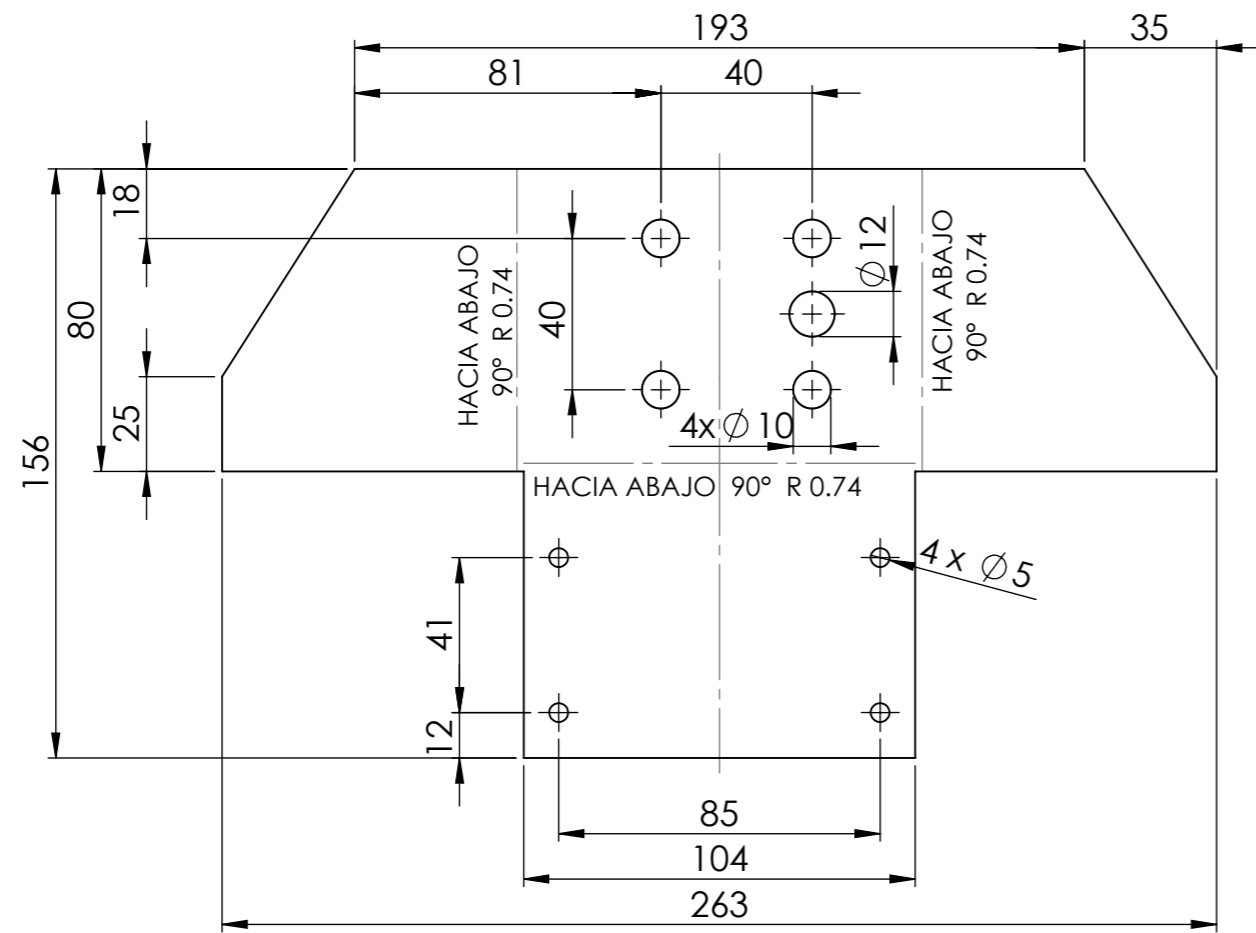
				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±1	671.477 g.	AISI 304		
				FECHA	NOMBRE	Título:		
				Dibujó: 25/11/2019	OSCAR GUERRERO	BASE VALVULA		
				Revisó: 12/2/2020	ING. JAVIER GARCIA			
				Aprobó: 12/2/2020	ING. JAVIER GARCIA			
				U.T.A.		N.º De Lámina		
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 15 DE 26		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:					Registro:





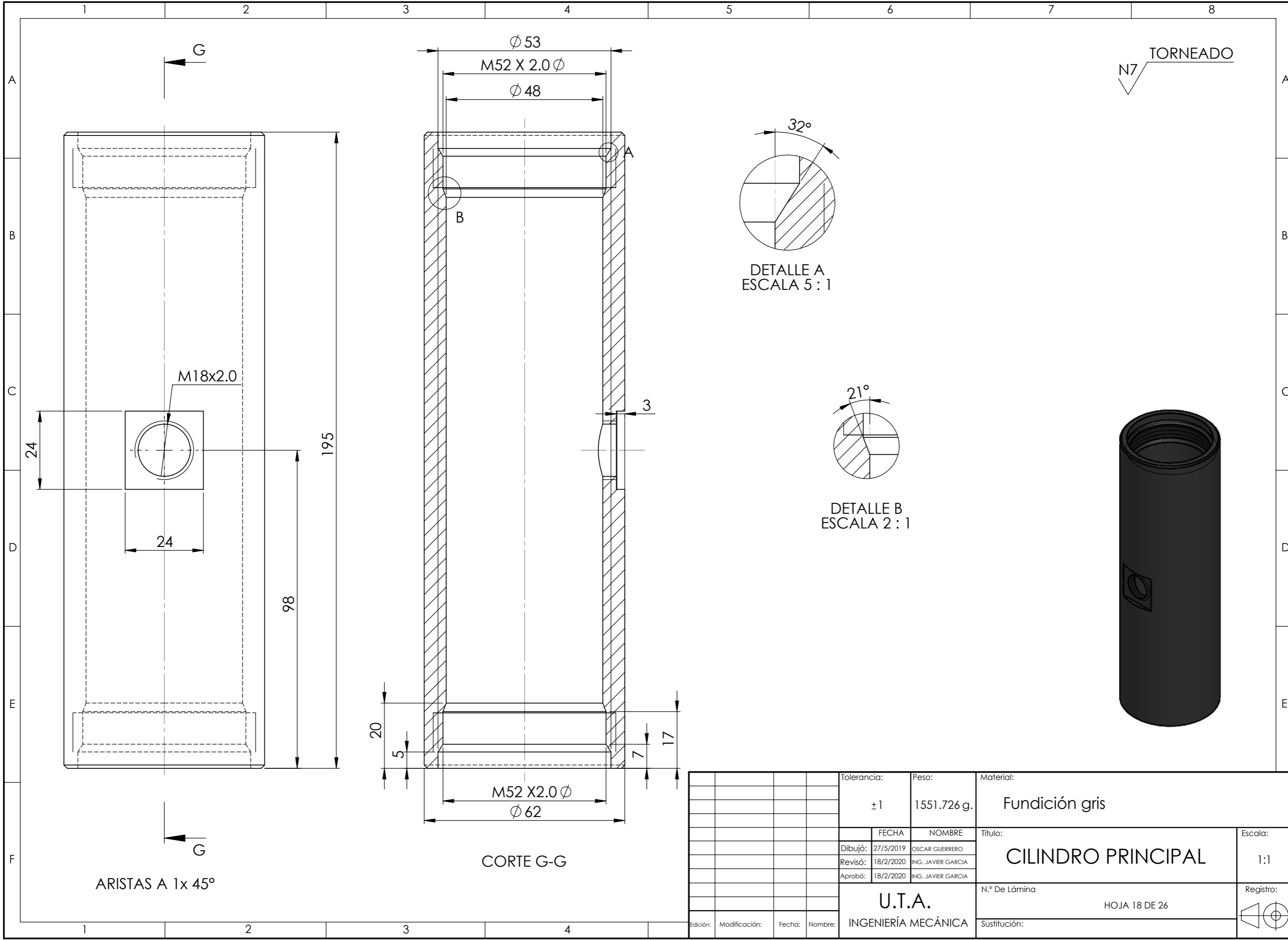
SOLDADURA DE PARTES CON PROCESO GTAW

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1174.739 g.		AISI 304	
		FECHA		NOMBRE	
Dibujó:		25/11/2019		OSCAR GUERRERO	
Revisó:		23/11/2020		ING. JAVIER GARCIA	
Aprobó:		23/11/2020		ING. JAVIER GARCIA	
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 16 DE 26	
Edición:		Modificación:		Fecha:	
				Nombre:	
				Título:	
				BASE DE PISTON	
				Escala:	
				1:2	
				Registro:	

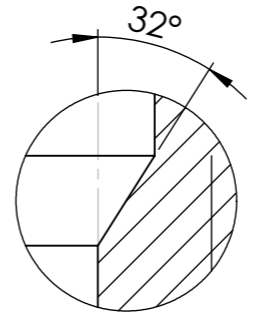


SOLDADURA DE PARTES CON PROCESO GTAW

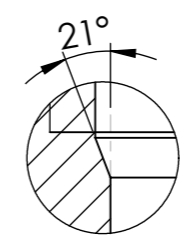
Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		672.078g.		AISI 304	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 25/11/2019		OSCAR GUERRERO		BASE DE MOTOR	
Revisó: 16/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 16/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 17 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:	
				Escala: 1:2	
				Registro:	



N7 TORNEADO



DETALLE A  
ESCALA 5 : 1



DETALLE B  
ESCALA 2 : 1

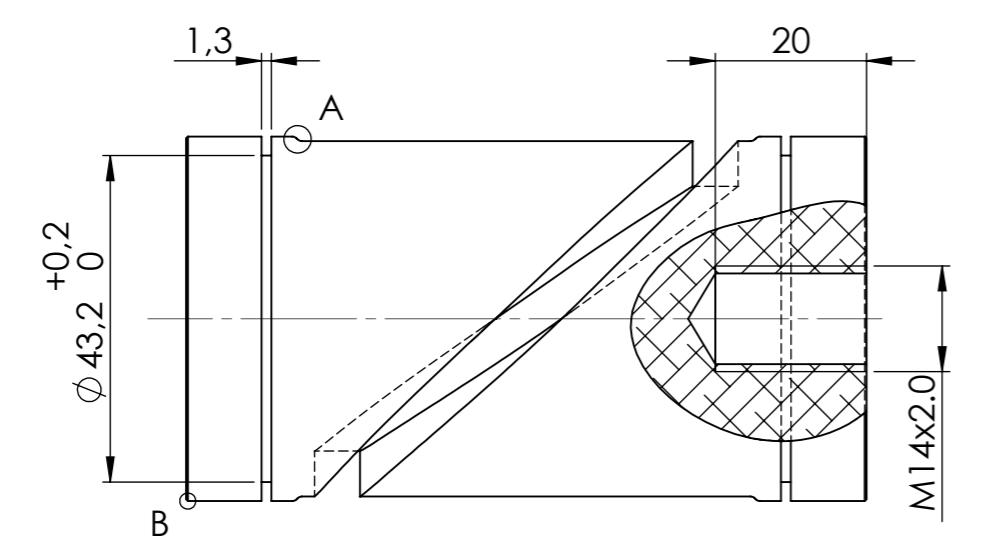
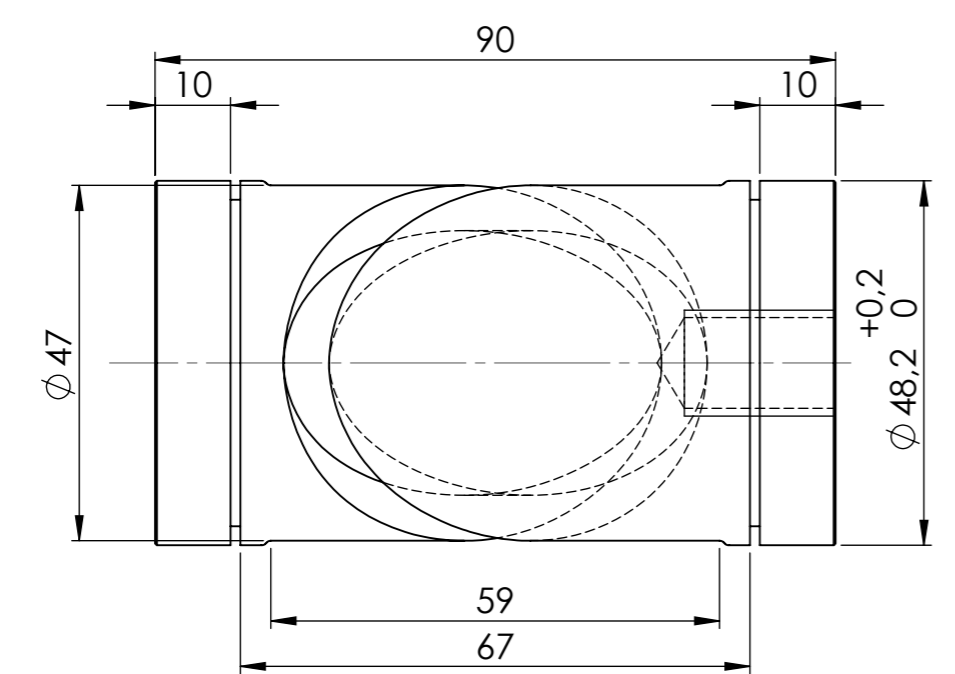


ARISTAS A 1x 45°

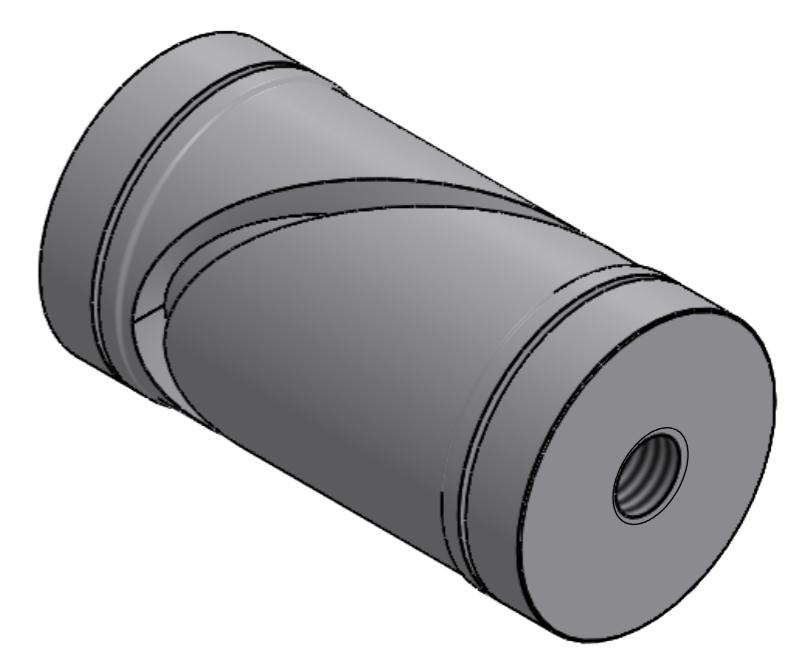
CORTE G-G

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1551.726 g.		Fundición gris	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 27/5/2019		OSCAR GUERRERO		CILINDRO PRINCIPAL	
Revisó: 18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 18 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:	
				Escala: 1:1	
				Registro:	

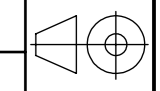
N7 TORNEADO



ARISTAS A 1x 45°



Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		423.605g.		DURALUMINIO	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 25/5/2019		OSCAR GUERRERO		LEVA	
Revisó: 8/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 8/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 19 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:	
				Registro:	



1

2

3

4

A

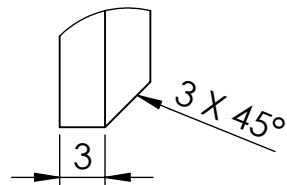
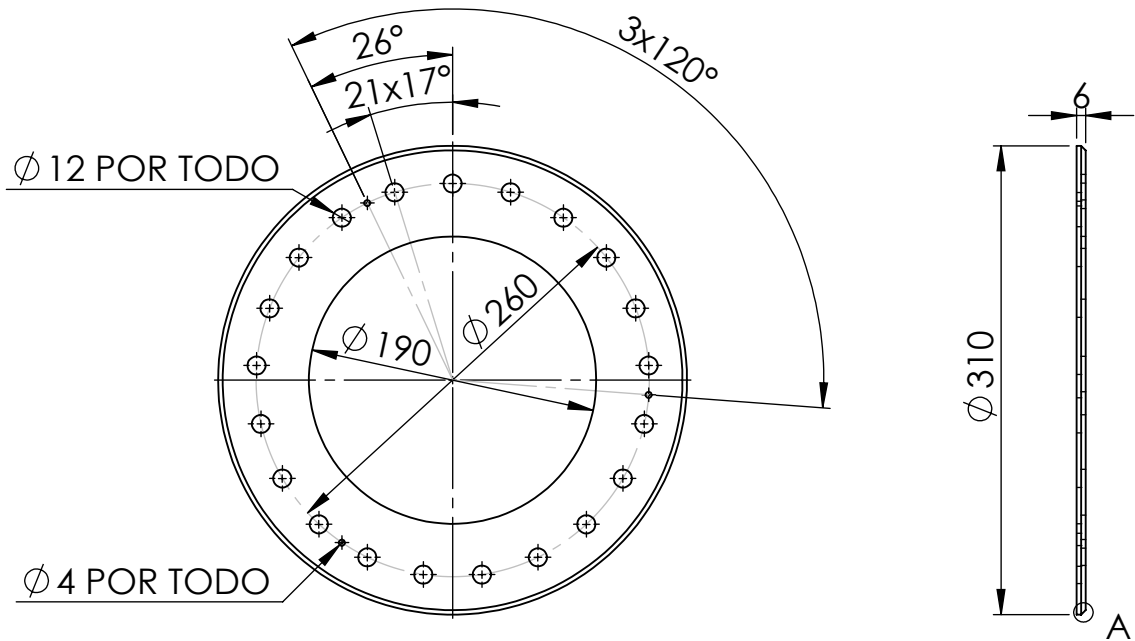
B

C

D

E

N7 TORNEADO

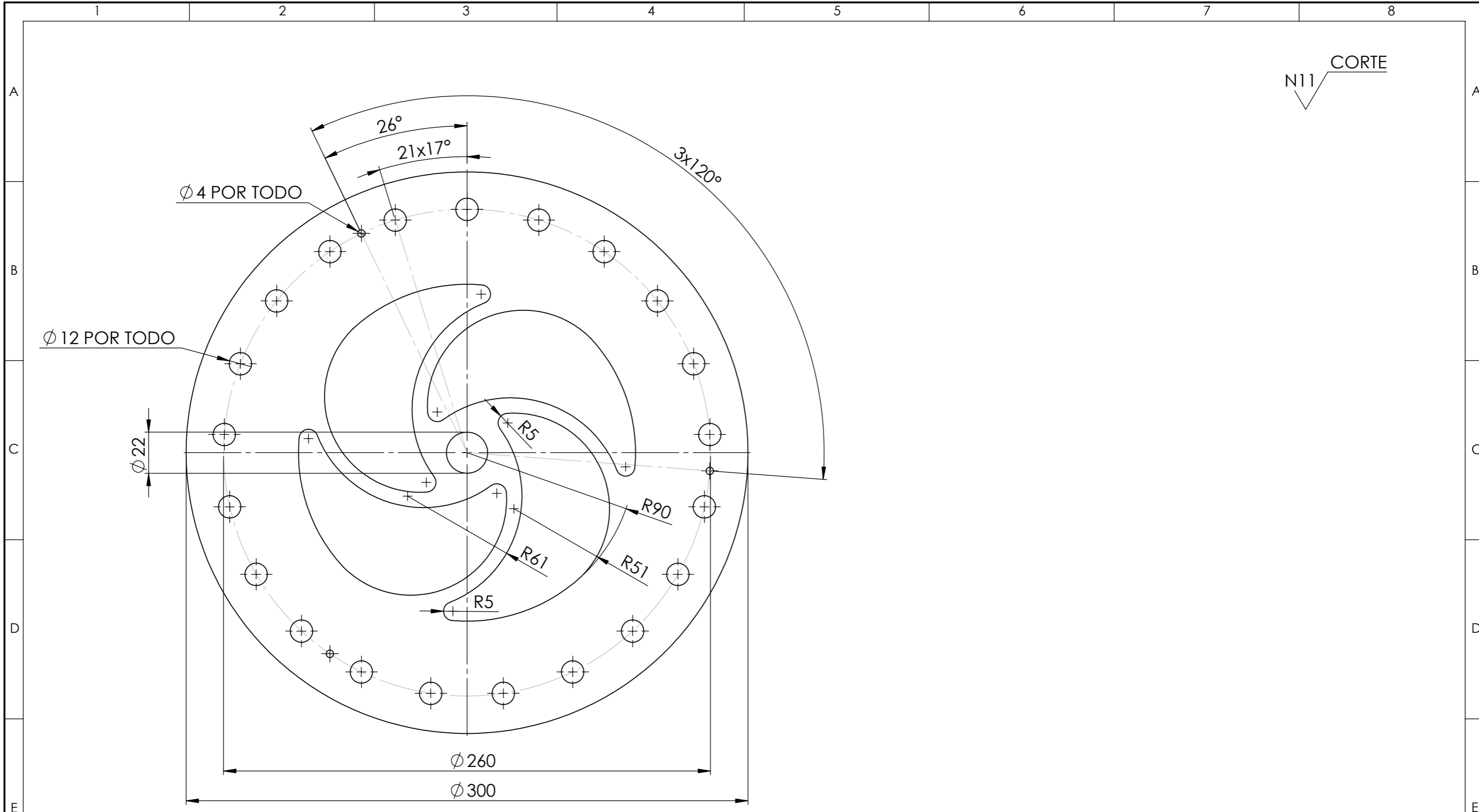


DETALLE A  
ESCALA 2 : 1

ARISTAS A 2 x 45°

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					89.730 g.	Pino	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 25/11/2019	OSCAR GUERRERO		
				Revisó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA	N.º DE Lámina:	Registro :
				U.T.A.			
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	





**NOTAS:**  
 ARISTAS A 2 x 45°  
 CORTE BAJO PROCESO PLASMA CNC  
 LAMINA DE 4 MM DE ESPESOR

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		1516.414 g.		ASTM A36 Acero	
		FECHA		Título:	
Dibujó:		25/11/2019		OSCAR GUERRERO	
Revisó:		18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA	
Aprobó:		18/2/2020		ING. JAVIER GARCIA	
U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA				N.º De Lámina	
				HOJA 21 DE 26	
Edición:				Registro:	
Modificación:				Escala:	
Fecha:				1:2	
Nombre:				Sustitución:	

1

2

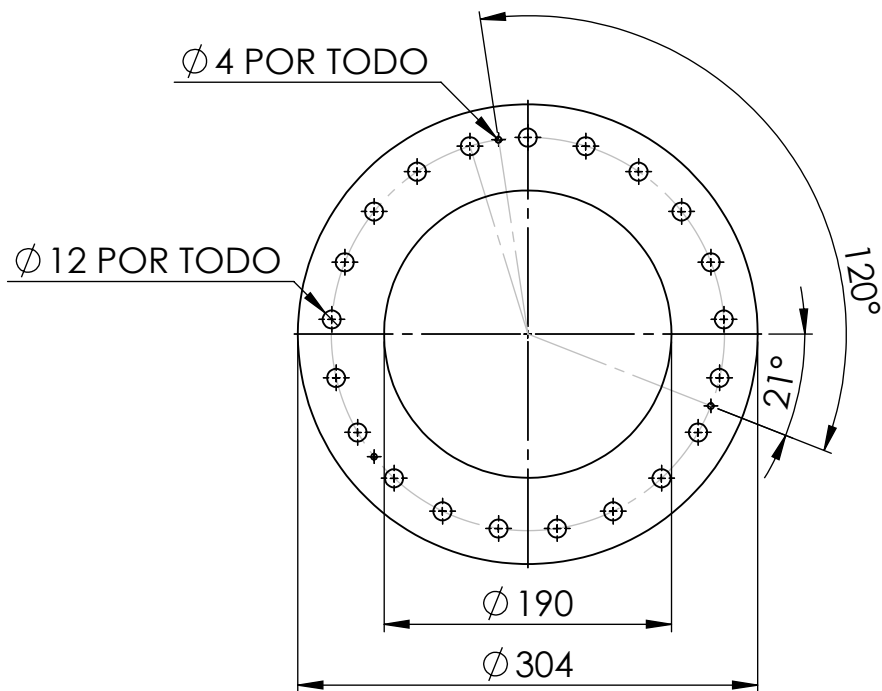
3

4

A

N11  
CORTE

B



C

D

**NOTAS:**

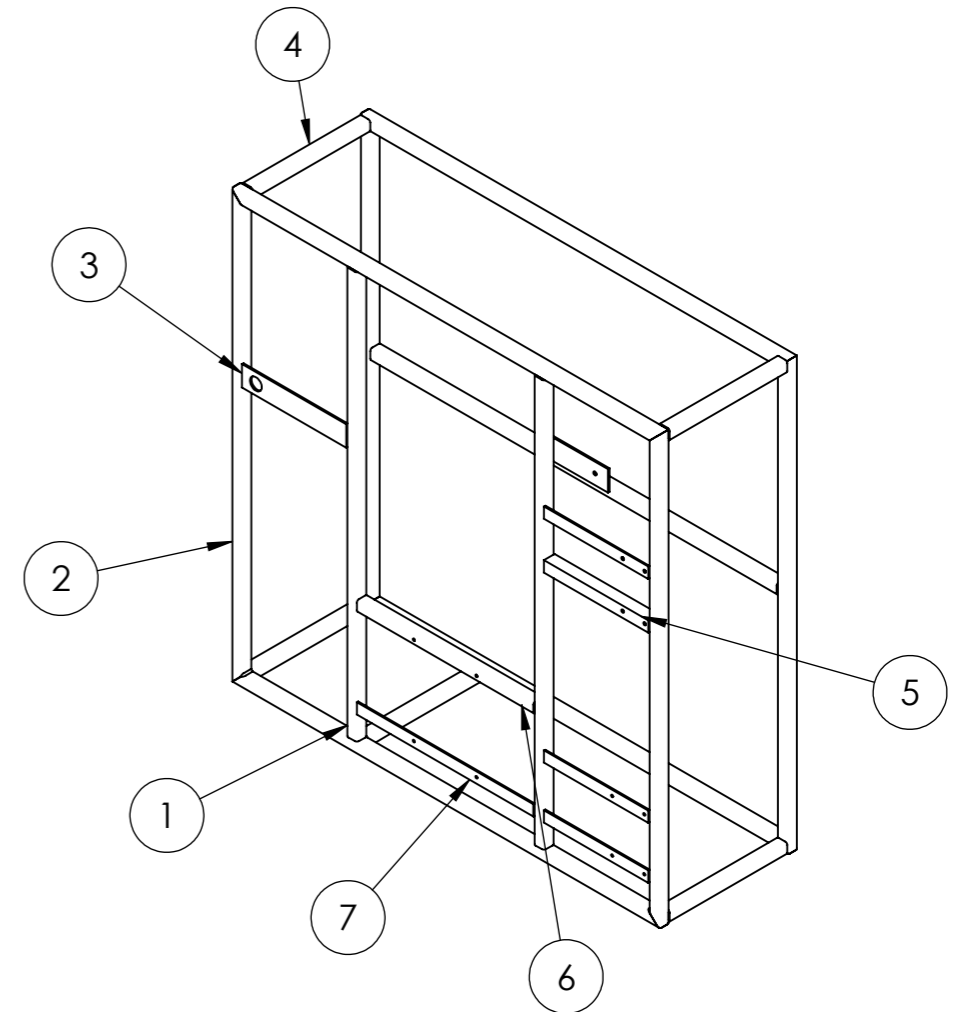
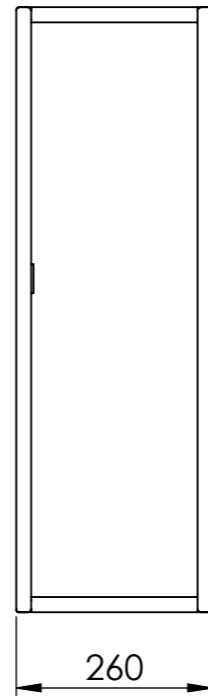
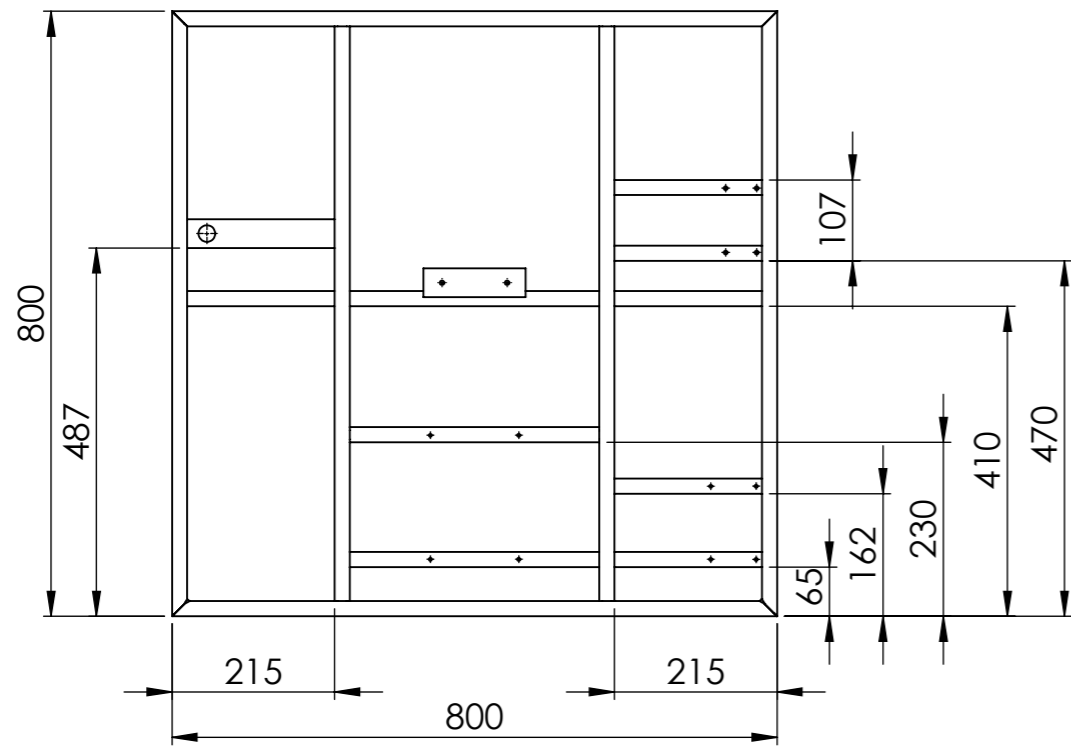
ARISTAS A 2 x 45°

CORTE POR PROCESO LASER CNC

LAMINA DE 4 MM DE ESPESOR

E

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					56.872 g.	Pino	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 25/11/2019	OSCAR GUERRERO	<b>SEPARADOR DE POLEA</b>	1:5
				Revisó: 6/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 6/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE Lámina:	Registro :
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			HOJA 22 DE 26	
				Sustitución:			



SOLDADURA CON PROCESO SMAW CON ELECTRODO E-6011

7	ÁNGULO 20 X 3 mm	1	ASTM A36 Acero	330
6	TUBO CUADRADO 20 X 20 X 2 mm	1	ASTM A36 Acero	330
5	ÁNGULO 20 x 3mm	4	ASTM A36 Acero	195
4	TUBO CUADRADO 20 X 20 X 2 mm	5	ASTM A36 Acero	220
3	PLATINA 38 X 3 mm	1	ASTM A36 Acero	195
2	TUBO CUADRADO 20 X 20 X 2 mm	8	ASTM A36 Acero	800
1	TUBO CUADRADO 20 X 20 X 2 mm	3	ASTM A36 Acero	760
N.º DE ORDEN	DESCRIPCIÓN	N.º DE PIEZAS	MATERIAL	LONGITUD

Tolerancia:		Peso:		Material:	
±1		11711.625g.		ASTM A36 Acero	
FECHA		NOMBRE		Título:	
Dibujó: 25/11/2019		OSCAR GUERRERO		ESTRUCTURA	
Revisó: 27/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
Aprobó: 27/2/2020		ING. JAVIER GARCIA			
U.T.A.				N.º De Lámina	
INGENIERÍA MECÁNICA				HOJA 23 DE 26	
Edición:		Modificación:		Fecha:	
				Registro:	

1

2

3

4

N7 TORNEADO

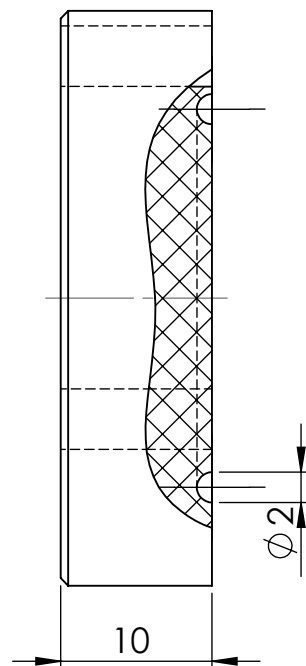
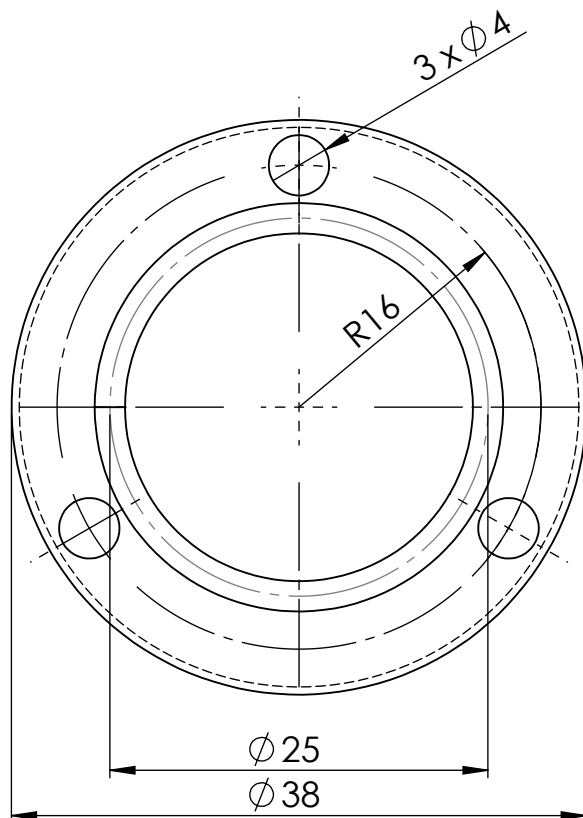
A

B

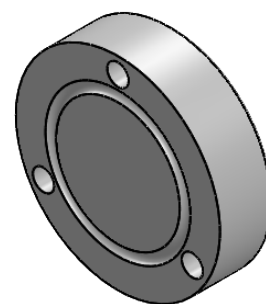
C

D

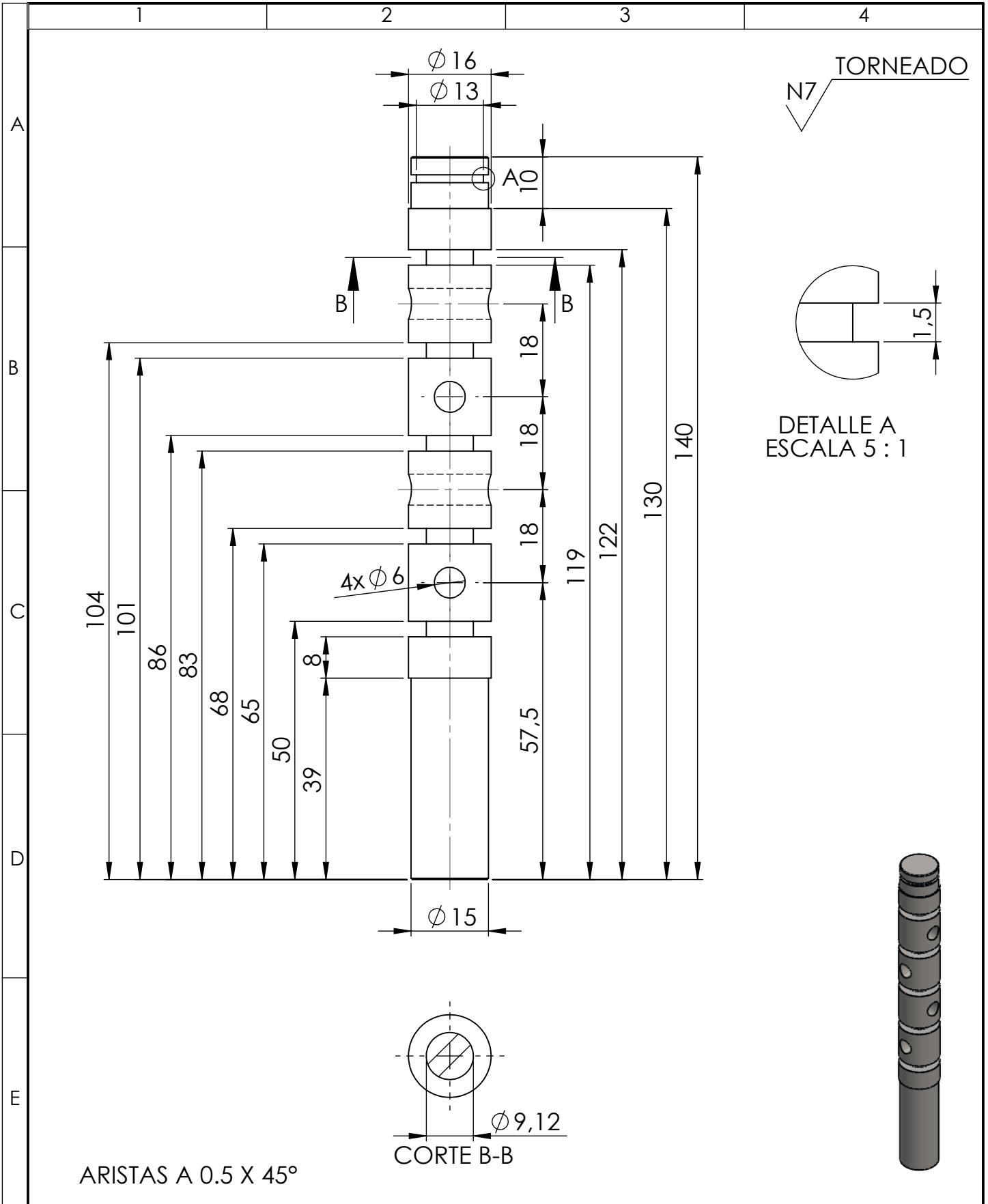
E



ARISTAS A 0.5 X 45°



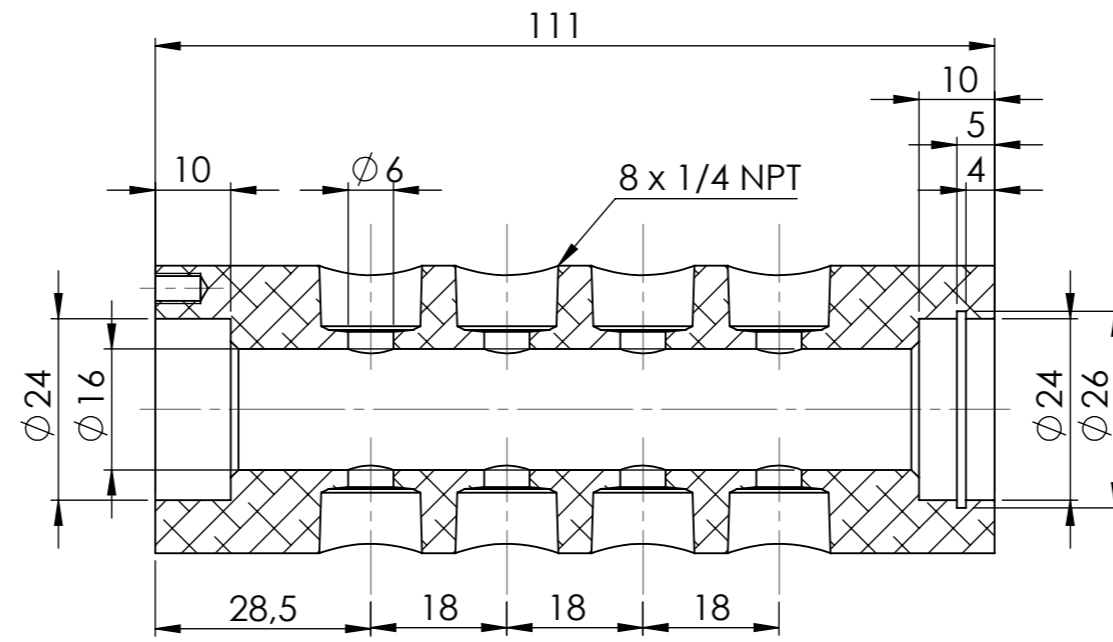
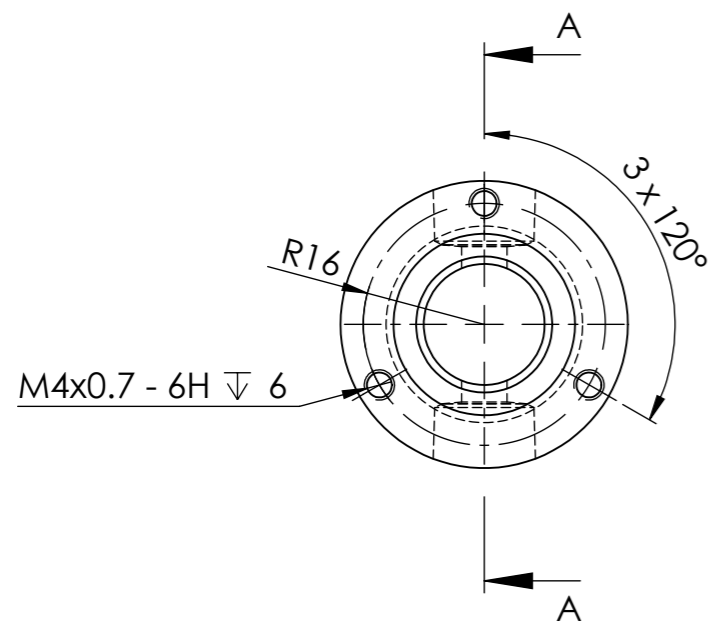
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					25.116 g.	PTFE (general)	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 13/1/2020	OSCAR GUERRERO	TAPA VALVULA	2:1
				Revisó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 8/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				U.T.A.		N.º DE Lámina:	Registro :
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 24 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	Sustitución:			



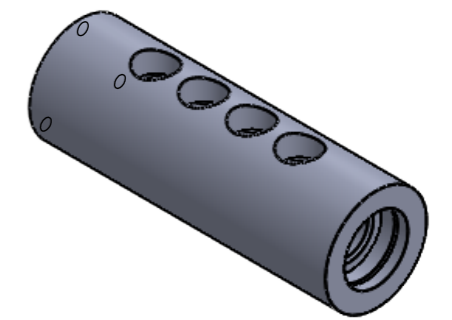
				Tolerancia:	Peso:	Material:	
					182.283 g.	AISI 1020	
				FECHA	NOMBRE	Título:	Escala:
				Dibujó: 19/9/2019	OSCAR GUERRERO	<b>DISTRIBUIDOR DE PRESIÓN</b>	1:1
				Revisó: 28/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				Aprobó: 28/2/2020	ING. JAVIER GARCIA		
				<b>U.T.A.</b>		N.º DE Lámina:	Registro :
						HOJA 25 DE 26	
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:	INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

N6 RIMADO

N7 TORNEADO



CORTE A-A



ARISTAS A 0.5 X 45°

				Tolerancia:	Peso:	Material:		
				±1	250.479 g.	DURALUMINIO		
				FECHA	NOMBRE	Título:		Escala:
				Dibujó: 19/9/2019	OSCAR GUERRERO	CILINDRO		1:1
				Revisó: 2/3/2020	ING. JAVIER GARCIA			
				Aprobó: 2/3/2020	ING. JAVIER GARCIA			
				U.T.A.		N.º De Lámina		Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		HOJA 26 DE 26		
Edición:	Modificación:	Fecha:	Nombre:			Sustitución:		