UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DOSIFICADOR PARA EL LLENADO DE GLICERINA EN MANÓMETROS DE TIPO BOURDON.

AUTORES:

JUAN CARLOS CALERO MONTAGUANO

EDISON ROLANDO PANELUISA MONTAGUANO

DIRECTOR:

PABLO ALMEIDA

Quito, Febrero de 2015

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Nosotros, Juan Carlos Calero Montaguano y Edison Rolando Paneluisa Montaguano autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de titulación y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores

---	---
Juan Carlos Calero Montaguano	Edison Rolando Paneluisa Montaguano
CC	CC

Certifico que el presente

trabajo de Tesis ha sido

realizado en forma total

por los Señores:

Juan Carlos Calero Montaguano

Edison Rolando Paneluisa Montaguano

Ing. Pablo Almeida

DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA

A mi madre, Magdalena Montaguano quien con su infaltable sacrificio me apoyó en el inicio y gran parte del transcurso profesional, brindándome con cada una de sus enseñanzas el significado de superar una necesidad mediante un trabajo digno, que si luchamos por lo que deseamos tarde o temprano se lo obtendrá.

Juan Carlos Calero Montaguano

AGRADECIMIENTO

Nuestro agradecimiento a la Universidad Politécnica Salesiana, institución que nos brindó la oportunidad de realizar los estudios de Ingeniería y de la cual siempre hemos recibido el apoyo tanto de autoridades como de catedráticos.

Especial mención al Director de la tesis Sr Pablo Almeida, por la dedicación y apoyo que ha dedicado a este trabajo, por el respeto a nuestras sugerencias e ideas y por el rigor que ha facilitado que la misma llegue a su culminación.

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ÍNDICE DE ANEXOS

RESUMEN

El presente proyecto busca en brindar un servicio hacia las empresas comercializadoras de instrumentación (manómetros) dentro del campo industrial-petrolero ecuatoriano. Por experiencia laboral se conoce que el llenado de manómetros se realiza de forma manual, donde se utilizan recipientes para el servicio de llenado, como consecuencia de este procedimiento se genera un considerable desperdicio de materia prima (glicerina), y adicionalmente el llenado de cantidades mayores de manómetros requiere de tiempos prolongados.

El objetivo del ¨DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DOSIFICADOR PARA EL LLENADO DE GLICERINA EN MANÓMETROS DE TIPO BOURDON.” es optimizar el tiempo para el llenado individual de manómetros, así como también minimizar el desperdicio de glicerina ocasionado por el llenado manual y proporcionar a la empresa un método de ahorro a través del análisis costo-beneficio, esto como argumento para el crecimiento continuo de las compañías del sector industrial-petrolero ecuatoriano.

Adicionalmente dentro del proyecto se describe un plan de mantenimiento creado por los autores para la correcta operación del dosificador.

ABSTRACT

This project is based on providing a service to traders of instrumentation (manometers) within the Ecuadorian oil industrial field, by work experience it is known that the filling of manometers is done manually, where containers are used for filling service, consequence of this procedure raw material waste is generated (glycerin), further filling larger amounts of manometers requires a prolonged period.

The objective of the "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A FEEDER FOR FILLING IN BOURDON TYPE GLICERINA MANOMETERS" is optimize the time filling individual of manometers, as well as minimize waste of glycerin caused by manual filling within the enterprise and provide the company a method of savings through cost-benefit analysis, this as an argument for the continued growth of the ecuadorian companies Industrial-oil sector.

Additionally within the project a maintenance plan created by the authors for proper operation of the dispenser is disclosed.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema que se desea solucionar con el diseño y construcción de la máquina mencionada es optimizar el proceso de llenado y sobretodo manejar de mejor manera el tiempo que es el factor más importante dentro del sector de servicios productivos, el cual permitirá que la cantidad de instrumentos llenados se realice en tiempos coordinados y programados, obviamente dependiendo del volumen a ingresar en los diferentes indicadores sean éstos de 2.5 pulg o 4 pulg..

Muchas veces el realizar un proceso totalmente manual no permitía colocar una cantidad exacta de producto. Con la implementación del presente y con el control mediante elementos mecánicos y neumáticos que se encargarán del llenado en los manómetros, se proporcionará asistencia a la supervisión tanto del proceso de producción como la seguridad y calidad del trabajo.

ALCANCE

Este estudio tiene como fin, determinar el diseño con el dimensionamiento adecuado de una máquina dosificadora de glicerina que será utilizada para el llenado de manómetros tipo Bourdon de 2,5” y 4 “de dial.

Se realizará un estudio completo de la parte mecánica y neumática para elegir el sistema más funcional y económico para el correcto desempeño del sistema de dosificado.

Se analizará y calculará la cantidad exacta de volumen que se requiere para la dosificación en los indicadores de presión, así como el control de flujo tomando en cuenta las características del fluido a ser manejado.

Se realizarán los planos, de conjunto, despiece y montaje de la máquina. Se dibujarán los planos del sistema neumático, que ayudarán en la construcción y mantenimiento de la misma.

Se adjuntará un manual de operación y mantenimiento de la máquina dosificadora, el cual facilitará la labor del operario con los pasos a seguir cuando ponga en marcha la máquina.

JUSTIFICACIÓN

Se espera que la puesta en marcha de este proyecto brinde los siguientes beneficios:

- Aumenta la capacidad de producción de forma excepcional ya que se disminuye el tiempo de llenado de glicerina en los manómetros Bourdon, debido a que este procedimiento se lo realizaba de forma manual.

- Determinación de alternativas en las cuales se encuentre la mejor opción para el diseño de dosificadores para el llenado con glicerina

- Ahorro en materia prima. El diseño del proyecto permite que la glicerina no se desperdicie, ya que con el proceso manual se corría el riesgo del derrame por exceso de volumen al momento de llenarlo. En consecuencia se generará un ahorro económico, que es otro de los factores buscados dentro del quehacer empresarial.

OBJETIVO GENERAL

- Diseñar y construir un dosificador para el llenado de glicerina en manómetros de tipo Bourdon.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una guía en que se facilite información suficiente respecto a las características, calidades y formatos principales a tener en cuenta a la hora de manipular el sistema semiautomático.
- Realizar la selección de materia prima y materiales adecuados. Para lo cual será necesario investigar diferentes características mecánicas-neumáticas.

- Evaluar y establecer los parámetros adecuados previos al diseño del sistema de dosificación.
- Seleccionar y diseñar los elementos básicos con los cuales se fabrican dosificadores de líquidos
- Determinar los costos de manufactura que implican la construcción del equipo

HIPÓTESIS

El dosificador a implementarse debe ser confiable, seguro y funcional, transfiriendo cantidades exactas de glicerina, disminuyendo el tiempo de llenado y evitando pérdidas de producto, lo que aportará con el desarrollo tecnológico de las empresas en donde se implemente este dispositivo

METODOLOGÍA

Para llevar a cabo este Proyecto de Tesis los métodos a utilizarse serán:

- **Deductivo:** Se aplicarán leyes y principios generales de mecánica aplicada, hidráulica, neumática y ciencia de materiales, hasta llegar a la aplicación puntual del sistema.
- **Experimental:** La construcción permitirá comprobar en la práctica el cumplimiento de la hipótesis y objetivos.

- **Investigación bibliográfica**: Mediante catálogos, folletos y manuales para obtener la información requerida.

1 CAPITULO I

1.1 MARCO TEÓRICO

1.2 Introducción

Uno de los objetivos de este estudio es diseñar y construir los dispositivos que conforman la máquina dosificadora para glicerina. Este trabajo posee un alto valor práctico considerando puntos claves como son el control del proceso, buenas prácticas de manufactura y mantenimiento.

También es importante conocer el proceso mediante el cual se consigue el fluido a dosificar (glicerina) desde sus orígenes, ingredientes esenciales, hasta su finalización como producto, como también el dispositivo (manómetro) en el cual se depositará el fluido.

1.3 Glicerina

1.3.1 Reseña histórica

Alrededor del año 600 a. C., los fenicios divulgaron el conocimiento alquímico de cómo hacer jabón. Unos siglos más tarde, tuvo su difusión a través de Marsella, en los galos y en los pueblos germánicos. Anteriormente este compuesto orgánico no se llamaba "glicerina" o "glicerol". Estos nombres se crearon en el siglo XX. (Da Silva & Contiero, 2009, pág.10)

1.3.2 Definición

La glicerina es un líquido viscoso incoloro, inodoro, higroscópico y dulce. Los términos glicerina o glicerol son utilizados indistintamente para referirse al compuesto; sin embargo, el nombre técnicoes propan-1,2,3-triol.

1.3.3 Propiedades

Algunas de sus propiedades en condiciones normales (0^0 C, 1 atm) se ven en la tabla 1.1

Tabla 1-1 Propiedades físicas de la glicerina

PROPIEDADES FÍSICAS	
Estado de agregación	Líquido
Apariencia	Incoloro
Densidad	1261 kg/m³
Masa molar	92,09382 g/mol
Punto de fusión	18 ° C
Punto de ebullición	290 ° C
Viscosidad	1,5 Pa*s

PELIGROSIDAD	
Punto de inflamabilidad	160 ° C
Temperatura de auto ignición	350 ° C

Fuente: Badui,. 1999, pág30

1.3.4 Tipos de glicerina

1.3.4.1 Glicerina natural

Proviene de aceites y grasas, y su producción de la glicerina natural implica crear la glicerina cruda, que se hace al refinar y condensar el "agua dulce". Esa agua se destila y refina hasta llegar al producto final. Debido a la necesidad de reutilizar los recursos, la glicerina natural es la más fabricada hoy en día.

1.3.4.2 Glicerina sintética

Es un derivado del petróleo. La glicerina se puede obtener por: Síntesis química a partir de materias primas de origen petroquímico como el propileno. En la producción de biodiesel mediante la transesterificación de aceites y grasas se obtiene la glicerina en una proporción con respecto a la masa de triglicéridos entre el 10 y 15 % por peso.

1.3.5 Grados comerciales de la glicerina

Comercialmente se conocen varios grados de glicerol (AD & La División Oleochemical, 1990, pág. 27):

- La glicerina grado "USP" (United States Pharmacopeia) tiene un contenido de glicerol superior al 95% peso.

- La glicerina grado "CP" con glicerina "químicamente pura", generalmente tiene la misma calidad que la glicerina grado USP
- La glicerina "grado alimenticio" cumple con los requerimientos establecidos para glicerina en el Food Chemicals Codex (FCC) y tiene características similares al estándar USP.
- La glicerina de "alta gravedad" confirma las especificaciones de la American Society for Testing and Materials (ASTM). Este grado debe contener no menos de 98,7% peso de glicerol.
- La glicerina grado dinamita reúne las mismas especificaciones de la glicerina de alta gravedad, excepto por el color.
- En algunas ocasiones se utilizan términos genéricos como "glicerina de saponificación 88%" y "lejía de jabón 80%" para designar diferentes grados de glicerinas crudas

1.3.6 Usos de la glicerina

En el mercado normalmente se comercializan soluciones de glicerol en agua con dos grados de pureza: glicerina cruda (80%) y farmacéutica (95,5%). El glicerol es compatible con diferentes compuestos químicos. Es soluble en agua y alcohol, pero no en hidrocarburos, no es tóxico y es biodegradable. Lo anterior unido a sus propiedades físicas, hace que el glicerol sea un compuesto de gran versatilidad.

Tabla 1-2 Usos de la glicerina

Principales usos tradicionales de la glicerina			
Usos	Aplicaciones		Productos
Aditivo	Productos alimenticios	Actúa como edulcorante preservante, solvente para colorantes, agentes saborizantes	Confitería, productos horneados, licores, edulcor. tortas, salsas, granizados
	Productos cosméticos	Como emoliente, humectante solvente, lubricante, saborizante Emulsionante.	Crema dental, enjuage bucal cremas de afeitar, cuidado de piel y cabello, jabón, labiales
	Productos farmacéuticos	Provee suavidad y lubricación preserva de la humedad, actúa como laxante	Expectorantes, anestésicos supositorios, enemas gotas para la otitis, cápsulas
	Industria del tabaco	Previene la ruptura de las fibras de tabaco durante la fabricación de cigarrillos	
	Otras aplicaciones: Lubricante de compresores de aire y fibras textiles, plastificante para empaques y recubrimientos, solvente para tintas de impresión, anticongelante en procesos criogénicos, desecante de adhesivos y pegantes		
Materia Prima	Explosivos: trinitroglicerina (TNT) Alcoholes de azúcar Uretanos y poliuretanos Resinas alquídicas, emulsionantes		

Fuente: Benjumea P & Agudelo J, 2009, pág.59

1.3.7 Datos de reactividad

- Incompatibilidad: Agentes oxidantes fuertes como trióxido de cromo, ácidos fuertes, ácido nítrico, permanganato de potasio, clorato de potasio, ya que puede causar una explosión. Según (Quimicompuestos, 2009, pág. 2-3)

- Productos peligrosos de la descomposición: Monóxido de carbono, durante la combustión se puede formar acroleína.

- Polimerización espontánea: En general no ocurre, pero se debe tomar las medidas necesarias

1.3.8 Riesgos para la salud

- Por ingestión: Improbable que sea dañino, a menos que se ingiera en excesivas cantidades. En tal caso se recomienda remover el material de la boca, enjuagar con agua y buscar atención médica.

- Por inhalación: No hay riesgo a temperatura ambiente. En forma de niebla puede ser irritante al tracto respiratorio. Si es el caso retire a la persona del área de exposición y llevarla al aire fresco.

- Por contacto: Soluciones concentradas pueden causar irritación en ojos. No causa irritación a la piel, pero el producto caliente puede causar quemaduras térmicas

por contacto. Si es el caso se debe lavar inmediatamente con agua o solución salina por 15 minutos y buscar atención médica.

- Efectos crónicos: No existen datos referentes a daños de tipo cancerígeno, mutágeno y teratógeno.

1.4 Presión

La presión es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de área. La presión solo se emplea cuando se trata con un gas o líquido. La contraparte de la presión en los sólidos es el esfuerzo. (Cengel & Boles, 2004, pág.28-29)

1.4.1 Unidades de presión

En el SI la unidad de presión es el Pascal y se defina como la presión correspondiente a una fuerza de un Newton de intensidad actuando perpendicularmente sobre una superficie plana de un metro cuadrado de área.

$$1\ Pa = 1N/m^2$$

Otras tres unidades de presión con frecuencia utilizadas en la práctica son el bar, la atmósfera estándar y el kilogramo fuerza por centímetro cuadrado.

La atmósfera (atm) se define como la presión que a 0^0 C ejercería el peso de una columna de mercurio de 76 cm de altura y 1 cm^2 de sección sobre su base.

$$1\ bar = 10^5 Pa = 0.1\ MPa = 100\ kPa$$

$$1atm = 101325Pa = 1.01325\ bar$$

$$1kgf/cm^2 = 9.807x10^4Pa = 0.9807\ bar = 0.96788atm$$

En el sistema inglés la unidad de presión es la libra-fuerza por pulgada cuadrada ($lbf/in^2\ o\ psi$) y $1\ atm = 14.696\ psi$

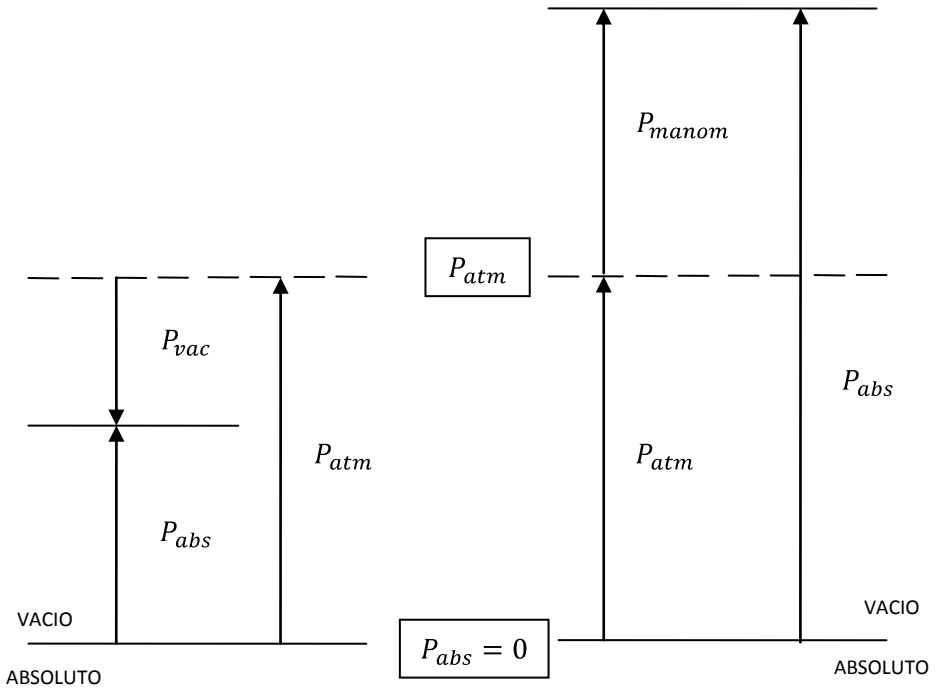
1.4.2 Tipos de presión

Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son cantidades positivas y se relacionan entre sí por medio de:

$$P_{manométrica} = P_{abs} - P_{atm} \qquad (para\ presiones\ sobre\ P_{atm})$$

$$P_{vac} = P_{atm} - P_{abs} \qquad (para\ presiones\ abajo\ de\ P_{atm})$$

Figura 1-1 Relación entre presiones



Fuente: Cengel & Boles, 2004, pág.29

1.4.2.1 Presión absoluta

Es la presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto o cero absolutos. La presión absoluta es cero únicamente cuando no existe choque entre las moléculas lo que indica que la proporción de moléculas en estado gaseoso o la velocidad molecular es muy pequeña. Este término se creó debido a que la presión atmosférica varía con la altitud y muchas veces los diseños se hacen a diferentes altitudes sobre el nivel del mar por lo que un término absoluto unifica criterios.

1.4.2.2 Presión atmosférica

El hecho de estar rodeados por una masa gaseosa (aire), y al tener este aire un peso actuando sobre la tierra, quiere decir que estamos sometidos a una presión (atmosférica), la presión ejercida por la atmósfera de la tierra, medida normalmente por medio del barómetro (presión barométrica). Al nivel del mar o a las alturas próximas a este, el valor de la presión es cercano a 14.7 lb/plg2 (101,35Kpa), disminuyendo estos valores con la altitud.

1.4.2.3 Presión manométrica

Normalmente es superior a la atmosférica. Se mide por medio de un elemento que define la diferencia entre la presión interna de un recipiente que es desconocida y la presión atmosférica que existe. Si el valor absoluto de la presión es constante y la presión atmosférica aumenta, la presión manométrica disminuye. Esta diferencia generalmente

es pequeña mientras que en las mediciones de presiones superiores, dicha diferencia es insignificante. Es evidente que el valor absoluto de la presión puede obtenerse adicionando el valor real de la presión atmosférica a la lectura del manómetro.

1.4.2.4 Presión de vacío

Las presiones por debajo de la atmosférica reciben el nombre de presiones de vacío y se miden con medidores de vacío que indican la diferencia entre la presión atmosférica y la presión absoluta. Los valores que corresponden al vacío aumentan al acercarse al cero absoluto y por lo general se expresan como centímetros de mercurio (cmHg), metros de agua, etc.

De la misma manera que para las presiones manométricas, las variaciones de la presión atmosférica tienen solo un efecto pequeño en las lecturas del indicador de vacío. Sin embargo, las variaciones pueden llegar a ser de importanciaconsiderando, que todo el intervalo hasta llegar al cero absoluto solo comprende 760 mmHg.

1.5 Medidores de presión

En los procesos que transcurren a diferentes presiones es necesario conocer esta magnitud, y para medirla se utilizan aparatos llamados generalmente manómetros que pueden ser de diferentes tipos y grados de precisión.

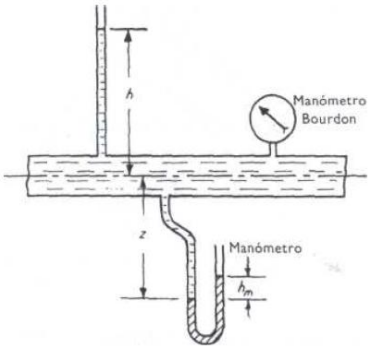
1.5.1 Tipos de instrumentos

En el caso de líquidos con superficie libre, la presión en cualquier punto está determinada por su profundidad bajo la superficie. Cuando el líquido está totalmente encerrado, como ocurre en tuberías y conductos a presión, ésta no puede averiguarse fácilmente y se requiere un instrumento de medida adecuado. Existen tres tipos principales. (Webber, 1965, pág.34).

a) Piezómetro
b) Manómetro
c) Manómetro de Bourdon

Se muestran los tres tipos aplicados a una tubería, a continuación se da una breve explicación del manómetro de Bourdon.

Figura 1-2 Instrumentos de medida de presión



Fuente: Webber B, 1965, pág. 36

1.5.2 Manómetro tipo Bourdon

En la actualidad y a pesar del paso del tiempo y las nuevas tecnologías se sigue utilizando en la gran mayoría de los campos industriales un manómetro, como es el caso del tipo Bourdon

Los tubos de Bourdon se pueden fabricar en casi cualquier tipo de material que tenga las características elásticas adecuadas según sea el intervalo de presión al cual se someterá y la resistencia al medio en el cual se utilizará. Algunos de los materiales que se usan son latón, aleación de acero, acero inoxidable, bronce fosforado, k-monel, y cobre-berilio.

Figura 1-3 Partes de un Manómetro tipo Bourdon

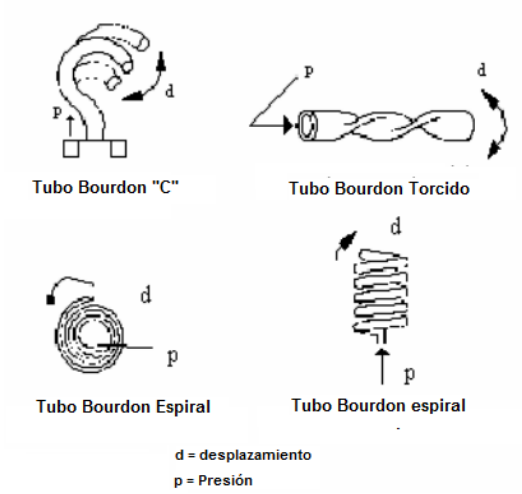
Fuente: La Guía Metas, 2007, pág.2

1.5.3 Principio de funcionamiento

El manómetro de Bourdon consiste en un tubo de bronce o acero doblado en circunferencia. La presión interior del tubo tiende a enderezarlo. Como un extremo del tubo esta fijo a la entrada de la presión, el otro extremo se mueve proporcionalmente a la diferencia de presiones que hay entre el interior y el exterior del tubo. Este movimiento

hace girar la aguja indicadora por medio de un mecanismo de sector y piñón; para amplificar el movimiento, el curvado del tubo puede ser de varias vueltas formando elementos en “C”, torcido, espiral o helicoidal.

Figura 1-4 Tipos de tubo Bourdon



Fuente: La Guía Metas, 2007, pág.2

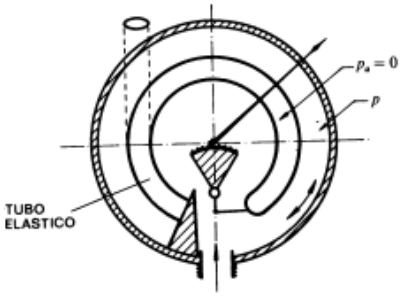
Este instrumento de medición es muy versátil ya que se lo puede utilizar con algunos líquidos, aceites o gases. Su costo de adquisición y mantenimiento es bajo. Se pueden adquirir rellenos con glicerina para evitar vibraciones en la aguja. Su intervalo de trabajo es de 35 KPa a 100 MPa.

También tiene sus desventajas como es el caso de falla por fatiga, por sobre presión, por corrosión o por explosión. Algunos factores que afectan su funcionamiento son la temperatura ambiente en la cual está el instrumento o vibraciones externas en el lugar que se instaló el instrumento.

1.5.4 Manómetro tipo Bourdon para presión absoluta

La presión a medir actúa sobre el exterior del tubo. La sección transversal del tubo es elíptica, y bajo el influjo de la presión exterior dicha sección se deforma. En el interior del tubo elíptico se ha hecho el vacío. La deformación de dicho tubo, transmitida por el sector y piñón a la aguja indicadora, es función de la presión absoluta

Figura 1-5 Esquema de Manómetro tipo Bourdon para presión absoluta



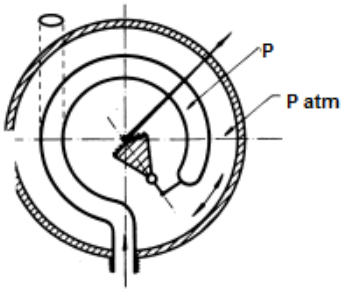
Fuente: Mataix, 1986, pág.47

1.5.5 Manómetro tipo Bourdon para presión relativa

El principio de funcionamiento es el mismo que el anterior, con la diferencia de que la presión a medir actúa ahora en el interior del tubo de sección elíptica.

En este caso la deformación del tubo elíptico es función de la presión relativa, porque la presión a medir actúa en el interior del tubo y la presión atmosférica en el exterior.

Figura 1-6 Esquema de Manómetro tipo Bourdon para presión relativa



Fuente: Mataix, 1986, pág.48

1.6 Neumática

La neumática es la tecnología que emplea aire comprimido como modo de transmisión de la energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos. El aire es un material elástico, y por tanto, al aplicarle una fuerza se comprime, mantiene esta compresión y devuelve la energía acumulada cuando se le permite expandirse, según dicta la ley de los gases ideales.

La energía del aire comprimido se transforma por cilindros en un movimiento lineal, y mediante motores neumáticos en movimiento de giro. (Del Razo, 2001, pág.25-30).

1.6.1 Ventajas de la neumática

- El aire es de fácil captación y abunda en la tierra.
- El aire no posee propiedades explosivas, por lo que no existen riesgos de chispas.

- Los actuadores pueden trabajar a velocidades razonablemente altas y fácilmente regulables.
- El trabajo con aire no daña los componentes de un circuito por efecto de golpes de ariete.
- Las sobrecargas no constituyen situaciones peligrosas o que dañen los equipos en forma permanente.
- Los cambios de temperatura no afectan en forma significativa.
- Energía limpia.
- Cambios instantáneos de sentido.

1.6.2 Desventajas de la neumática

- En circuitos muy extensos se producen pérdidas de cargas considerables.
- Requiere instalaciones especiales para recuperar el aire previamente empleado
- Las presiones a las que trabajan normalmente, no permiten aplicar grandes. fuerzas.
- Altos niveles de ruido generados por la descarga del aire hacia la atmósfera.

1.6.3 Comparación con otros medios

Tanto la lógica neumática como la realización de acciones con neumática tienen ventajas y desventajas sobre otros métodos (hidráulica, eléctrica, electrónica). Algunos criterios a seguir para tomar una elección son:

- El medio ambiente. Si el medio es inflamable no se recomienda el empleo de equipos eléctricos y tanto la neumática como la hidráulica son una buena opción.
- La precisión requerida. La lógica neumática es de todo o nada, por lo que el control es limitado. Si la aplicación requiere gran precisión son mejores otras alternativas electrónicas. Por otro lado, hay que considerar algunos aspectos particulares de la neumática: Requiere una fuente de aire comprimido, por lo que se ha de emplear un compresor.
- Es una aplicación que no contamina por sí misma al medio ambiente.
- Al ser un fluido compresible absorbe parte de la energía, mucho más que la hidráulica.
- La energía neumática se puede almacenar, pudiendo emplearse en caso de fallo eléctrico.

1.6.4 Aire comprimido

La disponibilidad de aire comprimido para ser utilizado en sistemas neumáticos requiere determinados elementos y etapas. La misión del compresor es aspirar aire a presión atmosférica y comprimirlo a una presión superior. Previamente un filtro impide el paso de polvo al compresor. La compresión de aire implica el aumento de su temperatura y la generación de agua condensada lo que obliga la existencia de un secador y un enfriador previo a su almacenaje para luego ser enviado a la instalación neumática.

Para permitir un mejor funcionamiento y mantenimiento de los elementos móviles del circuito neumático es necesario que esté provisto de un filtro, lubricador y un regulador.

Independiente del proceso que se realice, el movimiento descrito por la manipulación de los herramentales o de las piezas de trabajo describe tres rutas generales de desplazamiento, que pueden clasificar de la siguiente manera:

- rectilíneo
- angular
- helicoidal

A cada movimiento podemos reconocerle características propias, tales como sentido, dirección, fuerza y velocidad.

La producción exige de los actuadores desplazamientos con alta velocidad, precisión, confiabilidad y de dimensionamiento reducido. Los actuadores neumáticos son los que realizan directamente el trabajo, y están clasificados en dos grandes grupos de acuerdo a su función.

- Actuadores lineales

- Actuadores giratorios

Para poder comprender e implementar los diferentes elementos neumáticos se explica en la siguiente sección los conceptos teóricos básicos en los que se fundamenta la neumática. (Festo Didactic, Actuadores, 2012, pág.4)

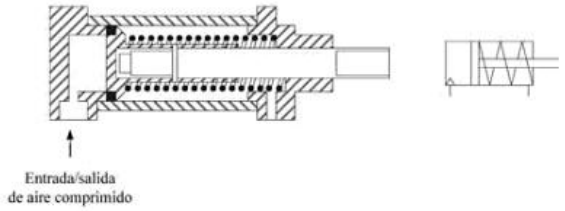
1.6.5 Cilindros neumáticos

Se trata de elementos de un circuito neumático cuya misión es transformar la energía neumática en trabajo, mediante el desplazamiento rectilíneo de un émbolo, al que va unido un vástago. Tiene dos sentidos del movimiento (avance y retroceso). Atendiendo a la forma en que se mueve el vástago del cilindro, se pueden estudiar dos grupos fundamentales de cilindros neumáticos: cilindros de simple efecto y de doble efecto.

1.6.5.1 Cilindros de simple efecto

La característica que los identifica es la realización de un trabajo en un solo sentido puesto que su retroceso a su posición inicial se realiza generalmente mediante un muelle.

Figura 1-7 Cilindro de simple efecto



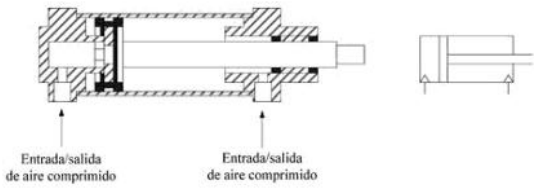
Fuente: Guadayol, 2010, pág. 43

En la figura 1.7 se muestra un cilindro se simple efecto en el que se aprecia una sola entrada de aire comprimido cuya presencia hace que el émbolo se desplace hacia la derecha venciendo la fuerza del muelle, y siempre que la cámara de la derecha esté libre de aire comprimido, situación que es posible mediante la tobera de escape. Todos los conceptos anteriores se invierten si la posición del muelle pasa a la cámara izquierda. En los cilindros de simple efecto con muelle incorporado, la longitud de éste limita la carrera ya que no sobrepasan de unos 100 mm. (Guadayol, 2010, pág.42)

1.6.5.2 Cilindros de doble efecto

En este caso existen dos movimientos debido al aire comprimido: avance y retroceso, por lo que el aire debe poder entrar en las dos cámaras. Por esta razón, se requieren dos entradas para el mismo, que a la vez han de actuar como escape para que el aire comprimido pueda salir a la atmósfera y así permitir el movimiento del émbolo en sentido contrario.

Figura 1-8 Cilindro de doble efecto



Fuente: Guadayol, 2010, pág 43

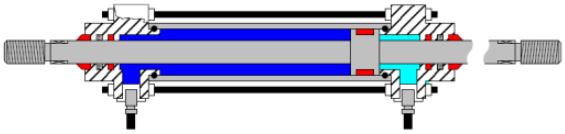
Debe tenerse en cuenta que el vástago no podrá avanzar o retroceder si la cámara opuesta no evacúa el aire que le ha permitido alcanzar la posición en la que se encuentra.

Hay que destacar que es necesario que lleguen al mismo dos señales de aire comprimido para accionarlo en ambos sentidos. (Guadayol, 2010, pág.43)

1.6.5.3 Cilindros de doble vástago

Este tipo de cilindros tiene un vástago corrido hacia ambos lados. La guía del vástago es mejor y la distancia entre éstos permanece constante. Por eso, este cilindro puede absorber también cargas laterales pequeñas. Los emisores de señales, pueden disponerse en el lado libre del vástago. La fuerza es igual en los dos sentidos, al igual que sucede con la velocidad de desplazamiento.

Figura 1-9 Cilindro de doble efecto con doble vástago



Fuente: Festo Didactic, Actuadores Neumáticos, 2012, pág.6

1.6.6 Válvulas de control

Los cilindros neumáticos, como componentes para máquinas de producción y a objeto de lograr su cometido correctamente, deben alimentarse o descargarse convenientemente y, en el momento que deseamos según lo programado en el sistema de control.

Por lo tanto y según el tipo de válvulas, éstas sirven para: orientar los flujos de aire, imponer bloqueos o controlar su intensidad de flujo o presión. Para facilitar el estudio, las válvulas neumáticas fueron clasificadas en los grupos siguientes:

- Válvulas de control direccional
- Válvulas de bloqueo (Anti-retorno)
- Válvulas de control de flujo
- Válvulas de control de presión

1.6.7 Válvulas de control direccional

Tienen por función orientar la dirección que el flujo de aire debe seguir, con el fin de realizar un trabajo propuesto. Para un conocimiento perfecto de una válvula direccional, debe tenerse en cuenta datos como posición inicial, número de posiciones, número de vías, tipo de acción (comando), tipo de retorno y caudal.

1.6.7.1 Número de posiciones

Es la cantidad de posiciones o maniobras diferentes que una válvula direccional puede ejecutar o sea, permanecer bajo la acción de su funcionamiento. Las válvulas direccionales son siempre representadas por un rectángulo que es dividido en cuadrados.

El número de cuadrados representados en la simbología es igual al número de posiciones de la válvula, representando una cantidad de movimientos que ejecuta a través de los accionamientos. (Parcker H I, 2003, PÁG.39)

Figura 1-10 Representación de válvulas de 2 y 3 posiciones

Fuente: Parker, 2003, pág.39

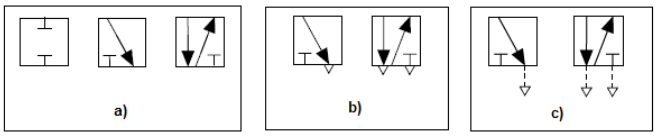
1.6.7.2 Número de vías

Es el número de conexiones de trabajo que la válvula posee. Son consideradas como vías de conexión de entrada de la presión, conexiones de utilización del aire y los escapes.

1.6.7.3 Dirección de flujo

En los cuadros representativos de las posiciones, se encuentran símbolos diferentes: Las flechas indican la inter-relación interna de las conexiones, pero no necesariamente el sentido del flujo.

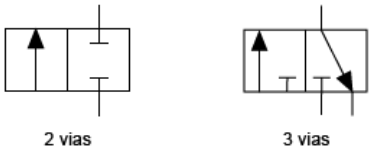
Figura 1-11 a) Paso bloqueado, b) Escape no provisto para conexión, c) Escape provisto para conexión



Fuente: Parker, 2003, pág.39

Una regla práctica para la determinación del número de vías consiste en separar uno de los cuadrados (posición) y verificar qué cantidad de veces los símbolos internos tocan los lados del cuadro, obteniéndose, así, el número de orificios en relación al número de vías. Preferiblemente, los puntos de conexión deberán ser contados en el cuadro de la posición inicial. (Parker H I. 2003, PÁG.40)

Figura 1-12 Ejemplo para determinar número de vías



Fuente: Parker, 2003, pág.39

1.6.8 Identificación de los orificios de una válvula

Figura 1-13 Identificación de orificios de una válvula

Orificio Norma DIN 24300				Norma ISO 1219		
Presión	**P**			**1**		
Utilización	A	B	C	2	4	6
Escape	R	S	T	3	5	7
Pilotaje	X	Y	Z	10	12	14

Fuente: Parker, Brasil, 2003, pág.41

1.6.9 Accionamiento o comandos

Las válvulas requieren un agente externo o interno que mueva sus partes interiores de una posición a otra, en otros términos, que altere las direcciones del flujo, efectúe los bloqueos y produzca la liberación de los escapes. (Parker H I, 2003, pág.41)

1.6.9.1 Tipos de accionamientos y comandos

Los tipos de accionamientos son diversos y pueden ser musculares, mecánicos, neumáticos, eléctricos o combinados.

1.7 La dosificación

El principio de una dosificación es controlar la concentración de los productos agregados y asegurar la mezcla homogénea en un producto final. Los dosificadores son dispositivos utilizados para regular el despacho del producto en las diferentes etapas de un proceso.

Para el diseño y construcción de una máquina dosificadora de líquidos que se encuentra formada por varios procesos tomando en cuenta la disminución de la mano del hombre es obligatorio conocer conceptos que se manejarán durante todo el proyecto, y que ayudan a entender los factores que se deben considerar para la realización de un diseño óptimo y efectivo que pueda solventar las necesidades planteadas anteriormente. (Abadia, 2002, pág.35)

En la actualidad el Ecuador cuenta con varias empresas que utilizan este tipo de procesos como PRONACA, CERVECERIA NACIONAL, EL CAFË, entre otras.

1.7.1 Sistema

Un sistema es un conjunto de partes o elementos organizados y relacionados que interactúan entre sí para lograr un objetivo. Los sistemas reciben como señal de entrada materiales datos, energía o materia del ambiente y proveen otros materiales, información, energía o materia (salida).

1.7.2 Dosificar

Significa dividir o graduar las dosis de un material, También puede entenderse como graduar la cantidad o porción de otras cosas. (Larousse, 1988, pág.344)

1.7.3 Precisión de los dosificadores

La precisión de los dosificadores es un asunto a tener en cuenta durante el control del flujo del líquido. A pesar que las aplicaciones pueden extenderse desde la regulación de un material simple hasta los sumamente complejos, la mezcla de varios ingredientes que involucran varios dosificadores y líneas de procesos, se limitan a la precisión de los dosificadores en forma individual.

La precisión de un dosificador se mide por el cumplimiento de tres estadísticos distintos: repetitividad, linealidad y estabilidad.

1.7.3.1 Repetitividad

La repetitividad cuantifica la consistencia en un corto periodo de la proporción de descarga y es importante para el aseguramiento de la calidad, porque mide la variabilidad esperada de la corriente de descarga. La repetitividad es medida a través de la similitud de una serie de muestras consecutivas, muy cuidadosamente medidas de la corriente de descarga.

1.7.3.2 Linealidad

La linealidad perfecta está representada por una línea recta, en correspondencia con el punto de estado inicial y la proporción de dosificación promedio actual a lo largo de todo el rango del dosificador.

En una medición lineal, varios grupos de muestras cronometradas, deben ser tomadas de la corriente de descarga del dosificador. Usualmente, 10 muestras consecutivas son pesadas al 5%, 25%, 50%, 75% y 100% del total de la escala. Para cada uno de los 5 conjuntos de datos, se calcula el peso de la muestra promedio, y el porcentaje de desviación entre el promedio calculado y el promedio esperado.

1.7.4 Tipos de dosificadores

Para la elaboración de este proyecto se ha tomado en cuenta los siguientes tipos de dosificadores.

- Volumétricos
- Gravimétricos
- Por decremento de peso

1.7.4.1 Volumétricos

En este tipo de dosificadores se determina la dosis, midiendo el volumen del material que libera una superficie que se desplaza a velocidad constante. No miden el flujo, Operan transportando un cierto volumen de material por unidad de tiempo, del cual un flujo proporcional en peso se obtiene por la calibración del proceso. Los mecanismos de dosificación más conocidos y utilizados son los siguientes:

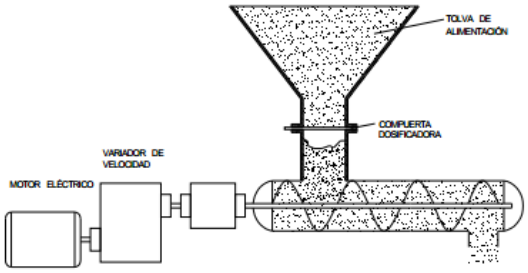
- Dosificadores de tornillo
- Dosificadores de compuerta rotativa
- Dosificadores de banda rodante
- Dosificador de pistón

La elección de un tipo de dosificador volumétrico está en función de la naturaleza de la sustancia, de su fluidez y del rango de la dosis necesaria.

1.7.4.1.1 Dosificadores de tornillo

La figura mostrada es un esquema simplificado de un dosificador de tornillo, el elemento principal es un tornillo situado en la parte inferior de la tolva de alimentación que libera un volumen determinado de producto en cada vuelta.

Figura 1-14 Dosificador de compuerta rotativa

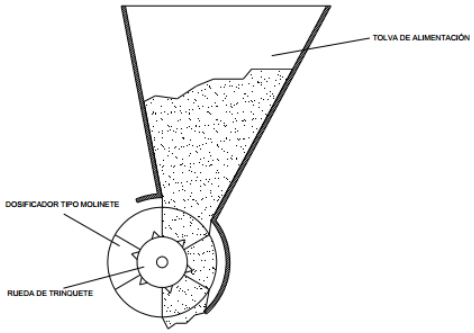


Fuente: Tello & Venegas, 2000, pág.35

La velocidad de giro del tornillo está dada por un sistema de reducción de velocidad. El requerimiento en la dosificación de la sustancia es directamente proporcional a la velocidad del motor. Este mecanismo puede estar en funcionamiento de manera intermitente o continua. Este tipo de dosificador es el más usado dentro de su clase ya sea por la naturaleza de un producto o por las necesidades en la dosificación y no por la exactitud en el ingreso de la sustancia.

1.7.4.1.2 Dosificador de compuerta rotativa

Figura 1-15 Dosificador de compuerta rotativa



Fuente: Tello & Venegas, 2000, pág.37

Como se muestra en la figura la compuerta rotativa que constituye el elemento principal de este dosificador de construcción simple y robusta, es sin embargo menos preciso que el mecanismo de tornillo. Para controlar la velocidad del motor está equipado con una caja reductora o con un variador de velocidad, que permite controlar el movimiento de la compuerta y el despacho del producto.

1.7.4.1.3 Dosificadores de banda rodante

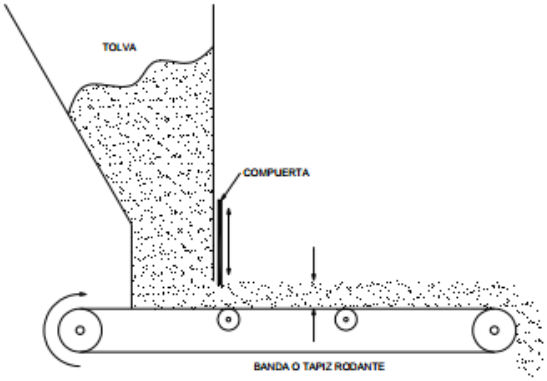
El principio de funcionamiento de este dosificador de banda o tapiz rodante es que el despacho es determinado por dos parámetros.

- La velocidad de la banda

- La cantidad del producto que pasa a la banda, modificando la regulación de la compuerta a la salida de la tolva.

Este dosificador relativamente simple no conviene para los sólidos de carácter fundible como el carbón activo que puede traer problemas de estancamiento.

Figura 1-16 Dosificador de banda rodante



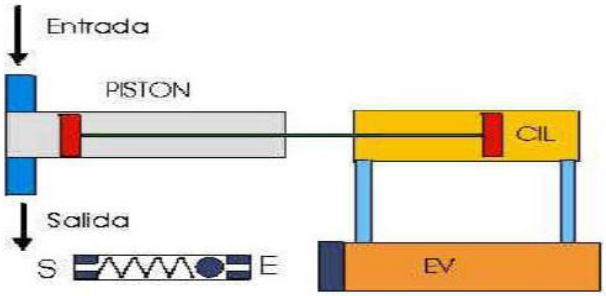
Fuente: Tello & Venegas, 2000, pág.38

1.7.4.1.4 Dosificadores de pistón neumático

Se utilizan para productos líquidos y semilíquidos. Éstos consisten en uno o más recipientes herméticos donde se ubica el líquido y mediante uno o más pistones el producto es desalojado del recipiente. Este dosificador es ideal para productos líquidos densos o viscosos como jabón líquido, yogurt, grasa, tomate triturado, jaleas, dulce de membrillo, etc. También se puede utilizar para líquidos como agua, jugos, vinos, etc.

El sistema por volumen se basa en llenar un recipiente de volumen fijo y descargarlo la cantidad de veces necesarias para completar la cantidad a dosificar. El peso específico en relación al volumen desplazado permite conocer los cm3 medidos. Un simple pistón con dos válvulas sirve como método de dosificación, como se observa en la fig 1.17.

Figura 1-17 Dosificador de pistón neumático



Fuente: Tello & Venegas, 2000, pág.34

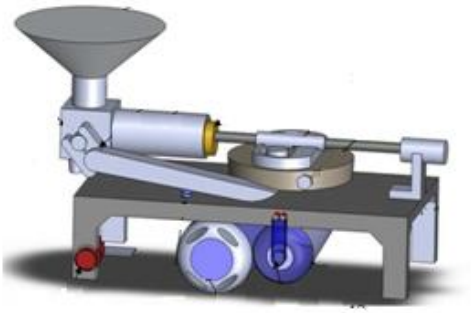
En este caso un cilindro neumático empuja el pistón dosificador. La electroválvula EV inicia y detiene el avance del cilindro de empuje. Las válvulas del dosificador tienen de una bolilla empujada por un resorte. Cuando hay presión del líquido dentro del pistón dosificador la misma se abre y deja pasar una cantidad de líquido dosificado. Avanzando o retrocediendo el cilindro neumático en relación con el pistón dosificador se cambia la cantidad de líquido controlado.

Se fabrican en acero inoxidable y como los demás dosificadores se puede colocar en envasadoras automáticas o se puede utilizar de forma semiautomática en pequeñas producciones.

1.7.4.1.5 Dosificadores de pistón mecánico

En la siguiente alternativa se presenta la transmisión del movimiento por un sistema mecánico dentro del cual se encuentra un motor con caja reductora con un mecanismo de banda polea, el cual permite el movimiento a la leva de disco seguidor y éste a su vez al pistón.

Figura 1-18 Llenadora mecánica



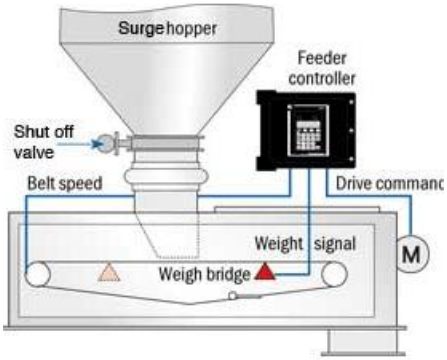
Fuente: Bolzoni, 2014, pág.7

1.7.4.2 Gravimétricos

Los dosificadores gravimétricos controlan el flujo del material por peso, para lograr una mayor precisión de dosificación, y por lo tanto requieren una báscula. Además de mejorar la calidad de procesamiento, los dosificadores gravimétricos pueden documentar el contenido de material en el producto final.

Un ejemplo de este tipo de dosificadores es el dosificador gravimétrico de correa transportadora, el material depositado en la tolva cae en una correa transportadora que se desplaza sobre la plataforma de una balanza, que se regula para recibir el peso que corresponde a la dosis deseada.

Figura 1-19 Dosificador gravimétrico



Fuente: ktron, weigh belt feeders, 2007, pág.1

1.7.4.3 Por decremento de peso

Un dosificador por decremento de peso, consiste en una tolva y un dosificador que están aislados del proceso, para que el sistema entero pueda ser pesado en forma continua. A medida que el dosificador descarga material, el sistema de pesaje decae.

El controlador del dosificador por decremento de peso ajusta la velocidad del dosificador, para brindar una proporción de pérdida de peso igual a la proporción deseada en el punto de control. Gracias a la alta capacidad de manipulación de materiales, diseño de contención de material y la habilidad de dosificar en forma precisa

en bajas proporciones, se han vuelto los sistemas preferidos de dosificación en las industrias.

Figura 1-20 Dosificador por decremento de peso

Fuente: ktron, KV1, 2007, pág.1

2 CAPÍTULO II

2.1 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS CONSTRUCTIVAS

El diseño de una máquina dosificadora para glicerina surge de la necesidad que tienen ciertas empresas encargadas de la venta y distribución de manómetros de presión tipo Bourdon, ya que los manómetros necesitan que en su interior se deposite glicerina para evitar lecturas falsas provocadas por la vibración.

Para la selección de la mejor alternativa y por lo revisado en el capítulo anterior se tiene las siguientes propuestas:

- Dosificador volumétrico con accionamiento neumático
- Dosificador gravimétrico
- Dosificador volumétrico con accionamiento mecánico

Son de características diferentes pero realizan la misma función.

2.1.1 Alternativa de dosificador volumétrico con accionamiento mecánico

Funciona con el efecto de un cilindro y su respectivo pistón en una bomba convencional en el cual se introduce y se extrae el fluido de trabajo mediante la conveniente apertura y cierre de dos válvulas que permiten indistintamente el ingreso y salida del líquido a dosificar mientras el pistón realiza su recorrido en la carrera del cilindro.

El volumen a dosificar se controla mediante la carrera del pistón, el mismo que dependerá de un motor con caja reductora y un mecanismo de banda polea que permite el movimiento a la leva de disco seguidor y éste a su vez al pistón.

Ventajas:

- En esta alternativa la máquina es relativamente controlada, la cual nos permite tener una dosificación puntual.
- Por ser un mecanismo manual y tal vez un poco obsoleto en comparación de los mecanismos automatizados, no requiere de muchos elementos constructivos.
- Los componentes el sistema tienen un bajo costo

Desventajas:

- El mantenimiento de las válvulas es costoso porque éstas sufren un gran desgaste.
- Necesitaría de mucha lubricación en todas las piezas donde existe mucha fricción.
- La productividad es muy baja por ser un sistema totalmente mecánico y manual.

2.1.2 Alternativa de dosificador volumétrico con accionamiento neumático

El producto a dosificar es absorbido mediante un cilindro neumático de doble efecto y almacenado en una cámara, con un volumen que depende de la carrera del cilindro neumático. El producto es expulsado mediante la acción del cilindro neumático, hace

que el líquido almacenado en la cámara del cilindro dosificador se expulse hacia el exterior a una velocidad controlada por reguladores de flujo de aire.

Ventajas

- Permite tener una dosificación exacta.
- Puede ser automático o semiautomático y no habrá la necesidad de que intervenga la mano de un operario.
- El mantenimiento es relativamente sencillo, se debe cuidar que luego de cada jornada se limpien y se den mantenimiento a los sellos.
- Se puede elegir solo sistema neumático o adicionarle un sistema eléctrico, éste tiene un bajo costo pues no utiliza elementos especiales.
- En consecuencia se tiene calidad a bajo costo.

Desventajas

- Se debe cuidar que el cilindro de dosificación no sufra alteraciones en la superficie interior (asperezas) ya que desgastarían prematuramente los sellos.
- Tiene una considerable cantidad de elementos, por lo que el diseño de esta máquina tiene una complejidad mayor.
- Por ser una máquina neumática, puede alcanzar un elevado costo si no se encuentra ciertos elementos neumáticos en el mercado nacional.

2.1.3 Alternativa de dosificador gravimétrico

Los dosificadores gravimétricos controlan el flujo del material por peso, para lograr una mayor precisión de dosificación, y por lo tanto requieren una báscula. Además de

mejorar la calidad de procesamiento, los dosificadores gravimétricos pueden documentar el contenido de material en el producto final.

Ventajas

- Este sistema mejora la calidad de procesamiento ya que puede alimentarse de producto con una cadena lineal de abastecimiento.
- La precisión con este tipo de dosificadores puede ser la gran diferencia con relación a los volumétricos.
- Se puede documentar el contenido de material en el producto final.

Desventajas

- El costo puede ser elevado si sus componentes no se encuentran en el mercado nacional.
- Para su mantenimiento se requiere de personal especializado ya que utiliza componentes especiales como básculas electrónicas, Plc, etc.
- El dosificado estaría restringido solo para cierto tipo de productos, más sólidos que líquidos.

2.2 Descripción del proceso actual

El proceso del llenado actual de glicerina es totalmente manual. Se deposita cierta cantidad de producto en un recipiente plástico con capacidad de un litro aproximadamente. Después se vierte el producto en los manómetros a través de un embudo. El tiempo requerido para llenar un manómetro de 4” de dial, es decir con

capacidad de 274,82 cm^3, es de aproximadamente 1 minuto. Este tiempo se refiere únicamente a la acción de verter la glicerina desde el contenedor hasta el nivel deseado dentro del manómetro y no involucra ninguna otra actividad.

Debido a que el proceso de llenado es manual se presentan problemas como: control de pureza de producto, precisión de llenado, velocidad, derramamiento de producto, etc., teniendo así inconvenientes en cuanto a desperdicio, limpieza en el área de trabajo y de la parte externa del manómetro. Esto último puede afectar a la presentación del manómetro ya que con el tiempo el polvo se adhiere a la superficie dando un aspecto no deseable.

Por otro lado, el llenado depende de la capacidad y juicio del operador que a su criterio coloca en los manómetros mayor o menor cantidad de glicerina, originando problema de precisión de llenado.

2.3 Ventajas del proceso futuro

El diseño de esta máquina busca resolver los problemas antes mencionados, ya que el proceso no solo va a cumplir los requerimientos de pureza de producto, sino también proporcionará un control consistente del llenado. Las ventajas de este proceso son:

- Se lograría mayor eficiencia en la carga y dosificado de la glicerina.
- Se tendría manómetros con glicerina de alta pureza libre de residuos
- Se aumentaría la producción en menor tiempo (productividad)

- Se obtendría zonas de trabajo más limpias

Para la correcta selección del modelo de dosificador a construirse, a continuación se realiza un estudio de alternativas por medio de una tabla de ponderación. Para determinar la que se ajuste a las necesidades del proyecto en base a los criterios indicados en la tabla 2.1.

Tabla 2-1 Valor para las variables

Criterios	Factor de Ponderación
Costo de fabricación	9
Manejo de fluidos viscosos	10
Disponibilidad de elementos	7
Precisión deseada	10
Facilidad de construcción	8
Facilidad de operación	7
Facilidad de mantenimiento	8
Seguridad	9

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

El puntaje valorado para cada variable seleccionada para tomar en cuenta el diseño a escoger, se basó en el criterio propio de los autores.

2.4 Algunos criterios a ser considerados

Para seleccionar la alternativa que mejor se acople al objetivo, se toma en cuenta las ventajas y desventajas de todas las opciones descritas así como otros factores de igual

importancia para luego elaborar una tabla de ponderación. Los criterios a considerarse son:.

2.4.1 Costo de fabricación

Para la adquisición de un equipo de dosificación se cuenta un presupuesto aproximado del mecanismo que debe optimizarse.

2.4.2 Sustancia a ser manejada

Es uno de los factores más importantes debido que se manejará glicerina que es una sustancia viscosa.

2.4.3 Disponibilidad de elementos

La disponibilidad o la facilidad de adquisición en el mercado nacional de repuestos insumos son importantes puesto que se busca reducir costos. Una importación causaría desventaja en tiempo y dinero.

2.4.4 Precisión

Se desea que la precisión sea correcta al momento de la dosificación para evitar posibles derrames.

2.4.5 Diseño y construcción

Para este proyecto se necesita un sistema que cubra las necesidades del proceso pero también que suconstrucción no sea demasiado compleja, utilizando máquinas herramientas convencionales.

2.4.6 Facilidad de operación

Es de vital importancia que el proceso de llenado del manómetro, sea lo más sencilla posible, utilizando pulsadores señalizados.

2.4.7 Facilidad de mantenimiento.

La facilidad en el mantenimiento debe permitir la conservación de los elementos del dosificador en toda su vida útil.

2.4.8 Seguridad

Debe brindar seguridad a las personas que manipulen la máquina ya que hay elementos que funcionan con aire comprimido y electricidad y por lo tanto existe un riesgo latente sobre todo en la puesta en marcha del sistema. El operador debe estar consciente de los riesgos que corre.

2.5 Selección de alternativa

Para seleccionar la alternativa correcta se debe asignar un valor al factor de comparación el cual es dado según el criterio de selección en un rango del 1 al 10.

Tabla 2-2 Rango para alternativas

Categoría	Rango
Ideal	10
Mayor	9
Buena	7 al 8
Mediana	5 al 6
Deficiente	1 al 4

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

De las alternativas, según los criterios presentados anteriormente y tomando en cuenta su funcionamiento se determinará la opción más conveniente, teniendo como resultado lo siguiente:

Tabla 2-3 Matriz de decisión para el dosificador

Criterio	Factor	Volumétrico Acc. Neumático		Gravimétrico		Volumétrico Acc. Mecánico	
		Valor	Subtotal	Valor	Subtotal	Valor	Subtotal
Costo de fabricación	9	9	81	8	72	9	81
Manejo de fluidos viscosos	10	9	90	9	90	9	90
Disponibilidad de elementos	7	8	56	7	49	8	56
Precisión deseada	10	9	90	10	100	9	90
Facilidad de construcción	8	8	64	8	64	8	64
Facilidad de operación	7	9	63	9	63	6	42
Facilidad de mantenimiento	8	8	64	7	56	8	64
Seguridad	9	8	72	8	72	7	63
	Promedio		72,5		70,8		68,8

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Después de considerar los resultados se ha llegado a la conclusión de que la alternativa del dosificador volumétrico con accionamiento neumático se ajusta a las necesidades de la aplicación así como el proceso que se quiere lograr.

3 CAPÍTULO III

3.1 DISEÑO DEL DOSIFICADOR

3.1.1 Parámetros iniciales

El diseño está restringido principalmente por la capacidad máxima en lo que se refiere al volumen que contiene un manómetro de dial 4”. El diámetro de entrada de glicerina es de 10 mm, por lo tanto el diámetro interior de la boquilla del dosificador no sobrepasará esta medida.

En cuanto a las dimensiones generales de la máquina y debido a que es semiautomática se consideran condiciones ergonómicas para el operador.

Tomando en cuenta que una persona puede manipular la máquina de pie o sentado se establece una altura máxima de la mesa en 0,77 m. Ancho y largo de la mesa se determinarán de acuerdo a las dimensiones que resulten en los cálculos del dosificador.

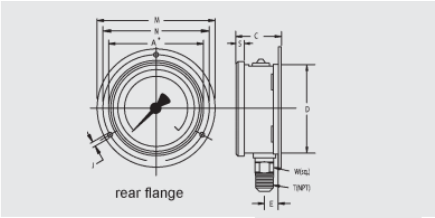
El producto a dosificar es la glicerina al 95 % con una viscosidad dinámica de 0,8 Pa*s, y una gravedad específica de 1,264 a 20 ^{0} C.

Para evitar el goteo que puede presentarse en la boquilla de dosificación debido a la cantidad de fluido residual en la misma, es recomendable usar boquillas con diámetros interiores pequeños, a fin de aprovechar la tensión superficial de la substancia. Se utilizará un diámetro de 6 mm.

3.2 Cálculos generales

Por medición real obtenida directamente con el manómetro, se sabe que el volumen necesario para llenarlo es de 320 cm^3. Por referencia de catálogos se tiene las dimensiones principales de un manómetro de 4” de dial, con lo cual se obtendría el volumen máximo teórico que requiere almacenar dicho elemento.

Figura 3-1 Especificaciones Manómetro Bourdon



Size		A	B	C	D	E	G	H	J	K
2"	mm	55	48	30	50	12	53	-	3.6	n/a
	in	2.17	1.89	1.18	1.97	0.47	2.09	-	0.14	n/a
2.5"	mm	69	54	32	62	13	54	-	3.6	72
	in	2.69	2.13	1.26	2.45	0.51	2.13	-	0.14	2.83
4"	mm	107	87	48	100	15.5	79.5	30	4.8	109
	in	4.21	3.43	1.89	3.91	0.61	3.13	1.18	0.19	4.29

Fuente: WIKA Model 21X.53, 2007, pág.2

3.2.1 Volumen máximo teórico

Como se indica en las especificaciones del manómetro se tiene un diámetro de 100 mm (10 cm) y el largo de 48 mm (4,8 cm). Esto ayuda para el cálculo del volumen máximo teórico que tendrá de capacidad el cilindro dosificador.

$$V_{max\,t} = \frac{\pi * \emptyset^2}{4} * h$$

Ecuación 3.1

Dónde:

$V_{max\,t}$ Volumen máximo teórico

$\emptyset$ Diámetro externo del manómetro

h Altura del manómetro.

$$V_{max\,t} = \frac{\pi * (10cm)^2}{4} * 4{,}8cm$$

$$V_{max\,t} = 377\ cm^3$$

Analizando la diferencia entre el volumen teórico y el volumen real se tiene el porcentaje de instrumentación que se encuentra dentro del manómetro de 4".

$$\Delta\ volumen = volumen\ teórico - volumen\ real$$

$$\Delta\ volumen = 377\ cm^3 - 320\ cm^3 = 57cm^3$$

Lo que significa que por instrumentación se reduce un 15 % de la capacidad total del volumen teórico.

Figura 3-2 Elementos internos manómetro Bourdon

Fuente: WIKA, 2007, pág.5

3.2.2 Cálculo del tiempo de llenado

En un minuto aproximadamente se llena un manómetro de 4”con glicerina. Entonces se tiene que el operario demora 60 segundos en dosificar un recipiente. Si uno de los objetivos es mejorar la productividad se puede elevar la producción por lo menos 5 veces:

$$Tiempo\ mejorado = \frac{tiempo\ de\ carga\ y\ descarga}{5} = \frac{60\ seg}{5} = 12\ seg$$

Como se sabe, el sistema depende de un proceso carga y descarga de glicerina por lo que el tiempo de carga es la mitad del tiempo mejorado.

$$Tiempo\ carga = \frac{tiempo\ mejorado}{2} = \frac{12\ seg}{2} = 6\ seg$$

3.2.3 Cálculo del caudal de salida

El caudal de salida se calcula aplicando la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{V_r}{t}$$

Ecuación 3.2

Dónde:

Q Caudal de salida

V_r Volumen real

t Tiempo de descarga

$$Q = \frac{320\ cm^3}{6\ seg} = 53{,}333\ \frac{cm^3}{seg} = 5{,}333 * 10^{-5}\ \frac{m^3}{seg}$$

3.2.4 Cálculo de dimensiones del cilindro dosificador

Debido a que el producto que se va a dosificar es la glicerina y se desea que no se contamine con partículas provenientes de óxidos o pintura que podrían interferir en el buen funcionamiento del manómetro, se utilizará, para la tolva acero inoxidable. AISI 304, y para el cilindro acero AISI 1518 barra perforada.

Para seleccionar un diámetro interior adecuado, se toma en cuenta que mientras menor sea el diámetro más larga será la carrera del pistón neumático, otro factor importante es la disponibilidad en el mercado de sellos normalizados.

Por lo tanto se escoge un diámetro interior de 76,2 mm, que se mecanizará de una barra perforada de diámetro interior 67 mm y diámetro exterior 95 mm (según catálogo Bohler).

3.2.5 Longitud del cilindro

La longitud de trabajo del cilindro en la que actúa el líquido se denominará Le, pero será una longitud parcial ya que se necesita calcular la altura del émbolo para tener una longitud de construcción (L). Se calcula mediante la siguiente ecuación. (Camargo, 2005, pág.29)

$$V_r = Le * A$$

Ecuación 3.3

$$L_e = \frac{V_r}{\pi {r_c}^2}$$

Ecuación 3.4

Donde:

L_e Longitud de trabajo

V_r Volumen real

A Área interior del cilindro

r_c Radio del cilindro

$$L_e = \frac{320\ cm^3}{\pi * \ 3{,}81\ cm^{\ 2}} = 7{,}02\ cm = 0{,}0702\ m$$

Para evaluar el resto de dimensiones como pared del cilindro, altura del émbolo, vástago; se necesita el cálculo previo de la presión y la fuerza que actúa dentro del sistema y que a continuación se detalla.

3.2.6 Cálculo de presión necesaria para dosificación

Para establecer la presión necesaria se debe establecer las pérdidas que se producen dentro del sistema. Para hacerlo se necesita la ecuación general de la energía que se presenta de la siguiente manera. (Mott, M.F. 2006, pág.202):

$$ha + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v1^2}{2g} = \frac{P_6}{\gamma} + Z_6 + \frac{v6^2}{2g} + hl + h_r \qquad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

ha Energía que una bomba añade al sistema

hr Energía retirada de un fluido por un motor

hl Pérdidas de energía

P_6 Presión en el punto 6 = O, presión manómetra

γ Peso específico del líquido

Z_1 Distancia del punto 1 al 6 = 117 mm

Z_6 Distancia desde el punto de referencia

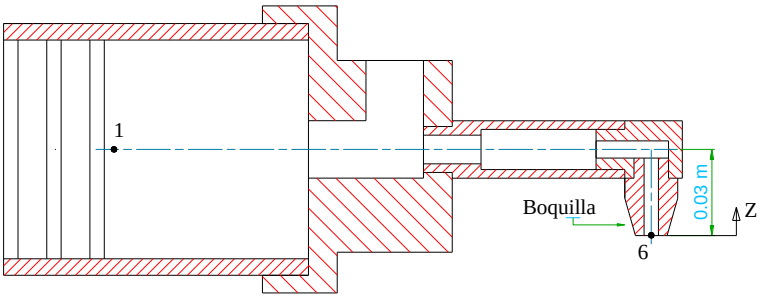
v6 Velocidad en ese punto (boquilla)

g Gravedad

P_1 Presión en el punto 1

ρ Densidad del fluido

Figura 3-3 Configuración del dosificador



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

De donde ha y hr son cero ya que no hay energía retirada ni añadida. La altura Z6 es cero porque es el nivel de referencia. La presión P6 de la salida de la boquilla es la atmosférica y cuyo valor es cero, por lo tanto:

$$\frac{P1}{\gamma} + Z1 + \frac{v1^2}{2g} = \frac{v6^2}{2g} + hl$$

$$\frac{P1}{\gamma} = \frac{v6^2}{2g} - \frac{v1^2}{2g} + hl - Z1$$

$$\text{Si } \gamma = \rho * g$$ Ecuación 3.6

$$P1 = \rho * g \ \frac{v6^2}{2g} - \frac{v1^2}{2g} + hl - Z1$$ Ecuación 3.7

Para obtener la presión en el punto 1, así como se evalúan las velocidades en los diferentes tramos por donde fluye el líquido las pérdidas de energía menor y mayores:

3.2.7 Cálculo de velocidades

Se determina la velocidad de descarga del fluido tomando en cuenta que el diámetro de salida de la boquilla es 6 mm. (Mott, M.F., 2006, pág.157)

$$v = \frac{Q}{A}$$ Ecuación 3.8

Donde:

Q Caudal

v Velocidad del fluido

A Área donde circula el fluido

r_b Radio de la boquilla

r_c Radio del cilindro

$$v_6 = \frac{Q}{\pi * {r_b}^2}$$ Ecuación 3.8.1

$$v_6 = \frac{5{,}333 * 10^{-5} m^3/s}{\pi * (0{,}003m)^2} = 1{,}886 \ m/seg$$

La velocidad en el interior del cilindro sería:

$$v_1 = \frac{Q}{\pi * {r_c}^2} = \frac{5{,}333 * 10^{-5} m^3/s}{\pi * (0{,}0381m)^2} = 0{,}0117\ m/seg$$

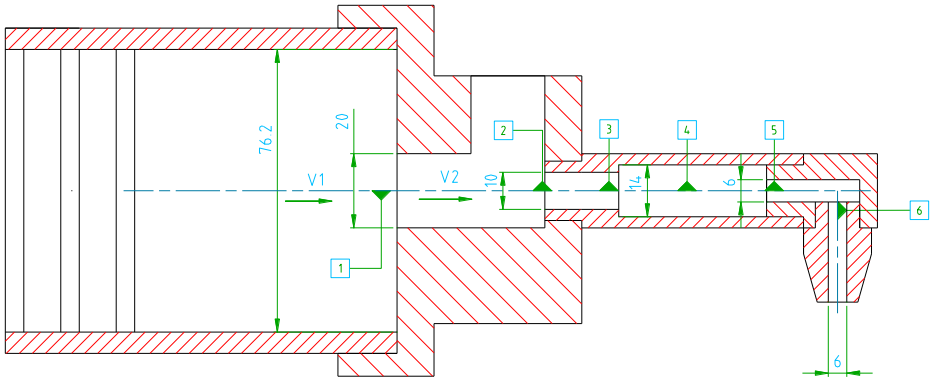
Nota: En adelante para la ecuación 3.8.1 dependiendo del tramo donde se evalúe la velocidad, y tomará valores de radio acordes a la Figura 3.4.

Tabla 3-1 Velocidad del fluido en diferentes tramos

Tramo	Radio (m)	Caudal (m^3/s)	Velocidad(m/s)
1	0,0381	$5{,}333x10^{-5}$	0,0117
2	0,01	$5{,}333x10^{-5}$	0,170
3	0,005	$5{,}333x10^{-5}$	0,679
4	0,007	$5{,}333x10^{-5}$	0,347
5	0,003	$5{,}333x10^{-5}$	1,886
6	0,003	$5{,}333x10^{-5}$	1,886

Elaborado por: Juan Calero, Edison Paneluisa

Figura 3-4 Puntos de pérdidas menores



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

3.2.8 Pérdidas menores (h_{lm})

Las pérdidas menores se presentan en las tuberías debido a reducciones, aumentos de diámetro o válvulas. La ecuación que rige estas pérdidas es. (Mott, MF, 2006, pág.281-292)

$$h_l = k * \frac{v^2}{2g}$$

Ecuación 3.9

Dependiendo en qué tramo se evalúe, (v) es la velocidad en la tubería y (k) El coeficiente de resistencia. Este coeficiente depende de la relación de áreas de las tuberías. El resultado de la relación se compara en los gráficos correspondientes y se encuentra un valor de k.

$$\frac{A_m}{A_M} = c$$

Ecuación 3.9.1

Donde:

A_m Área menor

A_M Área mayor

c Valor de la relación

Como lo muestra la Figura 3.4, se tiene sectores de contracción y expansión que generan pérdidas significativas.

Pérdida de energía 1 (h_{l1})

Entre el cilindro y la tapa existe una contracción brusca y para la relación de áreas se utiliza la ecuación 3.9.1.

$$C1 = \frac{A2}{A1} = \frac{\pi * 0{,}01^2}{\pi * 0{,}0381^2} = 0{,}0689$$

Con este dato se recurre al gráfico del Anexo 6 y se encuentra que k= 0,5. La velocidad promedio (v2) en la tubería pequeña según la Tabla 3.1 es 0,17 m/seg; reemplazando en la ecuación 3.9 se tiene:

$$h_{l1} = 0{,}5 * \frac{(0{,}17\ m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = 7{,}365 * 10^{-4} m$$

Pérdida de energía 2 (h_{l2})

En la tapa del cilindro existe una contracción brusca, la velocidad (v3) en el tramo 3 es $0{,}679\ m/seg$. La relación de áreas es:

$$C2 = \frac{A3}{A2} = \frac{\pi * 0{,}005^2}{\pi * 0{,}01^2} = 0{,}25$$

Con el dato de esta relación se recurre al gráfico del Anexo 6 y se tiene k= 0,41. Reemplazando en la ecuación 3.9 con los datos del tramo 3 se tiene:

$$h_{l2} = 0{,}41 * \frac{(0{,}679\ m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = \ 0{,}0096\ m$$

Pérdida de energía 3 (h_{l3})

En el acoplamiento de la boquilla se tiene una expansión súbita que depende de la relación.

$$C3 = \frac{A3}{A4} = \frac{\pi * 0{,}005^2}{\pi * 0{,}007^2} = 0{,}51$$

Con este dato se recurre al Anexo 7 y se tiene k= 0,25. Reemplazando.

$$h_{l3} = 0{,}25 * \frac{(0{,}679\ m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = \ 0{,}0059m$$

Pérdida de energía 4 (h_{l4})

En el acoplamiento de la boquilla se tiene una válvula de verificación tipo bola, para lo cual se utiliza la ecuación 3.10. (Mott, M.F, 2006, pág.302)

Ecuación 3.10

$$k = 150\ ft$$

Siendo ft el factor de fricción. El diámetro de la tubería es 14 mm y según la tabla del Anexo 14 el valor del factor $ft = 0{,}0265$. Reemplazando en la ecuación 3.10:

$$k = 150 * 0{,}0265 = 3{,}975$$

La velocidad promedio (v4) en el tramo de tubería de diámetro 14 mm según la tabla 3.1 es 0,346 m/seg, entonces:

$$h_{l4} = 3{,}975 * \frac{(0{,}346 m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = \ 0{,}0243\ m$$

Pérdida de energía 5 (h_{l5})

En el tramo 5 se tiene una contracción brusca, la relación de áreas es:

$$C5 = \frac{A5}{A4} = \frac{\pi * 0{,}003^2}{\pi * 0{,}007^2} = 0{,}2$$

Con este dato se recurre al Anexo 6 y se obtiene k= 0,45; la velocidad en el tramo 5 es 1,886 m/seg. Por lo tanto::

$$h_{l5} = 0{,}45 * \frac{(1{,}886\ m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = \ 0{,}082\ m$$

Pérdida de energía 6 (h_{l6})

En el tramo 6 se tiene un codo. Según el gráfico del Anexo 8 y se tiene k=1,2. La velocidad en el tramo 6 es 1,886 m/seg, reemplazando se tiene:

$$h_{l6} = 1{,}2 * \frac{(1{,}886\ m/s)^2}{2 * 9{,}81\ m/s^2} = \ 0{,}18\ m$$

Total de Pérdida menores (h_{lm})

Es la suma de todos los parciales de pérdida

$$h_{lm} = h_{l1} + h_{l2} + h_{l3} + h_{l4} + h_{l5} + h_{l6}$$ Ecuación 3.11

$$h_{lm} = 7{,}365 * 10^{-4} + 0{,}0096 + 0{,}0059 + 0{,}0243 + 0{,}082 + 0{,}18 = 0{,}303\ m$$

3.2.9 Pérdidas mayores (h_{lM})

Son las pérdidas por fricción viscosa en el interior del fluido o pérdidas de energía por fricción en la superficie de la tubería, dependiendo si el flujo es laminar o turbulento respectivamente. (Mott, M.F, 2006, pág.230-236)

Entonces se determina qué tipo de flujo hay en cada uno de los tramos por donde recorre el fluido, para lo cual se aplica el número de Reynolds.

Ecuación 3.12

$$N_R = \frac{v * D * \rho}{\eta}$$

Donde v es la velocidad promedio, D el diámetro de tubería, ρ la densidad de la glicerina y η la viscosidad dinámica (0,8 Pa*s).

La densidad se calcula con la ecuación 3.12.1; donde S es la Gravedad específica de la glicerina (1,264). La densidad del agua es $1000\ kg/m^3$

Ecuación 3.12.1

$$\rho = \rho_{agua} * S$$

Si el número de Reynolds es menor a 2000 cumple con las condiciones del flujo laminar

$$Si\ N_R < 2000, el\ flujo\ es\ laminar$$

Para flujo laminar se calcula las pérdidas mayores con las siguientes ecuaciones.

$$h_l = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad ;$$

Ecuación 3.13

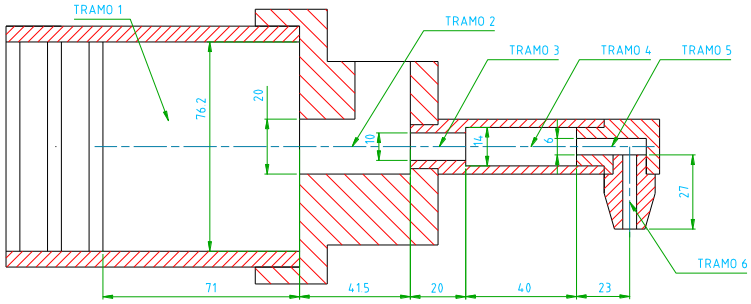
$$f = \frac{64}{N_R}$$

Ecuación 3.14

$$h_l = \frac{64}{N_R} * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g}$$

Ecuación 3.15

Figura 3-5 Tramos de pérdidas mayores



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Como se tiene diferentes diámetros por donde circula el fluido, se procede a calcular en cada uno de los tramos el número de Reynolds y las pérdidas con las ecuaciones 3.12 y 3.15 respectivamente, con los datos de la tabla 3.2

Previamente se calcula la densidad de la glicerina con la ecuación 3.12.1

$$\rho = 1000\,\frac{kg}{m^3} * 1{,}264 = 1264\,\frac{kg}{m^3}$$

Tabla 3-2 Datos para el cálculo de pérdidas mayores

Tramo	Longitud (m)	Velocidad (m/s)	Diámetro (m)
1	0,071	0,0117	0,0762
2	0,0415	0,17	0,02
3	0,020	0,679	0,01
4	0,04	0,346	0,014
5	0,023	1,886	0,006
6	0,027	1,886	0,006

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Tramo 1

$$N_{R1} = \frac{0{,}0117\ \frac{m}{s} * 0{,}0762\ m * 1264\ \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 1{,}41$$

$$h_{lM1} = \frac{64 * 0{,}071\ m * (0{,}0117)^2\ \frac{m^2}{s^2}}{1{,}41 * 0{,}0762\ m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 2{,}95 * 10^{-4}\ m$$

Tramo 2

$$N_{R2} = \frac{0{,}17\ \frac{m}{s} * 0{,}02\ m * 1264\ \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 5{,}372$$

$$h_{lM2} = \frac{64 * 0{,}0415\ m * (0{,}17)^2\ \frac{m^2}{s^2}}{5{,}372 * 0{,}02\ m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 0{,}0364\ m$$

Tramo 3

$$N_{R3} = \frac{0{,}679\ \frac{m}{s} * 0{,}01\ m * 1264\ \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 8{,}583$$

$$h_{lM3} = \frac{64 * 0{,}02m * (0{,}679)^2\ \frac{m^2}{s^2}}{8{,}583 * 0{,}01m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 0{,}35\ m$$

Tramo 4

$$N_{R4} = \frac{0{,}346\ \frac{m}{s} * 0{,}014\ m * 1264\ \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 7{,}65$$

$$h_{lM4} = \frac{64 * 0{,}04\ m * (0{,}346)^2 \frac{m^2}{s^2}}{7{,}65 * 0{,}014\ m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 0{,}15\ m$$

Tramo 5

$$N_{R5} = \frac{1{,}886 \frac{m}{s} * 0{,}006\ m * 1264 \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 17{,}88$$

$$h_{lM5} = \frac{64 * 0{,}023m * (1{,}886)^2 \frac{m^2}{s^2}}{17{,}88 * 0{,}006\ m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 2{,}49\ m$$

Tramo 6

$$N_{R6} = \frac{1{,}886 \frac{m}{s} * 0{,}006\ m * 1264 \frac{kg}{m^3}}{0{,}8\ Pa * s} = 17{,}88$$

$$h_{lM6} = \frac{64 * 0{,}027m * (1{,}886)^2 \frac{m^2}{s^2}}{17{,}88 * 0{,}006\ m * 2 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2}} = 2{,}92\ m$$

Se puede notar que en todos los tramos se cumple con las condiciones del flujo laminar

$$N_R < 2000, el\ flujo\ es\ laminar$$

El total de pérdidas mayores(h_{lM}) es:

$$h_{lM} = 2{,}95 * 10^{-4} + 0{,}0364 + 0{,}35 + 0{,}15 + 2{,}49 + 2{,}92 = 5{,}95\ m$$

Por lo tanto el valor total de las pérdidas (h_l) es la suma de pérdidas mayores y menores

$$h_l = h_{lm} + h_{lM} = 0{,}303 + 5{,}95 = 6{,}253\ m$$

3.2.10 Cálculo de la presión

Con los datos obtenidos anteriormente se puede calcular fácilmente la presión utilizando la ecuación 3.7

$$P1 = \rho * g \ \frac{v6^2}{2g} - \frac{v1^2}{2g} + hl - Z1$$

$$P1 = 1264\frac{kg}{m^3} * 9{,}81\frac{m}{s^2} \ \frac{1{,}886^2\frac{m^2}{s^2}}{2 * 9{,}81\frac{m}{s^2}} - \frac{0{,}0117^2\frac{m^2}{s^2}}{2 * 9{,}81\frac{m}{s^2}} + 6{,}253m - 0{,}03\ m$$

$$P1 = 73643{,}26\ N/m^2$$

En este caso para cubrir posibles fallas en la construcción de alguno de los componentes del cilindro dosificador se hace necesario el uso de un factor de seguridad del siguiente orden.

$$Fs = 1{,}5$$

Lo que afecta al resultado de la siguiente manera:

$$P = 73643{,}26 * 1{,}5 = 110464{,}9\ N/m^2$$

La fuerza que se debe ejercer en el émbolo de dosificación para lograr los requerimientos de la máquina se obtiene por la siguiente ecuación.

Ecuación 3.16

$$F = P * A_{cil}$$

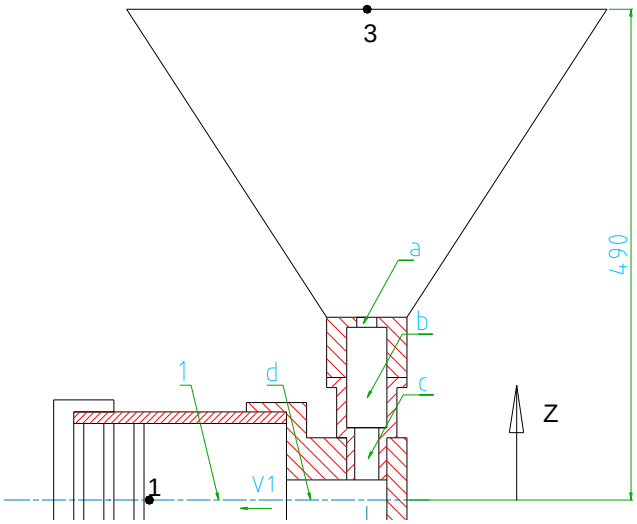
$$F = 110464{,}9 \ \ N/m^2 * \pi * (0{,}0381\ m)^2$$

$$F = 503{,}76\ N$$

Se recuerda que estos resultados se dan cuando se expulsa el líquido desde el cilindro dosificador. Esta será la fuerza y la presión que se utilizará para el cálculo de los componentes mecánicos que interactúan con los mismos.

A continuación se evalúa de manera rápida la fuerza de succión (F2)

Figura 3-6 Tramos de pérdidas para succión



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Utilizando la ecuación 3.5, que es la ecuación general de la energía.

$$ha + \frac{P3}{\gamma} + Z3 + \frac{v3^2}{2g} = \frac{P1}{\gamma} + Z1 + \frac{v1^2}{2g} + hl + h_R$$

Se evalúa desde la parte externa del depósito (3) hasta la parte interna del cilindro (1). Se despeja la presión en el punto 1. Tomando en cuenta que la presión en 3 es cero y no existe energía añadida ni retirada por una bomba o turbina, ha y hr son cero, Z1= 0, Z3=0,49 m, velocidad en 3 es cero, entonces se tiene:

$$P1 = \rho * g \;\; Z3 - \frac{v1^2}{2g} - hl \qquad \text{Ecuación 3.17}$$

Se evalúan las pérdidas menores en cada tramo, al igual que las velocidades, tomando en cuenta que es el mismo caudal de expulsión como de succión.

Tabla 3-3 Resultado de pérdidas menores en succión

Tramo	Resistencia	Velocidad(m/s)	Pérdidas menores (m)
a	Expansión súbita	0,68	0,019
b	Válvula de revisión	0,17	$5,5*10^{-5}$
c	Contracción brusca	0,472	$3,75*10^{-3}$
d	Exp súb. ; caudal divergente	0,17	0,025
1	Expansión súbita	0,0117	$1,25*10^{-3}$
		TOTAL (h_{lm})	0,0545

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Utilizando las ecuaciones 3.12 y 3.15 para el número de Reynolds y para las pérdidas mayores resulta.

Tabla 3-4 Resultado de pérdidas mayores en succión

Tramo	Longitud(m)	Velocidad(m/s)	Diámetro(m)	N^0 Reynolds	Pérdidas mayores(m)
a	0,005	0,68	0,01	10,744	0,07
b	0,05	0,17	0,02	5,372	0,044
c	0,026	0,472	0,012	8,95	0,176
d	0,05	0,17	0,02	5,372	0,044
1	0,071	0,0117	0,0762	1,409	$2,956*10^{-4}$
				TOTAL (h_{lM})	0,334

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Por lo tanto el valor total de las pérdidas(h_l) es la suma de pérdidas mayores (h_{lM}) y menores (h_{lm})

$$h_l = h_{lm} + h_{lM} = 0{,}0545 + 0{,}334 = 0{,}389\ m$$

De igual manera con los datos obtenidos anteriormente se calcula la presión utilizando la ecuación 3.17

$$P1 = \rho * g\ \ Z3 - \frac{v1^2}{2g} - hl$$

$$P1 = 1264\frac{kg}{m^3} * 9{,}81\frac{m}{s^2}\ \ 0{,}49m - \frac{0{,}0117^2\frac{m^2}{s^2}}{2 * 9{,}81\frac{m}{s^2}} - 0{,}389m$$

$$P1 = 1252{,}3\ N/m^2$$

Para la fuerza se utiliza la ecuación 3.16

$$F_2 = P * A_{cil}$$

$$F_2 = 1252{,}3\ N/m^2 * \pi * (0{,}0381\ m)^2$$

$$F_2 = 5{,}711\ N$$

Al igual que con la fuerza y presión de expulsión se aplica un factor de seguridad de 2, Obteniendo

$$F_2 = 5{,}711 * 2 = 11{,}422\ N$$

3.2.11 Pared del cilindro dosificador

Para este cálculo se debe considerar los siguientes valores que se han obtenido anteriormente

Diámetro interior	0,0762 m
Fuerza	503,76 N
Presión	110464,9 N/m^2

El material para la fabricación del cilindro es acero AISI 1518. Para ser maquinado a 88 mm de diámetro exterior y 76,2 de diámetro interior, el espesor es de 5,9 mm. Según el catálogo Bohler para espesor de pared $\leq 16\ mm$ el límite de fluencia (S_y) y rotura (S_{ut}) es:

$$S_y = 480\ MPa$$

$$S_{ut} = 725\ MPa$$

Para diseñar el cilindro se debe calcular el espesor de sus paredes (t), por lo que se aplica la ecuación 3.18 para saber si se trata de pared delgada o gruesa (Pytel & Singer, 1987, pág.466-469)

$$t \leq \frac{1}{10} r_i$$

Ecuación 3.18

Donde:

t Espesor de pared

r_i Radio interno del cilindro

Si la pared del cilindro tiene un espesor igual o menor que un décimo de su radio interno se considera un cilindro de pared delgada.

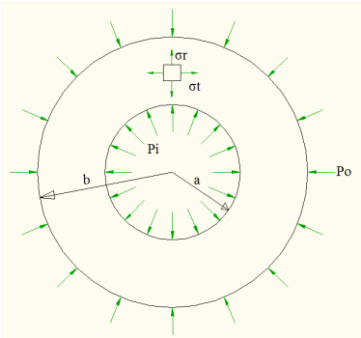
$$r_i = \frac{76{,}2}{2} = 38{,}1\ mm$$

$$t \leq \frac{1}{10}(38{,}1)$$

$$t \leq 3{,}81\ mm$$

Como ya se explicó anteriormente el espesor del cilindro de dosificación es de 5,9 mm. Por lo tanto se considera que es un cilindro de paredes gruesas.

Figura 3-7 Esfuerzos en cilindros de paredes gruesas



Fuente: Pytel & Singer, 1987, pág.470

Cuando el radio (r) tiende hacia a y la presión exterior es cero se obtienen los esfuerzos máximos. Para el cálculo de esfuerzos radial (σ_r) y tangencial (σ_t) se aplica las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_r = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \quad 1 - \frac{b^2}{a^2}$$ Ecuación 3.19

$$\sigma_t = \frac{a^2 P_i}{b^2 - a^2} \quad 1 + \frac{b^2}{a^2}$$ Ecuación 3.20

Donde:

a : Radio interno (38,1 mm)

b : Radio externo (44 mm)

P_i : Presión interna (110464,9 N/m^2)

$$\sigma_r = \frac{38{,}1^2 \;\; 110464{,}9}{44^2 - 38{,}1^2} \quad 1 - \frac{44^2}{38{,}1^2} \quad = -110464{,}9\ Pa$$

$$\sigma_t = \frac{38{,}1^2 \;\; 110464{,}9}{44^2 - 38{,}1^2} \quad 1 + \frac{44^2}{38{,}1^2} \quad = 772542{,}79\ Pa = 0{,}773 Mpa$$

El mayor valor lo presenta el esfuerzo tangencial (σ_t). Por el signo, se concluye que está a tensión. El esfuerzo radial negativo significa que trabaja a compresión. El esfuerzo tangencial se constituye como el esfuerzo máximo principal (σ_{max}). Aplicando la

ecuación para el factor de seguridad (Fs), donde σ es el esfuerzo permisible y Sy el límite de fluencia.

$$\sigma = \frac{Sy}{Fs}$$

Ecuación 3.21

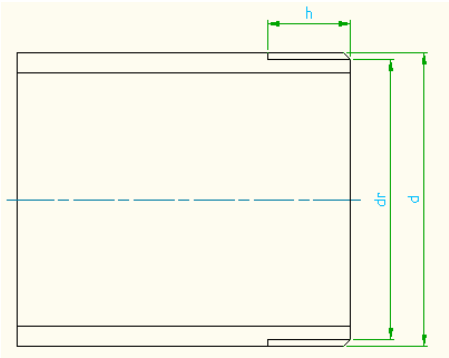
$$\sigma \approx \sigma_{max}$$

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma_{max}} = \frac{480\ Mpa}{0{,}773\ Mpa} = 620$$

El factor de seguridad es alto porque la presión de trabajo aplicada en el cilindro es baja. Por lo tanto se podría utilizar otro tipo de acero con un límite de fluencia menor y reducir el espesor del cilindro o mantenerlo, ya que el extremo del cilindro es roscado.

3.2.12 Diseño de la rosca del cilindro

Figura 3-8 Esquema del cilindro dosificador



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Se calcula la longitud de rosca (h) que se necesita en el cilindro. Los esfuerzos permisibles de flexión (σ_b) y corte(τ), son los siguientes. (Benavidez, 1984, pág.69)

Ecuación 3.22

$$\sigma_b = \frac{Sy}{2}$$

Ecuación 3.23

$$\tau = 0{,}4\ Sy$$

El límite de fluencia (Sy) del acero AISI 1518 es 480 MPa, entonces se tiene

$$\sigma_b = \frac{480}{2} = 240\ Mpa$$

$$\tau = 0{,}4\ \ 480\ \ = 192\ MPa$$

Del Anexo 9, para un diámetro nominal de 88 mm, se escoge un paso 2, por lo que el diámetro de raíz (d_r) sería

Ecuación 3.24

$$d_r = d - 1{,}389\ P$$

$$d_r = 88 - 1{,}389\ \ 2\ \ = 85{,}222\ mm$$

Donde:

d Diámetro nominal (0,088 m)

dr Diámetro de raíz (0,0852 m)

P Paso de rosca (2)

La tensión de corte media para el filete está dada por

Ecuación 3.25

$$\tau = \frac{2F}{\pi * d_r * h}$$

Donde:

F Fuerza en el interior del cilindro (503,76 N)

h Longitud de rosca

τ Esfuerzo de corte

σ_b Esfuerzo de compresión

p Presión en el interior del cilindro

La presión de contacto entre las roscas que produce un esfuerzo de compresión es:

$$\sigma_b = \frac{4pF}{\pi \ d^2 - {d_r}^2 \ h}$$ Ecuación 3.26

Se despeja la longitud de rosca (h) de las ecuaciones 3.25 y 3.26. Reemplazando los valores se tiene:

$$h = \frac{2(F)}{\pi * (dr) * \tau} = \frac{2(503{,}76)\ N}{\pi * \ 0{,}0852\ m \ * 192 * 10^6 N/m^2} = 1{,}96 * 10^{-5} m = 0{,}02\ mm$$

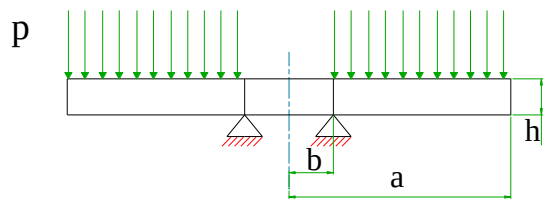
$$h = \frac{4pF}{\pi \ d^2 - {d_r}^2 \ \sigma_b} = \frac{4 \ 0{,}002m \ 503{,}76N}{\pi \ 0{,}088^2 - 0{,}0852^2 \ m^2 240 * 10^6 N/m^2} = 0{,}011\ mm$$

Se observa que los valores de la longitud de la rosca son bastante bajos, debido a que la fuerza es mínima. Pero la longitud de rosca será de por lo menos 6 hilos, que multiplicado por el paso 2 se obtiene 12 mm como mínimo. Lo cual es suficiente ya que la carga se aplica en los primeros 6 hilos de la rosca. (Shigley, 2008, pág.405)

3.2.13 Diseño del pistón

El pistón puede considerarse para el diseño como una placa plana circular perforada uniformemente cargada, y apoyada en el centro de su superficie como se muestra en el caso 2 del Anexo 10, para lo cual se desea saber el espesor mínimo de la placa

Figura 3-9 Carga distribuida superficial aplicada al pistón



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

El esfuerzo máximo de flexión esta dado por la ecuación (Timoshenko, 1975, pág.80-86)

$$\sigma_{max} = \frac{k\ p\ a^2}{h^2}$$

Ecuación 3.27

Donde:

a Radio externo del pistón (38,1 mm)

b Radio interno del pistón (7 mm)

h Espesor del pistón

p Carga distribuida superficial o presión (110464,9 N/m^2)

k Coeficiente de placas circulares.

Se utiliza Acero AISI 1018 con límite de fluencia Sy= 235 Mpa. Para obtener el esfuerzo permisible de flexión (σ_b), se aplica un factor de seguridad de 2, porque se tiene cargas dinámicas. (Moot, RM, 2006, pág.185)

$$\sigma_b = \frac{Sy}{2} = \frac{235}{2} = 117{,}5\ Mpa$$

Para el coeficiente de placas circulares (k) es necesaria la relación de radios siendo, a radio mayor y b radio menor.

$$\frac{a}{b} = \frac{38{,}1}{7} = 5{,}4$$

Con este valor, revisando la tabla del Anexo11 se obtiene el valor de k =5,6

Despejando el espesor del pistón (h) de la ecuación 3.27 se tiene:

$$h = \sqrt{\frac{kpa^2}{\sigma_b}}$$

Ecuación 3.28

$$h = \sqrt{\frac{5{,}6(110464{,}9\ N/m^2)(0{,}0381\ m)^2}{117{,}5 * 10^6 N/m^2}} = 2{,}76 * 10^{-3} m = 2{,}76\ mm$$

Este es el valor mínimo de espesor que debe tener el pistón, sin embargo su valor real será dado por la dimensión de los sellos a utilizarse.

A continuación una forma de dimensionar el pistón se da con la ecuación 3.29, donde K1 es una constante que varía entre 0,4 y 0,6. (Quishpe , 2008, pág.100)

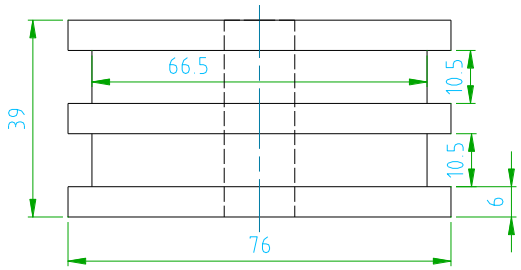
Ecuación 3.29

$$h = k1 * 2a$$

$$h = 0{,}5 * 2\ \ 38{,}1\ \ = 38{,}1 = 39\ mm$$

El sello es tipo Polipack de $2\frac{5}{8} * 3 * 3/8$, po lo que las dimensiones del pistón son las siguientes:

Figura 3-10 Dimensiones del pistón



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

El esfuerzo máximo aplicando la ecuación 3.27 se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{5{,}6 \quad 110464{,}9\ \frac{N}{m^2} \quad (0{,}0381m)^2}{(0{,}039m)^2} = 590382\ N/m^2$$

Entonces el factor de seguridad (Fs) sería:

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma_{max}} = \frac{235\ MPa}{0{,}6\ MPa} = 391{,}6$$

El valor del factor de seguridad es alto porque la presión es mínima, además porque se dio un espesor de pistón mayor para colocar los sellos hidráulicos.

3.2.14 Peso del pistón

Utilizando los datos obtenidos, se determina el volumen del pistón(V_p) con la ecuación 3.1 y el peso del pistón (w_p) con la ecuación 3.71.

$$V_p = \frac{\pi * (0{,}076)^2 m^2}{4} * 0{,}039\ m = 1{,}77 * 10^{-4} m^3$$

$$w_v = \rho * V_p * g$$

$$w_p = 7850\,\frac{kg}{m^3} * 1{,}77 * 10^{-4} m^3 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 13{,}63\ \text{N}$$

Donde**:**

ρ Densidad del acero

g Gravedad

3.2.15 Peso del cilindro

Anteriormente en el diseño del cilindro se calculó la longitud parcial (L_e) del mismo que resultó ser 0,0702 m. A este resultado se debe aumentar la longitud del pistón (0,039 m),

obteniéndose entonces una longitud total del cilindro de 0,1092 m. Utilizando los datos obtenidos, se determina el volumen del cilindro(V_c) con la ecuación 3.29.1 y el peso del cilindro (w_c) con la ecuación 3.71

$$V_c = \frac{\pi}{4}({D_e}^2 - {D_i}^2) * L$$

Ecuación 3.29.1

$$V_c = \frac{\pi}{4}\ 0{,}088^2 - 0{,}0762^2\ \ m^2 * 0{,}1092m = 1{,}662 * 10^{-4}m^3$$

$$w_c = 7850\frac{kg}{m^3} * 1{,}662 * 10^{-4}m^3 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 12{,}8\ N$$

Donde:

D_e Diámetro exterior del cilindro

D_i Diámetro interior del cilindro

L Longitud total

3.2.16 Diseño del vástago

El vástago del pistón es un elemento sometido a compresión y tracción, el cual puede considerarse como una columna sometida a carga axial, y puede ser evaluado a pandeo.

Si la carga axial es de compresión deben aplicarse ecuaciones apropiadas de columna. Para esto se usan esfuerzos equivalentes (S_{eq}) de columna, estos esfuerzos están relacionados con el esfuerzo en el límite de fluencia (S_y). (Schaum, 1971, pág.44-48)

El esfuerzo equivalente deducido de la ecuación de Euler es:

$$S_{eq} = \frac{F}{A}\ \frac{S_y\ \ L/k\ ^2}{C\pi^2 E}$$

Ecuación 3.30

El esfuerzo equivalente de columna para una carga real F deducida de la ecuación de J.B.Jhonson es:

$$S_{eq} = \frac{F}{A} \frac{1}{1-\frac{S_y \ L/k \ ^2}{4C\pi^2 E}}$$ Ecuación 3.31

El valor L/k que determina cuando debe usarse la ecuación de Euler o de Jhonson es:

$$\frac{L}{k} = \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}}$$ Ecuación 3.32

Donde:

C Constante que depende de las condiciones de los extremos, según el anexo 12, se tiene C=1

E Módulo de elasticidad = $29{,}7*10^6$ Psi

A Área de sección transversal

L Longitud de la columna es155 mm = 6,102 plg

k Radio mínimo de giro, para una sección circular es D/4

Sy Límite de fluencia de 235 MPa = 34083,66 Psi

F Carga real es 503,76 N = 113,25 lb

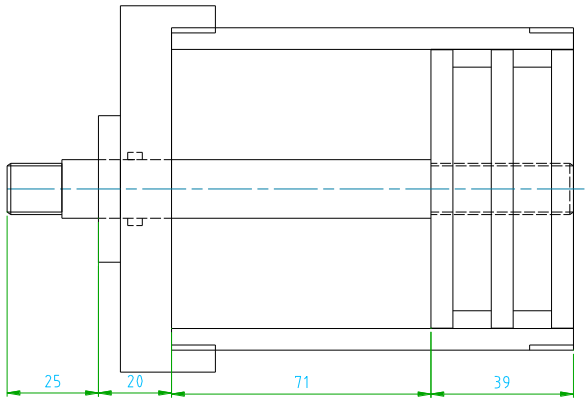
Fs Factor de seguridad de 2 (Moot, D.M, 2006, pág.185)

En las ecuaciones de esfuerzo equivalente, es válida la siguiente relación:

$$Fs = Sy/S_{eq}$$ Ecuación 3.33

Se debe estimar la longitud total del vástago, se tiene espesor del pistón (39 mm), la longitud de trabajo del cilindro (71 mm), ancho de tapa guía (20 mm) y espesor necesario para articulación (25 mm), entonces se obtiene una longitud aproximada (L) de 155 mm.

Figura 3-11 Dimensionamiento del vástago



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Para el vástago se utiliza acero AISI 1018, se despeja el esfuerzo equivalente (s_{eq}) de la ecuación 3.33 y reemplazando se tiene.

$$s_{eq} = \frac{Sy}{Fs} = \frac{34083{,}66\ Psi}{2} = 17041{,}83\ Psi$$

De inicio no se puede determinar si se debe utilizar la ecuación de Euler o de Jhonson ya que se desconoce el diámetro. Se prueba con la ecuación 3.30, es decir la de Euler en la forma de esfuerzo equivalente, para lo cual se despeja el diámetro(D).

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 * F * S_y * L^2}{C * \pi^3 * E * S_{eq}}}$$

Ecuación 3.34

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 * 113{,}25 lb * 34083{,}66 \frac{lb}{plg^2} * \ 6{,}102\ plg\ ^2}{1 * \pi^3 * (29{,}7 * 10^6 \frac{lb}{plg^2}) * 17041{,}83 \frac{lb}{plg^2}}} = 0{,}156\ plg = 3{,}96\ mm$$

Utilizando la ecuación 3.32 se verifica L/k

$$Si\ \frac{L}{k} > \sqrt{\frac{2C\pi^2 E}{S_y}}\ \therefore utilizar\ Ec. Euler$$

$$Si\ \frac{L}{k} < \sqrt{\frac{2C\pi^2E}{S_y}}\ \therefore utilizar\ Ec.Jhonson$$

$$\frac{L}{\frac{1}{4}D} = \sqrt{\frac{2C\pi^2E}{S_y}}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\frac{6{,}102\ plg}{0{,}25(0{,}156\ plg)} = \sqrt{\frac{2\ \ 1\ \ \pi^2(29{,}7 * 10^6 Psi)}{34083{,}66\ Psi}}$$

$$156{,}46 = 131{,}15$$

Para utilizar Euler $L/k > 131{,}15$; $156{,}46 > 121$

Esto quiere decir que se utilizó correctamente la ecuación de Euler para una columna esbelta de sección transversal uniforme. En cuanto al resultado del vástago con diámetro 3,96 mm, se da porque la fuerza es mínima.

3.2.17 Diseño por resistencia a la fatiga

La fatiga constituye la causa individual más grande de falla en los metales. El vástago del pistón es un elemento que trabaja con esfuerzos normales fluctuantes, primero a compresión con una fuerza máxima y a tracción con una fuerza mínima que hace que succione el líquido contenido en el recipiente de almacenamiento. (Moot, R.M, 2006, pág.176-190)

El vástago es de acero AISI 1018 con resistencia a la tracción Sut=410 Mpa. La relación entre la resistencia a la fatiga (Sn) y la resistencia última estática Sut es:

$$Sn = 0{,}5 * Sut \qquad \text{Ecuación 3.35}$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga real $S'n$ utilizamos la siguiente ecuación:

$$S'n = Cm * Cs * Cr * Cp * Sn$$

Ecuación 3.36

Donde:

Sn : Límite de resistencia a la fatiga de una probeta

Cm : Factor de material

Cs : Factor de tipo de esfuerzo

Cr : Factor de confiabilidad

Cp : Factor de tamaño

Aplicando la ecuación 3.35 se obtiene la resistencia a la fatiga

$$Sn = 0{,}5 * 410\ Mpa = 205\ Mpa$$

Para el factor de material se asume que el acero AISI 1018 es acero colado y según el Anexo 17 (a), se tiene $Cm = 0{,}80$

"El factor por tipo de esfuerzo para la tensión axial es $Cs = 0{,}80$"(Moot, 2006, pág.174)

Para el factor de confiabilidad se asume $Cr = 0{,}90$ se utiliza el Anexo 17 (b);

Para el factor de tamaño se asume un diámetro de 12mm y se tiene $Cp = 0{,}95$. Se utiliza el Anexo 17 (c). Reemplazando en la ecuación 3.36 se tiene la resistencia real a la fatiga

$$S'n = 0{,}8 * 0{,}8 * 0{,}9 * 0{,}95 * 205\ Mpa = 112{,}18\ Mpa$$

Cuando existen esfuerzos fluctuantes como en este caso en que la expulsión y succión de líquido provocan tensión y compresión del vástago, entonces se puede utilizar el método de Goodman para fatiga que introduce un factor de diseño (Fs) en los valores de resistencia última y fatiga, además de un factor de concentración de esfuerzos (K_l).

$$\frac{K_l \sigma_a}{S'n} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{Fs}$$

Ecuación 3.37

A continuación se puede calcular el esfuerzo medio (σ_m) y el esfuerzo alternativo (σ_a) con las ecuaciones:

Ecuación 3.38

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Ecuación 3.39

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

En general los esfuerzos máximo (σ_{max}) y mínimo (σ_{min}) se calculan:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A}$$

Ecuación 3.40

$$\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{A}$$

Ecuación 3.41

Datos:

F_{max} : Fuerza máxima de expulsión = 503,76 N

F_{min} : Fuerza mínima de succión = 11,422 N

A : Área

Reemplazando las ecuaciones 3.40 y 3.41 en las ecuaciones 3.38 y 3.39; simplificando se tiene

$$\sigma_m = \frac{\frac{F_{max}}{A}+\frac{F_{min}}{A}}{2} = \frac{F_{max}+F_{min}}{2A}$$

Ecuación 3.42

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_{max}}{A}-\frac{F_{min}}{A}}{2} = \frac{F_{max}-F_{min}}{2A}$$

Ecuación 3.43

Reemplazando las ecuaciones 3.42 y 3.43 en la ecuación 3.37, simplificando y despejando el área (A)

$$\frac{K_l \ \frac{F_{max}-F_{min}}{2A}}{S'n} + \frac{\frac{F_{max}+F_{min}}{2A}}{Sut} = \frac{1}{Fs}$$

$$\frac{1}{A} \ \frac{K_l \ F_{max}-F_{min}}{2S'n} + \frac{F_{max}+F_{min}}{2Sut} = \frac{1}{Fs}$$

$$A = Fs \ \frac{K_l \ F_{max}-F_{min}}{2S'n} + \frac{F_{max}+F_{min}}{2Sut}$$

Ecuación 3.44

(Moot, RM, 2006, pág.185) “Se asume 2,5 como valor del factor de diseño (Fs)”. Se evalúa el factor de concentración de esfuerzos (K_l) ya que el vástago tiene sus extremos roscados, asumiendo los siguientes datos: radio de la muesca (r) 0,6mm; diámetro mayor (D) 12mm; y diámetro menor (d) 10,8mm, y utilizando las relaciones

$$\frac{r}{d} = \frac{0,6}{10,8} = 0,06$$

$$\frac{D}{d} = \frac{12}{10,8} = 1,11$$

Con estos datos se utiliza el anexo 15 y se encuentra Kc = 1,83; reemplazando todos los datos en la ecuación 3.44.

$$A = 2{,}5\ \frac{1{,}83\ \ 503{,}76N - 11{,}42\ N}{2(112{,}18 * 10^6\ \frac{N}{m^2})} + \frac{(503{,}76N + 11{,}42N)}{2(410 * 10^6 \frac{N}{m^2})}\ = 1{,}162 * 10^{-5} m^2$$

$$A = 11{,}62\ mm^2$$

Como ya se explicó anteriormente el vástago tiene los extremos roscados. Con este dato de área útil se busca en el Anexo 18, el área que más se aproxima es 16,1 mm^2 que corresponde a un diámetro exterior de rosca de 5 mm y diámetro interior de raíz de 4,3 mm.

Anteriormente se asumió datos de diámetros y radio de muesca para deducir factores de tamaño (Cp) y concentración de esfuerzos (K_l), utilizando los valores reales se tiene que la diferencia es insignificante.

En cuanto al resultado de 5 mm para el diámetro del vástago, se dá porque la fuerza es de poca magnitud; por lo tanto y para estar en armonía con el resto de componentes el vástago se construirá de 12 mm de diámetro.

3.2.18 Peso del vástago

Utilizando los datos obtenidos, se determina el volumen del vástago (V_v) con la ecuación 3.1 y el peso del vástago (w_v) con la ecuación 3.71

$$V_v = \frac{\pi * D^2}{4} * L$$

$$V_v = \frac{\pi * (0{,}012\ )^2 m^2}{4} * 0{,}155\ m = 1{,}753 * 10^{-5} m^3$$

$$w_v = \rho * V_v * g$$

$$w_v = 7850 \frac{kg}{m^3} * 1{,}753 * 10^{-5} m^3 * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 1{,}35\ N$$

Donde**:**

D Diámetro del vástago

L Longitud

ρ Densidad del acero

g Gravedad

3.2.19 Diseño de la tolva de alimentación

El producto con el que se va a trabajar es la glicerina. Los esfuerzos a los que va a estar sometida la tolva son mínimos, pero ella debe proporcionar suficiente rigidez.

3.2.20 Selección del material

El acero común con un recubrimiento de pintura electrostática puede resultar una buena alternativa al inicio, pero con el pasar del tiempo la pintura se deteriora y puede contaminar con residuos el interior del manómetro, provocando posiblemente lecturas falsas en dicho instrumento.

En el acero galvanizado el revestimiento de zinc da una protección permanente pero en las uniones soldadas se debe tener la precaución de cubrir con pintura, pudiendo resultar el mismo inconveniente del anterior caso.

Por lo expuesto se toma la decisión de usar acero inoxidable del tipo AISI 304.

3.2.21 Requerimientos funcionales de la tolva

Para asegurar un abastecimiento regular al sistema se estima un volumen del interior de la tolva de 0,021 m^3.

El volumen de un cono truncado. (Casillas, 1997, pág.138)

Ecuación 3.45

$$V = 0{,}2618\, h(D^2 + D * d + d^2)$$

Donde:

V Volumen del cono (0,021 m^3)

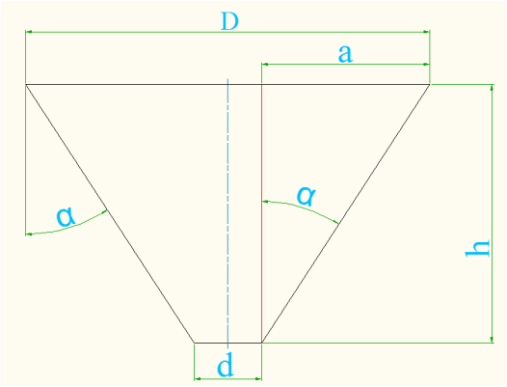
D Diámetro mayor

d Diámetro menor (0,04 m)

h Altura

α Ángulo de inclinación

Figura 3-12 Dimensiones básicas de la tolva



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Para el ángulo de inclinación(α) se toma como referencia las pérdidas de energía por contracción gradual, mientras mayor sea el ángulo mayor será el coeficiente de resistencia, por lo tanto se asume un ángulo de 30^0 (Moot, M.F, 2006, pág.291)

Relacionando geométricamente las dimensiones de la tolva y el ángulo de inclinación se tiene.

$$tan30^0 = \frac{a}{h} = \frac{D-d}{2h}$$

$$h = \frac{D-d}{2tan30^0}$$

Ecuación 3.46

Remplazando la ecuación 3.46 en la ecuación 3.45 se tiene que:

$$V = 0{,}2618 \ \frac{D-d}{2tan30^0} \ (D^2 + D * d + d^2)$$

Ecuación 3.47

Resolviendo la ecuación 3.47, despejando el diámetro (D).

$$V = \frac{0{,}2618\ D^3}{2\ tan30^0} - \frac{0{,}2618\ d^3}{2\ tan30^0}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{2 * V * tan\,30\ + 0{,}2618 d^3}{0{,}2618}}$$

Reemplazando valores:

$$D = \sqrt[3]{\frac{2\ (0{,}021 m^3) tan\,30\ + 0{,}2618 (0{,}04 m)^3}{0{,}2618}} = 0{,}453\ m = 453\ mm$$

Resolviendo la ecuación 3.46 se tiene la altura (h)

$$h = \frac{453\ mm - 40\ mm}{2 tan30^0} = 358\ mm$$

3.2.22 Presión interna que soporta la tolva

Los esfuerzos en lo tolva son relativamente bajos. No obstante se debe realizar los respectivos cálculos para determinar la resistencia mecánica de dicho elemento. Para evaluar la presión interna de la tolva se aplica la ecuación 3.48. (Moot, 2006, pág.55)

$$p = \gamma * h$$

Ecuación 3.48

Donde:

p Presión de operación en el fondo del recipiente

γ Peso específico de la glicerina

h Altura de la tolva (0,358 m)

ρ Densidad de la glicerina (1264 kg/m^3)

g Gravedad (9,81 m/s^2)

Reemplazando en la ecuación 3.48 la ecuación 3.6 se tiene la presión en la tolva.

Ecuación 3.49

$$p = \rho * g * h$$

$$p = 1264\ kg/m^3 * 9{,}81 m/s^2 * 0{,}358\ m = 4439{,}14\ N/m^2$$

"Esta es la presión de operación, pero se necesita una presión de diseño (p_d), por lo tanto se aumenta un 10 % " (Megyesy, 1992, pág.15)

Ecuación 3.50

$$p_d = p + \ 0{,}1p$$

$$p_{\mathrm{d}} = 4439{,}14 + (0{,}1 * 4439{,}14) = 4883{,}05\ N/m^2$$

3.2.23 Espesor de la placa de la tolva

Para recipientes de forma de cuerpos de revolución, cuyas paredes sean finas, que no tengan cambios bruscos, que tengan simetría axial y cuando actúe una presión interior normal en las paredes, se puede utilizar la teoría membranal que dice "Que el equilibrio de un elemento situado alrededor de un punto en cuestión de la pared del recipiente está determinado por secciones perpendiculares y meridionales infinitamente próximas" (Miroliubov, R.M.1978, pág.56-60).

La tolva cumple con estas condiciones ya que es un cuerpo de revolución (cono truncado) y se puede evaluar mediante las siguientes ecuaciones para el esfuerzo tangencial y longitudinal. (Moss, 2004, pág.15-16)

$$\sigma_t = \frac{p_d R_m}{t cos\alpha}$$

Ecuación 3.51

Ecuación 3.52

$$\sigma_m = \frac{p_d R_m}{2tcos\alpha}$$

Donde:

σ_t Esfuerzo tangencial

σ_m Esfuerzo longitudinal

p_d Presión diseño

t Espesor de la pared

R_m Radio medio

α Ángulo de inclinación: 30^0

h Altura del líquido: 0,358 m

γ Peso específico del líquido: 12399,84 N/m^3

S Valor del esfuerzo de diseño de material

E Eficiencia de la junta

Di Diámetro interno

Reemplazando las ecuaciones 3.48 y 3.50 en la 3.51 y 3.52 se tiene:

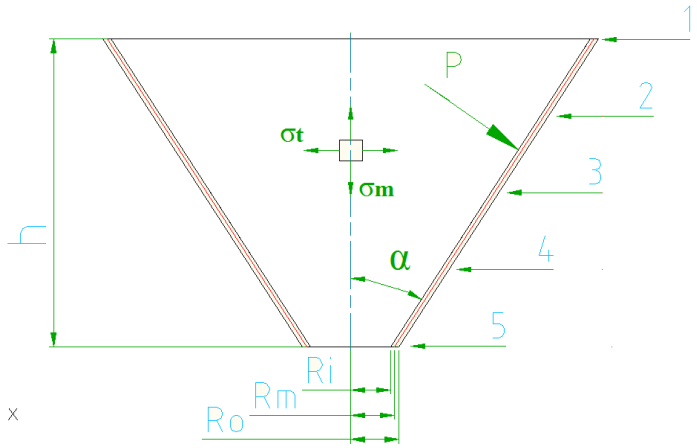
$$\sigma_t = \frac{\gamma h + 0{,}1\gamma h \ R_m}{tcos\alpha}$$

Ecuación 3.53

$$\sigma_m = \frac{\gamma h + 0{,}1\gamma h \ R_m}{2tcos\alpha}$$

Ecuación 3.54

Figura 3-13 Esfuerzos en la tolva



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Para el espesor de la placa se utiliza la ecuación

$$t = \frac{pDi}{2cos\alpha(SE-0,6p)}$$ Ecuación 3.55

Reemplazando las ecuaciones 3.48 y 3.50 en la ecuación 3.55.

$$t = \frac{\gamma h+0,1\gamma h\ Di}{2cos\alpha\ SE-0,6\ \gamma h+0,1\gamma h}$$ Ecuación 3.56

El esfuerzo de diseño máximo (S) se lo considera con las ecuaciones 3.57 y 3.58 del Anexo 20. Siendo Sy el limite de fluencia (205 Mpa) y Su el límite a la tracción (515 MPa). (Norma API 650, 2001, S-5)

$$S = 0,9Sy$$ Ecuación 3.57

$$S = 0,3Su$$ Ecuación 3.58

Reemplazando se tiene

$$S = 0{,}9\ \ 205\ MPa\ \ = 185\ Mpa$$

$$S = 0{,}3\ \ 515\ MPa\ \ = 155\ MPa$$

Se toma el menor valor, para el esfuerzo de diseño S = 155 MPa. Para el valor de la eficiencia de la junta (E), se estima que es una junta a tope de un solo cordón sin prueba de radiografía y según el Anexo 19; E = 0,6

Con estos datos se evalúa el espesor (t), tomando en cuenta que según la tabla 3.4 los mayores esfuerzos se encuentran a la altura media del cono, por lo tanto se considera la presión y el diámetro a esa altura y se aplica la ecuación 3.56

$$t = \frac{12399{,}84N/m^3 * 0{,}179\ m + 0{,}1 * 12399{,}84N/m^3 * 0{,}179m\ \ 0{,}2464m}{2cos30\ \ 155 * 10^6Pa * 0{,}6 - 0{,}6\ \ 12399{,}84N/m^3 * 0{,}179m + 0{,}1 * 12399{,}84N/m^3 * 0{,}179m}$$

$$t = 0{,}004\ mm$$

Al estar la placa sometida a una presión muy baja y para mejorar la rigidez de la tolva se asume el espesor de 0,8 mm

El radio medio se calcula con la ecuación 3.59, donde Ri es el radio interior y Ro el radio exterior. (Mott, R.M, 2009, pág.640)

Ecuación 3.59

$$R_m = \frac{Ro + Ri}{2}$$

A continuación se evalúan los esfuerzos tangencial y longitudinal a diferentes alturas (h) como se muestra en la tabla 3.5, con la ayuda de las ecuaciones 3.53 y 3.54

Tabla 3-5 Resultado de esfuerzos a diferente altura

Ref.	h(m)	Presión(Pa)	Ro(m)	Ri(m)	Rm(m)	σt (Pa)	σm (Pa)
1	0	0	0,2273	0,2265	0,2269	0	0
2	0,0895	1220,76	0,1757	0,1749	0,1753	308809	154405
3	0,179	2441,53	0,1240	0,1232	0,1236	435632	217816
4	0,2685	3662,29	0,0724	0,0716	0,0720	380467	190234
5	0,358	4883,06	0,0208	0,02	0,0204	143781	71890

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Como se observa a una altura (h) de 0,179 m (altura media de la tolva) se presentan los mayores esfuerzos, siendo el esfuerzo longitudinal la mitadel esfuerzo tangencial

3.2.24 Diseño estático para la soldadura de la tolva

El tipo de junta que se utilizará en la tolva es una soldadura a tope de penetración total como se muestra en la Figura 3.13. “De acuerdo con la Lincoln Electric Company en una soldadura a tope, cuando está hecha correctamente tiene igual o mejor resistencia que la placa y no hay necesidad de calcular el esfuerzo de la soldadura, haciendo coincidir la resistencia del electrodo con la resistencia de la placa” (Shaum, D.M, 1977, pág.301)

Pero igual se evaluará, a pesar de que los efuerzos en la tolva son relativamente bajos. En una soldadura a tope para cargas de compresión o de tensión el esfuerzo normal medio es:

$$\sigma = \frac{P}{el_s}$$ Ecuación 3.60

El esfuerzo promedio en una soldadura a tope debido a carga cortante está dado por. (Shigley, 2008, pág.461)

Ecuación 3.61

$$\tau = \frac{F_2}{el_s}$$

Donde:

σ Esfuerzo normal medio

τ Esfuerzo cortante medio

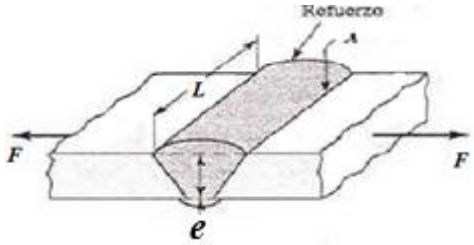
F_2 Fuerza en la seccion transversal

P Resultante de la fuerza F1

e Garganta de la soldadura (0,0008 m)

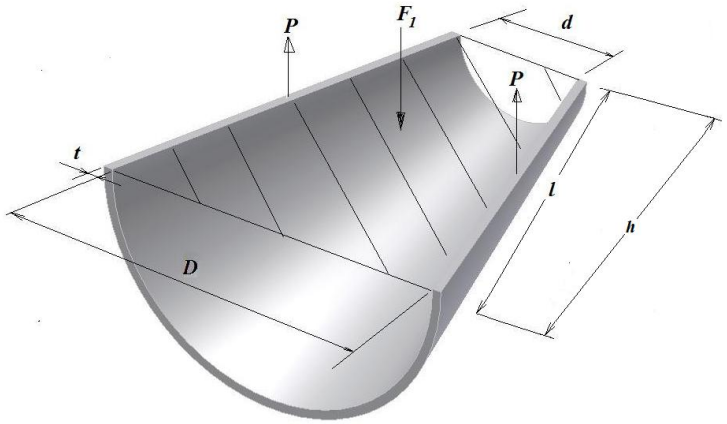
l_s Longitud de la soldadura (0,413 m)

Figura 3-14 Soldadura a tope de penetración total



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Figura 3-15 Sección longitudinal de la tolva



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Un depósito que contenga un fluido a una presión **p** está sometido en su sección longitudinal a la fuerza total F_1 que es resistida por las fuerzas iguales **P** que actúan en las dos secciones cortadas de la pared. Es evidente que la fuerza F_1 es igual a la presión por el área en la que actúa como lo indica la figura 3.14 (Pytel & Singer, 1987, pág.20)

$$2P = F_1 = p_d * A_1$$ Ecuación 3.62

$$A_1 = \frac{D+d}{2} * h$$ Ecuación 3.63

$$F_1 = p_d * h * \frac{D+d}{2}$$ Ecuación 3.64

Donde:

F_1 Fuerza en la seccion longitudinal

A_1 Área donde actúa la fuerza F1

p_d Presión de diseño (2441,53 N/m^2)

D Diámetro mayor (0,453 m)

d Diámetro menor (0,04 m)

t Espesor de placa (0,0008 m)

h Altura de la tolva (0,358 m)

Reemplazando valores en la ecuación 3.64, se tiene la fuerza que actúa en la sección longitudinal

$$F_1 = 2441{,}53\ \frac{N}{m^2} * 0{,}358\ m * \frac{0{,}453m + 0{,}04m}{2}$$

$$F_1 = 216\ N$$

De la ecuación 3.62

$$2P = F_1$$

$$P = 108\ \ N$$

Con el resultado obtenido se reemplaza en la ecuación 3.60 y se obtiene el esfuerzo normal.

$$\sigma = \frac{P}{el_s} = \frac{108\ N}{0{,}0008\ m * 0{,}413\ m} = 326877\ N/m^2$$

En la sección transversal para la fuerza F_2 se aplica la siguiente ecuación:

$$F_2 = P_1$$ Ecuación 3.65

$$F_2 = \sigma_{m3} * A_3$$ Ecuación 3.66

Donde:

σ_{m3} Esfuerzo longitudinal máximo en el punto 3

P_1 Resultante de la fuerza F_2

D_3 Diámetro medio del la tolva

La fuerza F_2 actúa en el fondo del recipiente y es contrarrestada por la fuerza resultante P_1 que actúa en el punto 3 (ver Figura 3.12). Entonces el diámetro D_3 es 0,2464 m. El área en ese punto es igual al espesor de la pared por la longitud de la circunferencia

Ecuación 3.67

$$A_3 = \pi * D_3 * t$$

Reemplazando se tiene

Ecuación 3.68

$$F_2 = \sigma_{m3} * \pi * D_3 * t$$

$$F_2 = 217816\ \frac{N}{m^2} * \pi\ \ 0{,}2464\ m\ \ 0{,}0008 m = 135\ N$$

Reemplazando en la ecuación 3.61 se tiene el esfuerzo cortante medio

$$\tau = \frac{F_2}{el_s} = \frac{135\ N}{0{,}0008\ m * 0{,}413\ m} = 408596\ N/m^2$$

Para relacionar los esfuerzos normal y cortante se utiliza la ecuación de esfuerzo de Von Mises (σ')

Ecuación 3.69

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{(326877\ \ N/m^2)^2 + 3(408596\frac{N}{m^2})^2}$$

$$\sigma' = 779552\ N/m^2$$

Para el factor de seguridad (F.S) se utiliza el esfuerzo de fluencia del material de aporte en la soldadura Sy = 205 MPa

Ecuación 3.70

$$F.S = \frac{Sy}{\sigma'}$$

$$F.S = \frac{205 * 10^6\ N/m^2}{779552\ \ N/m^2} = 263$$

El factor de seguridad es demasiado alto debido a que los esfuerzos en la tolva son relativamente pequeños.

3.2.25 Peso de la tolva

De acuerdo al desarrollo de la tolva de acero inoxidable para el cálculo del peso utilizamos la siguiente ecuación (Mott, M.F, 2006, pág.6)

Ecuación 3.71

$$w = \rho * V * g$$

Donde:

w Peso

ρ Densidad

V Volumen

g Gravedad (9,81m/s^2)

Para el cálculo del volumen del sólido (V_s) que es la diferencia entre el volumen mayor (V_M) y el volumen menor (V_m) de la tolva se utiliza la ecuación 3.72

Ecuación 3.72

$$V_s = V_M - V_m$$

Datos:

D_o Diámetro mayor exterior de la tolva (0,454 m)

D_i Diámetro mayor interior (0,453 m)

d_o Diámetro menor exterior (0,041 m)

d_i Diámetro menor interior (0,040 m)

h Altura de la tolva

Se utiliza la ecuación 3.45 para el cálculo del volumen

$$V_M = 0{,}2618 * 0{,}358\ m\ \ (0{,}454m)^2 + (0{,}454m * 0{,}041m) + (0{,}041m^2)$$

$$V_M = 0{,}02122\ m^3$$

$$V_m = 0{,}2618 * 0{,}358\ m\ \ (0,453m)^2 + (0{,}453m * 0{,}04m) + (0{,}04m^2)$$

$$V_m = 0{,}02108m^3$$

$$V_s = 0{,}02122 - 0{,}02108 = 1{,}389 * 10^{-4}m^3$$

La densidad promedio del acero es 7850 kg/m^3, se calcula el peso del sólido (w_s) con la ecuación 3.71

$$w_s = 7850kg/m^3 * (1{,}389 * 10^{-4}m^3) * 9{,}81\ m/s^2 = 10{,}7\ N$$

La densidad de la glicerina es 1264 kg/m^3 El peso (w_g) si la tolva está llena sería

$$w_g = 1264\ kg/m^3 * (0{,}021m^3) * 9{,}81\ m/s^2 = 261{,}41\ N$$

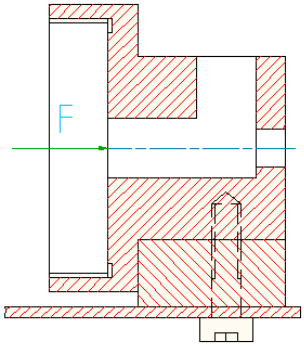
3.2.26 Diseño y selección de pernos

Se muestran las especificaciones de estos elementos en el Anexo 18 y se selecciona las propiedades según el grado SAE para comprobar la resistencia del perno

3.2.27 Pernos sometidos a corte

Los pernos que están sometidos a corte se muestran en el Figura, tomando en consideración que la fuerza cortante es la fuerza axial del émbolo (fuerza horizontal)

Figura 3-16 Esquema de los pernos sometidos a corte



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

3.2.28 Área de cada perno

Para determinar el área de cada perno primero se debe calcular el esfuerzo de corte admisible con las siguientes ecuaciones

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau$$ Ecuación 3.73

$$\tau = \frac{S_{Sy}}{F.S}$$ Ecuación 3.74

$$S_{Sy} = 0{,}577\ Sy$$ Ecuación 3.75

Donde:

τ Esfuerzo de corte admisible

S_{Sy} Resistencia de fluencia al corte

Sy Resistencia a la fluencia del acero

$F.S$ Factor de seguridad

A Área de corte

F Fuerza de corte (503,76 N=51,37 Kg)

Utilizando la ecuación 3.75 y con una resistencia a la fluencia de pernos grado 8 de 64 kg/mm^2 se tiene

$$S_{Sy} = 0{,}577\ (64\ Kg/mm^2) = 36{,}93\ Kg/mm^2$$

Utilizando un factor de seguridad de 2 y con la ecuación 3.74 se tiene

$$\tau\ = \frac{36{,}93\ Kg/mm^2}{2} = 18{,}47\ Kg/mm^2$$

Despejando el área de corte de la ecuación 3.73 se tiene

Ecuación 3.76

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

$$A = \frac{51{,}37\ Kg}{18{,}47\ Kg/mm^2} = 2{,}78\ mm^2$$

Para determinar el área de cada perno ($A_{C/p}$) se utiliza la siguiente ecuación, asumiendo la utilización de 2 pernos

$$A_{C/p} = \frac{A}{2}$$

Ecuación 3.77

$$A_{C/p} = \frac{2{,}78}{2} = 1{,}39\ mm^2$$

Utilizando el Anexo 18 se tiene que el área que más se aproxima es 2,07 mm^2que corresponde a un perno de diámetro 2 mm. Esto se debe a que la fuerza aplicada dentro del cilindro es mínima. De todas maneras se utilizarán dos pernos de 5 mm de diámetro.

3.2.29 Cálculo del factor de seguridad real

Utilizando la ecuación 3.73 y 3.74 se despeja el factor de seguridad

$$\tau = \frac{S_{Sy}}{F.S}$$

Ecuación 3.78

$$F.S = \frac{S_{Sy}}{\tau}$$

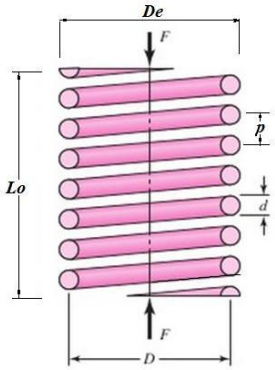
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{51{,}37\ Kg}{28{,}4\ mm^2} = 1{,}81\ kg/mm^2$$

$$F.S = \frac{36{,}93\ Kg/mm^2}{1{,}81\ kg/mm^2} = 20$$

3.2.30 Diseño estático de resortes

Tanto para la succión como para la expulsión del líquido se utiliza una válvula de verificación tipo bola en la que actúan resortes helicoidales a compresión.

Figura 3-17 Esquema de resorte a compresión



Fuente: Shigley, 2008, pág.501

Donde:

F Fuerza cortante directa

Lo Longitud libre

D Diámetro medio

p Paso

d Diámetro del alambre

De Diámetro exterior

3.2.30.1 Resorte para válvula de expulsión

Para la expulsión se tiene un agujero para el resorte de 14 mm de diámetro. Debe soportar una carga máxima de trabajo de 8,68 N. Se estima que el alambre es de acero estirado duro A-227 y no tiene un tratamiento de preesforzado, con extremos a escuadra y esmerilados.

Las propiedades para este tipo de alambre según el anexo 21y 22 son:

A Valor de Intersección (1783 Mpa*mm^m)

m Valor de Pendiente (0,190)

G Límite elástico por cortadura o módulo de rigidez (80 GPa)

d Diámetro del alambre ($0{,}8128mm \leq d \leq 1{,}59mm$)

S_{Sy} Resistencia de fluencia a la torsión

S_{ut} Resistencia última a la tensión

El diámetro es una variable y se asume inicialmente un diámetro de 0,8128 mm. Se utiliza el método de diseño de resorte estático (Shigley, 2008, pág.502-511)

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Ecuación 3.79

Para el alambre A-227 según el Anexo 23, el porcentaje máximo de la resistencia a la tensión es:

Ecuación 3.80

$$S_{Sy} = 0{,}45 S_{ut}$$

Reemplazando la ecuación 3.79 en la 3.80 se tiene

$$S_{Sy} = 0{,}45 \frac{A}{d^m}$$

Ecuación 3.81

$$S_{Sy} = 0{,}45 \frac{1783\ Mpa * mm^m}{0{,}8128^{0{,}190} mm^m} = 834{,}58\ MPa$$

Ya que inicialmente se conoce el diámetro del agujero (d_{ag}), el diámetro medio es:

Ecuación 3.82

$$D = d_{ag} - d - holgura$$

$$D = 14mm - 0{,}8128\ mm - 0{,}3mm = 12{,}89\ mm$$

Para el índice de muelle (C) se tiene:

Ecuación 3.83

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{12{,}89}{0{,}8128} = 15{,}86$$

El factor que corrige el efecto de curvatura (K_B) se calcula

Ecuación 3.84

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$K_B = \frac{4(15{,}86) + 2}{4(15{,}86) - 3} = 1{,}083$$

Para el esfuerzo cortante (τ_s) se aplica la ecuación 3.85, donde ξ es el factor de rebase fraccional al cierre = 0,15

Ecuación 3.85

$$\tau_s = K_B \frac{8(1+\xi)F_{max}D}{\pi d^3}$$

$$\tau_s = 1{,}083 \frac{8\ \ 1 + 0{,}15\ \ 8{,}68\ N(12{,}89\ mm)}{\pi(0{,}8128\ mm)^3} = 660{,}83 \frac{N}{mm^2} = 660{,}83\ MPa$$

El factor de diseño (N_s) se aplica la ecuación 3.86

Ecuación 3.86

$$N_s = \frac{S_{Sy}}{\tau_s}$$

$$N_s = \frac{834{,}58\ MPa}{660{,}83\ MPa} = 1{,}26$$

Para el diámetro exterior (De)

Ecuación 3.87

$$De = D + d$$

$$De = 12{,}89 + 0{,}8128 = 13{,}70mm$$

El número de espiras activas (N_a) se calcula con la ecuación 3.88, donde y_1 es la deformación inicial = 10mm

Ecuación 3.88

$$N_a = \frac{d^4 G y_1}{8D^3 F_{max}}$$

$$N_a = \frac{0{,}8128\ mm^{\ 4}\ \ 80000\ N/mm^2\ \ (10\ mm)}{8\ \ 12{,}89\ mm^{\ 3}(8{,}68\ N)} = 2{,}35\ vueltas$$

Para el número de espiras totales (N_t) se aplica la ecuación 3.89

Ecuación 3.89

$$N_t = N_a + 2$$

$$N_t = 2{,}35 + 2 = 4{,}35\ vueltas$$

La longitud cerrada (L_s) se calcula:

Ecuación 3.90

$$L_s = dNt$$

$$L_s = 0{,}8128 * 4{,}35 = 3{,}54\ mm$$

Entonces, para la longitud libre (Lo) se calcula con la ecuación 3.93, donde y_s es la deformación máxima

Ecuación 3.91

$$Lo = L_s + y_s$$

Ecuación 3.92

$$y_s = \ \ 1 + \xi\ \ y_1$$

Ecuación 3.93

$$Lo = L_s + \ \ 1 + \xi\ \ y_1$$

$$Lo = 3{,}54\ mm + \ \ 1 + 0{,}15\ \ 10\ mm = 15{,}04\ mm$$

Se repite los pasos anteriores pero con diámetros de alambre diferente y que estén dentro del siguiente rango $0{,}8128mm \leq d \leq 1{,}59mm$

Tabla 3-6 Tabla comparativa con diferentes diámetros

d	0,8128	0,884	1,04	1,21	1,372	1,59
D	12,89	12,82	12,66	12,49	12,33	12,11
C	15,86	14,50	12,17	10,32	8,99	7,62
DE	13,70	13,70	13,70	13,70	13,70	13,70
Na	2	3	7	13	22	41
Ls	3,54	4,72	8,99	17,76	32,64	69,10
Lo	15,04	16,22	20,49	29,26	44,14	80,60

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Se examina la tabla 3.6 y se observa que diámetro cumple con las restricciones de diseño ($3 \leq N_a \leq 15$ y $4 \leq C \leq 12$). Se tiene que el mejor resultado es con el alambre de diámetro 1,21 mm

3.2.30.2 Resorte para válvula de succión

Para la succión se tiene un agujero para el resorte de 20 mm de diámetro que debe soportar una carga máxima de trabajo de 8,68 N. Se estima que el alambre es de acero estirado duro A-227 y no tiene un tratamiento de pre esforzado, con extremos a escuadra y esmerilados.

Las propiedades para este tipo de alambre son las mismas que para el resorte de la válvula de expulsión, por lo que el procedimiento de cálculo es similar.

Utilizando los datos anteriores se tiene

$$S_{Sy} = 834{,}58\ MPa$$

Se conoce el diámetro del agujero (d_{ag}), utilizando la ecuación 3.82 el diámetro medio es:

$$D = 20mm - 0{,}8128\ mm - 0{,}3mm = 18{,}89\ mm$$

Para el índice de muelle (C) utilizando la ecuación 3.83 se tiene:

$$C = \frac{18{,}89}{0{,}8128} = 23{,}24$$

El factor que corrige el efecto de curvatura (K_B) se utiliza la ecuación 3.84:

$$K_B = \frac{4(23{,}24) + 2}{4(23{,}24) - 3} = 1{,}056$$

Para el esfuerzo cortante (τ_s) se aplica la ecuación 3.85, donde $\xi\ es$ el factor de rebase fraccional al cierre = 0,15

$$\tau_s = 1{,}056 \frac{8\ \ 1 + 0{,}15\ \ 8{,}68N(18{,}89\ mm)}{\pi(0{,}8128\ mm)^3} = 623{,}84 \frac{N}{mm^2} = 623{,}84\ MPa$$

Para el diámetro exterior (De)

Ecuación 3.94

$$De = D + d$$

$$De = 18{,}89 + 0{,}8128 = 19{,}70mm$$

El número de espiras activas (N_a) se calcula con la ecuación 3.88, donde y_1 es la deformación inicial = 10 mm

$$N_a = \frac{0{,}8128\ mm\ ^4\ \ 80000\ N/mm^2\ \ (10\ mm)}{8\ \ 18{,}89\ mm\ ^3(8{,}68N)} = 0{,}75\ vueltas$$

Para el número de espiras totales (N_t) se aplica la ecuación 3.89

$$N_t = 0{,}75 + 2 = 2{,}75\ vueltas$$

La longitud cerrada (L_s) se calcula con la ecuación 3.90

$$L_s = 0{,}8128 * 2{,}75 = 2{,}24\ mm$$

La longitud libre (Lo) se calcula con la ecuación 3.93, donde y_s es la deformación máxima

$$Lo = 2{,}24\ mm +\ \ 1 + 0{,}15\ \ 10\ mm = 13{,}74\ mm$$

Se repite los pasos anteriores pero con diámetros de alambre diferente y que estén dentro del rango $0{,}8128mm \leq d \leq 1{,}59mm$

Tabla 3-7 Tabla con diferentes diámetros de alambre

d	0,8128	0,884	1,04	1,21	1,372	1,59
D	18,89	18,82	18,66	18,49	18,33	18,11
C	23,24	21,29	17,94	15,28	13,36	11,39
DE	19,70	19,70	19,70	19,70	19,70	19,70
Na	1	1	2	4	7	12
Ls	2,23	2,70	4,24	7,15	11,84	22,89
Lo	13,73	14,20	15,74	18,65	23,34	34,39

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Se examina la tabla 3.7 y se observa qué diámetro cumple con las restricciones de diseño $3 \leq N_a \leq 15$ y $4 \leq C \leq 12$; se tiene que el mejor resultado es con el alambre de diámetro 1,59 mm

3.3 Selección de elementos neumáticos

3.3.1 Selección del cilindro neumático

La fuerza que debe proveer el cilindro neumático, de acuerdo a lo obtenido anteriormente es:

$$F = 503{,}76\ N$$

Con este valor se recurre al Anexo 28. El valor más aproximado al necesario es:

$$F = 754\ N$$

Que corresponde a un cilindro con un émbolo 40 mm de diámetro, dando este valor de fuerza a una presión de 6 bar, que generalmente es la presión de trabajo y tiende normalizarse para sistemas neumáticos. Por ser la fuerza que más se aproxima a la que se necesita en este caso, se elegirá este diámetro de cilindro.

Con esta consideración se tiene que el factor de seguridad real con el que se está trabajando es:

$$fs = \frac{754}{335{,}84} = 2{,}25$$

Se tiene también de antemano la carrera efectiva que debe ejercer el cilindro que es de 71 mm. Con este dato se ingresa al catálogo, y se ve que el cilindro normalizado de carrera más próxima a ésta es de 80 mm, así que se opta por hacer uso de esta carrera.

Con estos datos se tiene una base para la seleccionar un cilindro con el cual se pueda controlar la carrera del pistón y por ende la cantidad de fluido que se va a dosificar. Se opta por un cilindro que en su émbolo posee anillos magnéticos, que tiene la capacidad de accionar cualquier sensor magnético (fines de carrera) que se le ubique en su trayectoria. También estos fines de carrera deben tener la facilidad de ser ubicados en la posición que corresponda para el control de la dosificación.

En definitiva, se requiere un cilindro de doble efecto con anillos magnéticos, con un diámetro de émbolo de 40 mm, una carrera de 80 mm. El cilindro que se adapta a estos requerimientos según el Anexo 26 de Festo tiene el siguiente código.

DNC-40-80-PPV-A

El significado de cada término es el siguiente:

DNC	Cilindro de doble efecto normalizado
40	Diámetro del émbolo
80	Carrera del pistón
PPV	Amortiguación de fin de carrera neumática
A	Con anillos magnéticos

Adicional al cilindro se necesitan acoplamientos para la unión del vástago, que según el Anexo 30 para este tipo de cilindro son.

SGS - M12*1,25	Cabeza de rótula
SG - M12*1,25	Horquilla

3.3.2 Cálculo del peso del cilindro neumático

La masa de este elemento viene dado en el catálogo y es de 1160 g=1,16 kg; por lo tanto el peso del cilindro neumático (w_n) se calcula con la ecuación 3.95

Ecuación 3.95

$$w_n = m * g$$

$$w_n = 1{,}16\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 11{,}38\ N$$

Donde:

m Masa del clindro

g Gravedad

Los pesos de la cabeza de rótula (w_r) y la horquilla (w_h) según el Anexo 30, son de 129 g y 165 g respectivamente, entonces:

$$w_r = 0{,}129\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 1{,}27\ N$$

$$w_h = 0{,}165\ kg * 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 1{,}62\ N$$

3.3.3 Selección de la válvula de accionamiento

Se accionará un cilindro de doble efecto, por lo que se necesita una válvula que tenga dos vías de utilización. Para este caso, se puede usar válvulas tanto de 4 como de 5 vías. Se escoge la de 5 vías ya que tiene escapes de aire independientes por lo cual se puede acceder a un mejor control de la carrera del pistón y de la velocidad de accionamiento.

Con respecto a las posiciones, se necesitan dos: una para permitir la salida del pistón y otra para el retorno. Se puede optar por una posición intermedia en la cual se bloquee el

movimiento del pistón, para los casos especialmente de paro de emergencia, pero sería útil siempre y cuando se pueda disponer de un acceso independiente para ubicarla en esta posición, pero al no existir esa posibilidad, se elige la válvula de dos posiciones.

Como se necesita ubicar independientemente las dos posiciones, se requiere de dos mandos, uno para cada posición; además se requiere que sea biestable, es decir que pueda ubicarse en dos estados, osea no tienen una única posición de reposo estable; es decir, que aunque se anule la señal que provocó la posición en la que se encuentra, la válvula seguirá en esa misma posición hasta que se active la señal correspondiente a una nueva posición. En el caso de que se activen dos señales prevalece la más antigua.

En definitiva, la válvula que se necesita es una biestable de 5 vías, 2 posiciones y 2 mandos neumáticos. Es necesario conocer el caudal de aire que debe manejar la válvula con el fin de realizar su selección.

3.3.4 Consumo de aire para la salida del pistón

Revisando el Anexo 27 se puede determinar el consumo de aire por milímetro de carrera c para la salida. Para un diámetro de 40 mm y una presión de 6 bar, el consumo de aire es:

$$c = 0{,}00880\ lts/mm$$ Ecuación 3.96

Como la carrera que se tiene es de 80 mm, el consumo de aire de salida (cs) es:

$$cs = 0{,}00880 \frac{lts}{mm} * \ 80\ mm = 0{,}704\ lts$$

3.3.5 Consumo de aire por el retorno del pistón

Para obtener el consumo del aire durante el retorno del pistón, se debe considerar la presencia del vástago. Para este caso el diámetro del vástago es de 16 mm. Si se verifica en el anexo 27 se obtiene el siguiente consumo de aire por milímetro de carrera (c') para el retorno

$$c' = 0{,}00739\ lts/mm$$ Ecuación 3.97

De igual forma con una carrera de 10 cm, el consumo de aire parcial de retorno (cr)es

$$cr = 0{,}00739 \frac{lts}{mm} * 80\ mm = 0{,}6\ lts$$

Por lo tanto el consumo total (c_c) (en un ciclo del pistón: avance y retorno) será la suma de estos dos:

Ecuación 3.98

$$c_c = cs + cr$$

$$c_c = 0{,}704 + 0{,}6 = 1{,}31\ lts$$

Para determinar el caudal se necesita el tiempo en el cual se utiliza este consumo de aire, para lo cual se hará uso del dato que se conoce con respecto al tiempo de descarga del fluido a dosificar (caudal de dosificación)

Para el cálculo del caudal de dosificación se utilizó un tiempo de 6 segundos. Este es el tiempo que emplea en salir el pistón o lo que es igual, en recorrer los 71 mm de carrera. Si se hace la consideración de que para el retorno del pistón se emplea el mismo tiempo, para cubrir el ciclo se empleará un tiempo de 12 segundos. Con este dato se determina el caudal para el consumo de aire del cilindro

$$Q_a = ct/t$$

Ecuación 3.99

$$Q_a = \frac{1{,}31\ lts}{12seg} = 0{,}11\frac{lts}{seg} = 6{,}6\frac{lts}{min}$$

Con estos datos, se recurre al anexo 29 para ubicar el tipo de válvula que se necesita con sus respectivas características para el caso. Se observa que la válvula más elemental que se acerca a estas características es la siguiente

J-5/2-1/8-B

Donde:

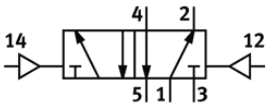
J Válvula de impulsos neumática biestable

5/2 Número de vías y posiciones

1/8 Acoplamiento (rosca)

Aunque esta válvula puede proporcionar un caudal muy elevado (105 lts/min), siempre es preferible sobredimensionar y garantizar el cumplimiento de los requisitos, por lo tanto esta será la válvula seleccionada y su símbolo es:

Figura 3-18 Símbolo válvula distribuidora 5/2



Fuente: Parker, 2003, pág.56

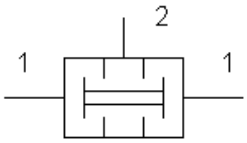
3.3.6 Selección de válvulas lógicas

El requisito indispensable para el accionamiento de una válvula lógica, en lo que se refiere a los mandos es la presión, el caudal y el tipo de trabajo a realizar (cantidad de

entradas y salidas), por lo que la selección de válvula que va a accionar los mandos de una válvula principal, se reduce al cumplimiento de dichos parámetros

La válvula de simultaneidad se basa en que el aire comprimido debe entrar por ambas conexiones 1 y 1 para que salga por 2. Si ambas entradas recibieran aire comprimido a diferente presión, la salida sería la correspondiente a la presión más baja.

Figura 3-19 Símbolo válvula de simultaneidad 3/2



Fuente: Parker, 2003, pág.155

Con este antecedente la selección de la válvula lógica se reduciría a la más económica, que según el anexo 33, resulta ser la más pequeña y sería

ZK-PK-3

Donde:

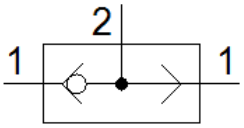
ZK Válvula lógica de enlace Y (simultaneidad)

PK Para conexión directa a tubería flexible

3 Para tubería de diámetro interior de 3 mm

La válvula lógica tipo OS posee dos entradas 1, 1 y una salida 2. A la salida 2 llega el aire cuando, en al menos una de ambas entradas, se aplica presión. La válvula bloquea automáticamente la entrada sin aire. Si las dos entradas reciben simultáneamente aire de presiones diferentes, la presión mayor pasa a la salida 2.

Figura 3-20 Símbolo válvula selectora tipo O, 3/2



Fuente: Parker, 2003, pág.155

Según el Anexo 33, y de acuerdo a las conexiones de los componentes con los que trabaja, se escoge la siguiente

OS-PK-3

Donde:

OS Válvula lógica de enlace O

3.3.7 Selección de válvulas de mando auxiliar

Se necesitan tres válvulas de mando auxiliar; una de palanca para el accionamiento semiautomático del sistema (ciclos continuos), otra de palanca para el paro de emergencia y la última válvula de botonera para el accionamiento del sistema en ciclo individual

Estas válvulas únicamente deben dar una salida de señal para dirigirla indirectamente a la válvula de accionamiento (indirectamente porque pasará a través de la válvula lógica), así que solo se requiere una vía de utilización. Las válvulas adecuadas a este propósito son las de tres vías.

Adicionalmente se necesita que tengan dos posiciones, una en la que no hay paso de presión hacia el mando y la otra en la que se permite el paso de presión hacia el mando. Además se requiere que en la posición de reposo esté normalmente cerrada o normalmente abierta.

En conclusión para la selección de los tres dispositivos se tomará en cuenta que sean válvulas de mando auxiliar de 3 vías, dos posiciones y que su calidad y costo sea óptimo.

En lo que respecta a las dos válvulas de palanca se escogen las más pequeñas, así que se selecciona la siguiente válvula.

KH/0-3-PK-3

Donde:

KH/0 Válvula de palanca

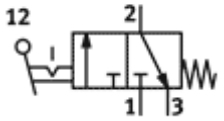
3 Número de vías

PK Para conexión directa a tubería flexible

3 Para tubería de diámetro interior 3mm

La única diferencia entre la válvula para el accionamiento semiautomático es que en la posición de reposo sea normalmente cerrada y para la válvula de emergencia sea normalmente abierta, su símbolo es:

Figura 3-21 Símbolo válvula direccional 3/2 de palanca



Fuente: Parker, 2003, pág.50

Para el caso de la válvula con botonera, se debe elegir aquella que proporcione la facilidad de ser accionada en el momento de acercar el recipiente a la boquilla dosificadora, y que retorne automáticamente sin necesidad de volver a presionarla, o sea monoestable.

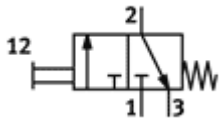
Para la válvula con botonera se elige la siguiente:

K/0-3-PK-3

Donde:

K/0 Válvula básica monoestable tipo micro con botonera

Figura 3-22 Símbolo válvula direccional 3/2 con pulsador



Fuente: Parker, 2003, pág.50

3.3.8 Selección de fines de carrera

Los fines de carrera que deben utilizarse reaccionarán con los anillos magnéticos que posee el cilindro neumático, es decir que debe tener accionamiento magnético.

La idea sería que estos fines de carrera constituyan unas válvulas de 3 vías y dos posiciones, a partir de las cuales se obtenga la señal que permita conmutar la válvula principal. En la posición de reposo no debe haber paso de presión a través de la válvula, mientras que en la otra posición sí, es decir que debe ser una válvula normalmente cerrada. La conmutación debe estar presente sólo cuando haya la presencia del campo

magnético, de lo contrario debe retornar a su posición de reposo, es decir debe ser monoestable

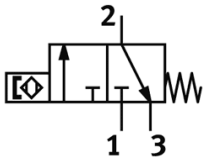
En definitiva se necesita dos válvula de 3 vías y 2 posiciones con accionamiento magnético. Por lo tanto se elige la siguiente la válvula con la siguiente denominación

SMPO-8E

Donde:

SMPO Sensor de proximidad, normalmente cerrado, con detector neumático de posiciones y principio de medición magnético

Figura 3-23 Símbolo válvula de proximidad neumática accionada magnéticamente, 3/2



Fuente: Parker, 2003, pág.114

3.3.9 Selección de reguladores de flujo

La razón de usar reguladores de flujo es tener control de la velocidad del pistón neumático, ya que no siempre se deberá hacer uso de la máxima velocidad.

La regulación debe ser independiente tanto para la salida como para el retorno del pistón debido a que las velocidades no deben ser iguales. Por esto la regulación debe ser en una sola dirección y esta será a la salida del aire de escape, es decir se necesitan reguladores de flujo unidireccionales.

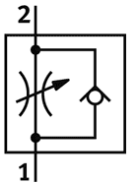
Como el objetivo es estrangular el paso de aire estos elementos deben ser seleccionados de acuerdo al caudal máximo obtenido que consume el cilindro.

Con esto se recurre al catálogo del fabricante (Anexo 31), en el cual se observa que el regulador que se aproxima a las características requeridas es el regulador siguiente.

GR-1/4-B

Que es una válvula de estrangulación y anti retorno con caudal de paso regulable en un solo sentido, y rosca interior de 1/4.

Figura 3-24 Símbolo válvula anti retorno estranguladora



Fuente: Parker, 2003, pág.156

3.3.10 Selección de la unidad de mantenimiento y compresor

Para la selección de la unidad de mantenimiento y compresor se considera el caudal del sistema. Para estimar la media total de consumo de aire en un sistema neumático (C_{sn}) se hace el cálculo para el cilindro, y se añade un 10% (Renedo, N H, 2009, pág.55)

$$C_{sn} = C_c + (C_c * 0{,}1)$$ Ecuación 3.100

Ya que anteriormente se realizó el cálculo del consumo de aire del cilindro (C_c) y es 1,304 lts por cada ciclo, se tiene

$$C_{sn} = 1{,}31 + \ 1{,}31 * 0{,}1 \ = 1{,}44\ lts$$

Entonces el caudal medio del sistema (Q_{ms}) utilizando la ecuación 3.2 es:

$$Q_{ms} = \frac{1{,}44\ lts}{12seg} = 0{,}12\frac{lts}{seg} = 7{,}2\frac{lts}{min}$$

Para dimensionar correctamente una red neumática se considera que el compresor debe proporcionar tanto aire como el que las unidades consumen de forma intermitente.

Tomando en cuenta las posibles ampliaciones de la instalación, necesidades de caudal instantáneo y las posibles fugas, el caudal anterior se corrige mediante la ecuación 3.101 (Creus, N.H., 2007, pág.147-154)

Ecuación 3.101

$$Q_{cs} = Q_{ms} + Q_{ms} * \frac{\%\ reserva}{100} + Q_{ms} * \frac{\%\ reserva}{100} * \frac{\%\ fugas}{100} * 2$$

Donde:

Q_{cs} Caudal corregido del sistema

Q_{ms} Caudal medio del sistema

El factor 2 tiene la finalidad de compensar los picos de consumo (caudal instantáneo) ya que el consumo medio de aire está entre un 20% y un 60% del consumo máximo de aire. Se estima un 30% de reserva (ampliaciones) y se supone un 10% de fugas (calidad de mantenimiento) con lo cual se tiene:

$$Q_{cs} = 7{,}2 + 7{,}2 * \frac{30}{100} + 7{,}2 * \frac{30}{100} * \frac{10}{100} * 2 = 19{,}2\ \frac{lts}{min} = 0{,}00032\frac{m^3}{s}$$

El siguiente paso es determinar el diámetro interior de la red neumática (d_t) según la siguiente ecuación. (Majumdar, S.N, 2003, pág.15-16)

Ecuación 3.102

$$d_t = \sqrt[5]{1{,}6 * 10^3 * {Q_{cs}}^{1{,}85} \ \frac{m^3}{s} \ * \frac{Longitud(m)}{Pérdida\ de\ presión(Pa) * Presión\ de\ trabajo(Pa)}} = m$$

La pérdida de presión no debe ser superior a 0,1 bar (10000 Pa), entonces:

$$d_t = \sqrt[5]{1{,}6 * 10^3 * 0{,}00032^{1{,}85} \ \frac{m^3}{s} \ * \frac{6{,}6\ m}{10000 N/m^2 * 600000 N/m^2}} = 0.00259\ m$$

$$d_t = 2{,}59\ mm \sim 3\ mm$$

A continuación se estima la capacidad que debe tener el compresor, El caudal necesario es de 1,152 m3/h = 0,0192 m3/min =0,68 pie^3/min. De acuerdo con este dato, se seleccionan un compresor pequeño de 0,3 HP y 0,79 pies3/minuto @ 50 PSI. Presión máxima 100 Psi. Modelo CHFP2040 marca Campbell.

Para la unidad de mantenimiento según el Anexo 32, se escoge un modelo básico.

FRC-1/8-D-MINI-KA

Donde:

1/8 Rosca interior de un 1/8

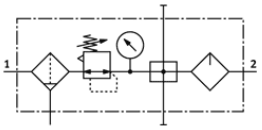
D Serie

MINI Tamaño, patrón uniforme de 40 mm sin placa base

KA Unidad de filtro, regulador y lubricador.

Con purga manual del condensado, grado de filtración 40 μm y funda metálica de protección.

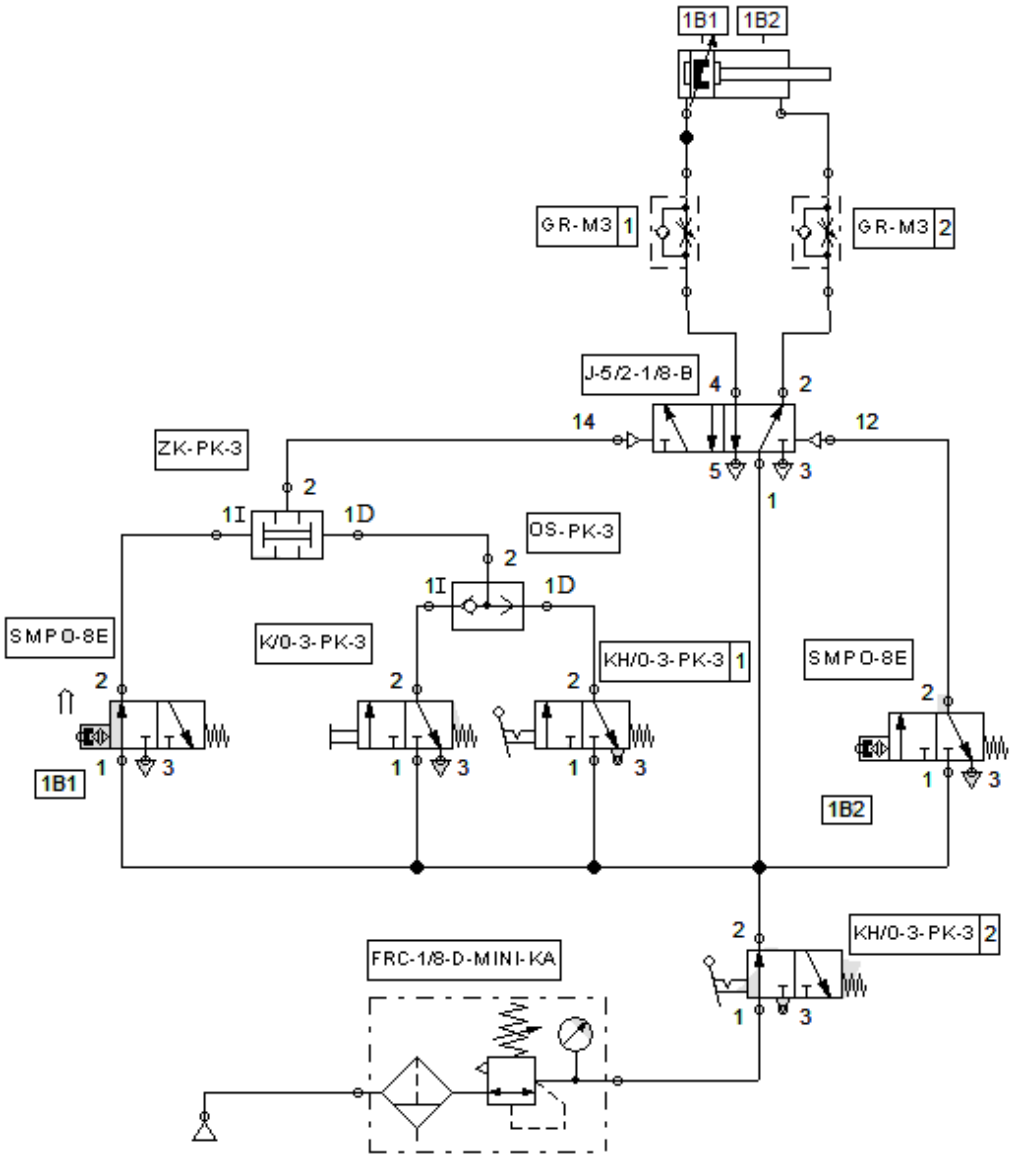
Figura 3-25 Símbolo unidad de mantenimiento neumática



Fuente: Parker, 2003, pág.16

Con la ayuda del programa FluidSIM-P Demo se realiza el circuito neumático que se muestra a continuación .

Figura 3-26 Circuito neumático



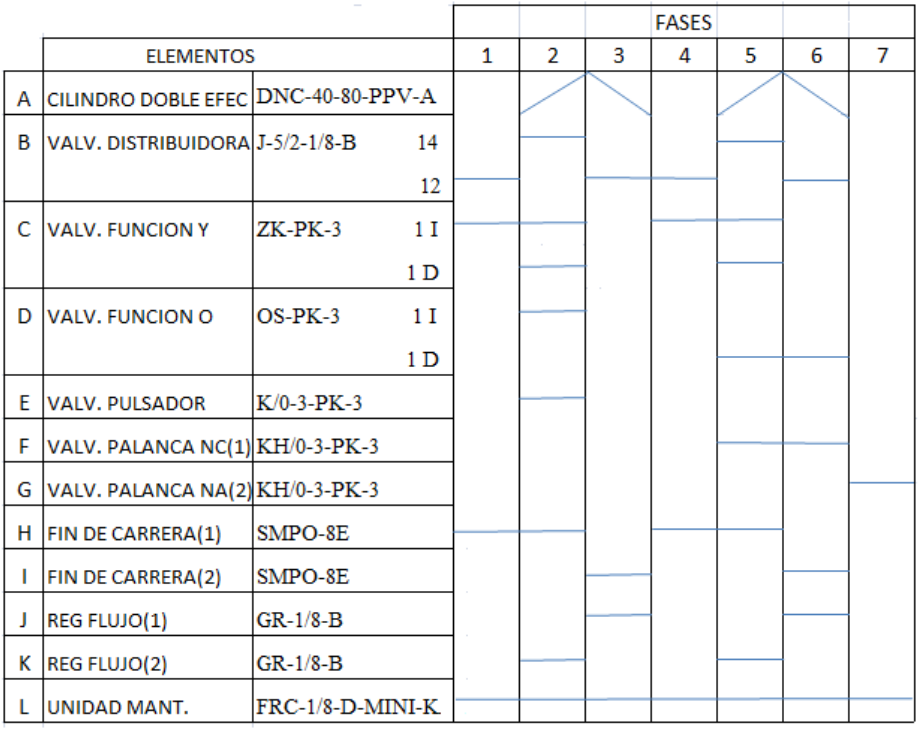
Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

3.4 Funcionamiento del sistema neumático

Para la explicación se elabora la figura con el elemento fase de todos los componentes neumáticos, utilizando la nomenclatura abreviada (A, B). Fase de 1 a 3 funciona el

sistema en un solo ciclo; fase de 4 a 6 funciona el sistema en ciclo continuo; fase 7 parada de emergencia para cualquiera de las fases.

Figura 3-27 Elemento fase del circuito neumático



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

3.4.1 Sistema neumático en un solo ciclo

Comprende las fases 1 a 3 que según la Figura 3.27, comienza en la fase 1. La válvula *B* en su posición inicial permite que el cilindro se encuentre en estado de reposo. Inicialmente el fin de carrera *H* que es normalmente cerrado se encuentra presurizado, pero debido a que en la posición de reposo del cilindro, coinciden los sensores tanto del

cilindro como de la válvula *H*, ésta se activa y se encuentra en estado abierto. También está presurizada la entrada 1I de la válvula *C*.

En la fase 2, al presionar el pulsador de la válvula *E,* presuriza momentáneamente la entrada 1I de la válvula *D*, en segundo se acciona la entrada 1*D* de la válvula *C*, luego presuriza la entrada 14 de la válvula *B* lo que le permite el cambio de posición y como es biestable ésta mantiene dicha posición, lo cual permite el paso de presión hacia el cilindro haciendo que inicie su ciclo (extender). En este momento la válvula *H* se coloca en la posición de normalmente cerrado (se separan los magnetos o sensores) por lo cual deja de haber presión en la entrada 1I de la válvula *C*.

En la fase 3, el vástago del cilindro llegó a su máxima carrera y coincidieron los sensores del cilindro y de la válvula I (normalmente cerrada), ésta se activa momentáneamente lo cual permite que se ponga en posición abierta, por lo tanto pasa presión a la entrada 12 de la válvula *B*, ésta se acciona, cambia de posición y la mantiene, el cambio de vías provoca el paso de presión hacia el cilindro por un lado. Por otro la salida de aire del cilindro hacia el exterior del sistema, pero controlado por la válvula reguladora de flujo *J*, lo que hace que retorne el pistón (contraer), para así completar su ciclo.

Cuando el pistón del cilindro llega al estado de reposo coinciden nuevamente los sensores, lo que ocasiona nuevamente que la válvula *H* esté en posición normalmente abierta por lo tanto la entrada 1I de la válvula *C* se encuentra presurizada.

3.4.2 Sistema neumático de ciclo continuo

El ciclo continuo es similar a lo expuesto en el anterior sistema con la salvedad que en lugar de utilizar una válvula con pulsador se emplea una válvula con palanca colocando en la posición normalmente abierta. El paro del sistema se da al cambiar de posición esta válvula de palanca

Comprende las fases 4 a 6 que según el gráfico, comienza en la fase 4, la válvula *B* en su posición inicial permite que el cilindro se encuentre en estado de reposo, inicialmente se encuentra presurizado el fin de carrera *H* que es normalmente cerrado, pero debido a que en la posición de reposo del cilindro, coinciden los sensores tanto del cilindro como de la válvula *H* ésta se activa y se encuentra en estado abierto; también está presurizada la entrada 1I de la válvula *C*.

En la fase 5, al cambiar de posición la palanca de la válvula *F* (normalmente cerrada) se convierte en normalmente abierta lo que presuriza permanentemente a continuación la entrada 1I de la válvula *D* segundo se acciona la entrada 1*D* de la válvula *C*, tercero presuriza la entrada 14 de la válvula *B* lo que le permite el cambio de posición y como es biestable esta mantiene dicha posición, lo cual permite el paso de presión hacia el cilindro haciendo que inicie su ciclo (extender). En este momento la válvula *H* se coloca en la posición de normalmente cerrado (se separan los magnetos o sensores) por lo cual deja de haber presión en la entrada 1I de la válvula *C*, pero la entrada 1*D* de la misma continúa con presión. Cabe resaltar que en la entrada 14 de la válvula *B* la presión que cambió dicha posición fue momentánea.

En la fase 6, el vástago del cilindro llegó a su máxima carrera y coincidieron los sensores del cilindro y de la válvula de fin de carrera I (normalmente cerrada) esta se activa momentáneamente lo cual permite que se ponga en posición abierta, por lo tanto pasa presión a la entrada 12 de la válvula *B*, ésta se acciona, cambia de posición y la mantiene, el cambio de vías provoca el paso de presión hacia el cilindro por un lado. Por otro la salida de aire del cilindro hacia el exterior del sistema, pero controlado por la válvula reguladora de flujo *J* , lo que hace que retorne el pistón (contraer), para así completar su ciclo.

El pistón del cilindro al llegar al estado de reposo hace que coincidan nuevamente los sensores, lo que ocasiona que la válvula *H* esté en posición normalmente abierta, por lo tanto la entrada 1I de la válvula *C* se encuentre presurizada y debido a que su otra entrada, la 1*D*, también se encuentra con presión los ciclos del cilindro se repiten continuamente.

El paro del sistema se da al cambiar de posición la palanca de la válvula F y colocarla en posición de normalmente cerrada, suspendiendo el paso de presión hacia la entrada 1*D* de la válvula *D* y por ende del sistema.

3.4.3 Paro de emergencia del sistema neumático

Comprende las fase 7 que según el gráfico, se da cuando cambia de posición la palanca de la válvula G (de inicio normalmente abierta) a normalmente cerrada, se suspende el paso de aire a todos las válvulas, es decir a todo el sistema. Solo la unidad de mantenimiento se encuentra presurizada.

Esta acción se la puede utilizar en cualquiera de los ciclos sea que esté trabajando en un solo ciclo o en ciclos continuos.

3.4.4 Peso de diferentes elementos

A continuación se calcula el peso de elementos para cuyo dimensionamiento no fue necesario un diseño especial ya que las cargas que soportan son mínimas. Se dimensionó de acuerdo a los elementos con los que trabajan. El resultado aproximado del peso se muestra en la tabla 3.8

Tabla 3-8 Resultado del peso de diferentes elementos

	Denominación	Ø ext (m)	Ø int (m)	Longitud (m)	Volumen (m^3)	Peso (N)
W1	Acople para cono	0,036	0,02	0,03	2,111E-05	1,63
W2	Acople válvula entrada	0,036	0,02	0,051	3,589E-05	2,76
W3	Tuerca para junta	0,05	0,034	0,025	2,639E-05	2,03
W4	Acople válvula salida	0,02	0,014	0,07	1,122E-05	0,86
W5	Tapa de válvula	0,02	0,006	0,03	8,577E-06	0,66
W6	Boquilla	0,02	0,005	0,037	1,090E-05	0,84
W7	Lámina de acero	0,002	0,44	0,63	5,544E-04	42,69
W8	Separador	0,019	0,04	0,07	5,320E-05	4,10
					Total	55,58

Gravedad (m/s^2) (g)	9,81
Densidad (kg/m^3) (ρ)	7850

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

3.5 Diseño de la estructura de soporte

Para el diseño de la estructura se utiliza perfiles que se encuentren disponibles en el mercado y que garanticen condiciones de rigidez, estabilidad y además solicitaciones mecánicas de esfuerzo a los que esté sometida la mesa. Se utiliza acero ASTM A-36 con resistencia a la fluencia de 36000 Psi =248,213 Mpa

La carga que va a soportar la mesa es la suma del peso de todos los elementos que actúan sobre la misma, por lo que se tiene una carga resultante de 399,25 N.

Tabla 3-9 Resultado de la carga que actúa sobre la mesa

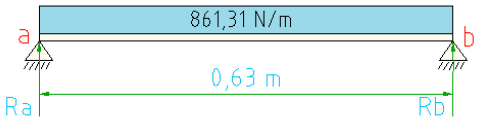
Denominación	Peso (N)
Vástago	1,35
Pistón	13,63
Cilindro dosificador	12,8
Tolva con glicerina	272,11
Cilindro neumático	11,38
Rótula	1,27
Horquilla	1,62
Tapa cilindro	29,21
otros elementos	55,88
Total	399,25

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Ya que se puede presentar algún problema en la tolva y se necesitaría que una persona esté sobre la mesa, se tiene una carga total de 1085,25 N

Sumando las dimensiones tanto del cilindro neumático como del cilindro dosificador, la longitud necesaria de la mesa es de 0,63 m y su ancho de 0,44 m. La carga se distribuye en toda el área (3915,043 N/m^{2}). Si la mesa tiene dos perfiles longitudinales y la carga se reparte de manera uniforme entre los dos, entonces la mesa soportaría en un tramo de 0,22 m de ancho la mitad de la carga distribuida. Es decir la carga distribuida (w) que soporta un perfil es 861,31 N/m.

Figura 3-28 Representación esquemática del perfil con carga y reacciones



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Donde:

w	Carga distribuida=861,31 N/m
Ra, Rb	Reacción en los apoyos a y b
Ma	Momentos desde el punto a
Fv	Fuerzas verticales

$$Fv = 0$$

$$Ra + Rb - 861{,}31 \;\; 0{,}63 \;\; = 0$$

$$Ra + Rb = 542{,}63\ N$$

Ecuación 3.103

$$Ma = 0$$

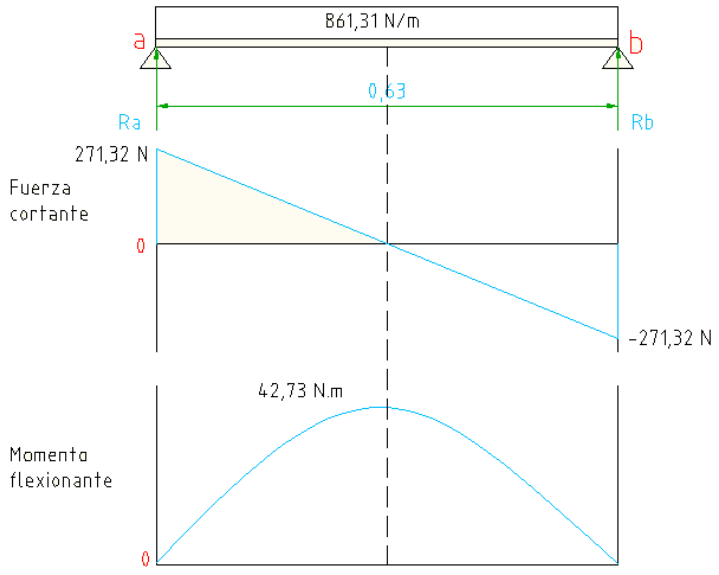
$$-542{,}63\ \ 0{,}315\ \ + Rb\ \ 0{,}63\ \ = 0$$

$$Rb = 271{,}32\ N$$

Utilizando la ecuación 3.103 se tiene:

$$Ra = 542{,}63\ N - 271{,}32N = 271{,}32\ N$$

Figura 3-29 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

A lo largo de una viga que soporta una carga uniformemente distribuida, el momento flexionante se traza como una línea curva donde su pendiente en cualquier punto es igual a la magnitud de la fuerza cortante en dicho punto. El cambio del momento flexionante

entre dos puntos cualesquiera de una viga es igual al área bajo la curva de fuerza cortante entre esos dos puntos.

El momento flexionante máximo es 42,73 N.m. Los esfuerzos de diseño tomados del código AISC para esfuerzos flexionantes cargas estáticas es: (Moot R, R.M., 2009, pág.368-370)

$$\sigma_d = \frac{S_y}{1,5}$$

Ecuación 3.104

σ_d Esfuerzo de diseño

Sy Esfuerzo de fluencia

$$\sigma_d = \frac{248,21\ MPa}{1,5} = 165,48\ MPa$$

El esfuerzo máximo causado por flexión (σ_{max})

Ecuación 3.105

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \leq \sigma_d$$

Donde:

M Momento flexionante máximo

S Módulo de sección

Ecuación 3.106

$$\frac{M}{S} = \sigma_d$$

$$S = \frac{M}{\sigma_d} = \frac{42{,}73\ N.m}{165480000\frac{N}{m^2}} = 2{,}6 * 10^{-7} m^3 = 0{,}26\ cm^3$$

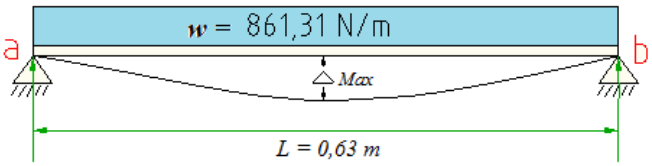
Se consulta el Anexo 34 que contiene datos apropiados de módulos y se especifica uno que tenga por lo menos el valor del módulo de sección calculado, el que se aproxima es un tubo cuadrado de 15 mm con un espesor de 1,5 y un módulo de sección de 0,29 cm^3.

Para valorar la aceptabilidad de un diseño de viga se tiene que efectuar tanto el análisis del esfuerzo como el análisis de flexión. A continuación se analiza la deflexión de la viga con la ecuación. (Moot , R.M., 2009, pág.735)

Ecuación 3.107

$$\Delta_{max} = \frac{5wL^4}{384EI}$$

Figura 3-30 Representación de la deflexión



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Donde:

Δ_{max} Deflexión máxima

Δ Deflexión admisible

E Módulo de elasticidad del material=200 GPa

I Momento de inercia de la sección transversal=0,22 cm^4

L Longitud total entre apoyos (0,63 m=24,8 plg)

w Carga distribuida

Reemplazando valores en la ecuación 3.111 se tiene:

$$\Delta_{max}=\frac{5 \quad 861{,}31\frac{N}{m} \quad 0{,}63\,m^{\ 4}}{384 \quad 200*10^{9}\frac{N}{m^{2}} \quad 2{,}2*10^{-9}m^{4}}=4{,}02*10^{-3}m=4{,}02\,mm$$

La deflexión admisible para estructuras es (Moot, R.M., 2009, pág.459)

$$\Delta_{max}\leq \quad \Delta \ =\frac{L}{500}$$

Ecuación 3.108

$$\Delta \ =\frac{0{,}63}{500}=1{,}26*10^{-3}\,m$$

Se busca otro perfil que cumpla con el análisis de flexión, de la ecuación 3.107. Se despeja el momento de inercia utilizando la igualdad 3.108 y se tiene:

$$I=\frac{5wL^{4}}{384\mathrm{E}\ \Delta}$$

Ecuación 3.109

$$\mathrm{I}=\frac{5 \quad 861{,}31\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}} \quad 0{,}63\ \mathrm{m}^{\ 4}}{384 \quad 200*10^{9}\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^{2}} \quad 1{,}26*10^{-3}\ \mathrm{m}}=7{,}01*10^{-9}\mathrm{m}^{4}=0{,}701\ \mathrm{cm}^{4}$$

El perfil que cumple con este momento de inercia según el Anexo 34, es un tubo cuadrado 25 mm, 1 mm de espesor con I = 0,88 cm^4.

4 CAPÍTULO IV

4.1 ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO

4.1.1 Introducción

En el presente capítulo se analizan los costos generados en cada uno de los elementos que constituyen la máquina, así como también se detallan los costos de manufactura, para luego presentarlos en una tabla resumen.

La estimación de costos de la máquina se realiza en base a proformas, obtenidas de diferentes distribuidores de productos de acero, equipos neumáticos, y ferreterías de la ciudad de Quito. Los principales costos que se consideran en el diseño y construcción de la máquina dosificadora son

- Costos directos
- Costos indirectos
- Costo de diseño
- Costo de imprevistos

4.1.1.1 Costos directos

Son los costos de todos los materiales, accesorios, suministros que se utilizan para la fabricación y construcción de las diferentes partes que constituyen la máquina, en la Tabla 4.1 se muestran los costos de los materiales que se utilizan en este proyecto

4.1.1.1.1 Costo de materiales

Tabla 4-1 Costos de materiales de la máquina

IT	ELEMENTO	MATERIAL	DIM. BRUTAS (mm)	VALOR TOTAL
1	Tolva	AISI 304	0,8 x 906 x 453	16,97
2	Acople para cono	AISI 304	Ø 45 x 49	5,95
3	Acople válvula de entrada	AISI 1018	Ø 38.1 x 51	1,61
4	Tuerca para acoples	AISI 1018	Ø 50.8 x 27	1,51
5	Tapa del cilindro	AISI 1018	Ø 101.6 x 63	14,04
6	Cuerpo del cilindro	AISI 1518	Øe 95 x Øi 50 x 111	21
7	Pistón	AISI 1018	Ø 82.5 x 40	5,88
8	Vástago	AISI 1018	Ø 12.7 x 136	1,02
9	Acople válvula de salida	AISI 1018	Ø 22.2 x 71	1,27
10	Porta boquilla	AISI 1018	Ø 25.4 x 34	0,99
11	Boquilla	AISI 1018	Ø 22.2 x 28	1
12	Resorte compresión Ø 19.7	A-227	Ø 1.6 x 870	6
13	Resorte compresión Ø 13.7	A-227	Ø 1.2 x 650	6
14	Válvula de entrada	Grilón, Natural	Ø 22.2 x 22	1,2
15	Porta manómetro 100	Grilón, Natural	Ø 125 x 48	22,65
16	Placa posterior 1	ASTM A-36	10 x 63 x 125	3,1
17	Porta manómetro 63.5	Grilón, Natural	Ø 89 x 48	11,75
18	Placa posterior 2	ASTM A-36	10 x 63 x 125	3,1
19	Placa guía	ASTM A-36	12 x 81 x 125	3,93
20	Tuerca guía	ASTM A-36	10 x 25 x53	1,75
21	Bocín de tornillo	AISI 40	Ø 15.9 x 20	2,62
22	Soporte de cilindro DE	ASTM A-36	Al 50 x 6 x 54	3,41
23	Soporte de cilindro IZ	ASTM A-36	AL 50 x 6 x 54	3,41
24	Separador	ASTM A-36	20 x 41 x 71	2,74
25	Tornillo regulador	AISI 1018	Ø 8 x 228	0,85
26	Manivela	AISI 1018	Ø 31.8 x 7	1,25
27	Palanca de manivela	AISI 1018	Ø 6 x 32	0,7
28	Guía fin de carrera	ASTM A-36	25 x 37 x 38	1,2
29	Lámina soporte	ASTM A-36	2 x 440 x 630	12,1
30	Perfil corto	A-36 Tubo cuad.	1 x 25 x 25 x 880	2,01
31	Perfil largo	A-36 Tubo cuad.	1 x 25 x 25 x 1260	2,7
32	Columna	A-36 Tubo cuad.	1 x 25 x 25 x 2980	5,62
33	Perfil rigidizador	A-36 Tubo cuad.	1 x 25 x 25 x 1170	2,5
34	Perfil rigidizador corto	A-36 Tubo cuad.	1 x 25 x 25 x 790	1,86
			Total	173,69

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.1.2 Costo de elementos complementarios

A continuación se presentan los costos de elementos complementarios (pernos, prefabricados y accesorios)

Tabla 4-2 Costo de elementos prefabricado

IT	DENOMINACIÓN	NORMA	DIMENS.(mm)	CANT.	V.UNIT	V.TOTAL
1	Perno cabeza hexagonal	DIN 933-10.9	M 10x35	2	0,6	1,2
2	Perno cabeza hexagonal	DIN 933-10.9	M 8x20	4	0,83	3,32
3	Perno cabeza hexagonal	DIN 933-10.9	M 3x6	1	0,53	0,53
4	Perno cabeza hexagonal	DIN 933-10.9	M 6x20	4	0,74	2,96
5	Perno avellanado allen	DIN 7991-10.9	M 6x20	8	0,44	3,52
6	Perno avellanado allen	DIN 7991-10.9	M 8x20	4	0,66	2,64
7	Perno avellanado allen	DIN 7991-10.9	M 10x50	2	1,2	2,4
8	Perno allen	DIN 912-10.9	M 3x30	1	0,34	0,34
9	Tuerca hexagonal	DIN 933-10.9	M 8	8	0,12	0,96
10	Tuerca hexagonal	DIN 933-10.9	M 10	2	0,14	0,28
11	Arandela plana	DIN 1440-10.9	M 8	8	0,07	0,56
12	Arandela plana	DIN 1440-10.9	M 10	4	0,08	0,32
13	Arandela plana	DIN 1440-10.9	M 3	1	0,05	0,05
14	Arandela presión	DIN 127-10.9	M 8	8	0,09	0,72
15	Arandela presión	DIN 127-10.9	M 10	4	0,1	0,4
16	Arandela de cobre	DIN 9021	M 22	1	0,97	0,97
17	Arandela de cobre	DIN 9021	M 18	1	1,75	1,75
18	Arandela de cobre	DIN 9021	M 16	1	0,72	0,72
19	Arandela de cobre	DIN 9021	M 12	1	0,62	0,62
20	Anillo de seguridad ext	DIN 471	Ø 8	1	1	1
21	Anillo de seguridad ext	DIN 471	Ø 12	2	1,2	2,4
22	Pasador cilíndrico	DIN 7	Ø 3 x 6	1	0,8	0,8
23	Pasador cilíndrico	DIN 7	Ø 3 x 20	4	1,25	5
24	Esfera metálica cromada	DIN 100 Cr6	Ø 13.5	1	1,6	1,6
25	Gabinete metálico		300x250x140	1	41	41
26	Resorte de compresión		Ø 19.7x1.6x35	1	6	6
27	Resorte de compresión		Ø 13.7x1.2x30	1	6	6
28	Regatón		25	4	1,6	6,4
					Total	94,46

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.1.3 Costo de consumibles e insumos

Tabla 4-3 Costo de consumibles e insumos

IT	DENOMINACIÓN	UNIDAD	CANT.	V/UNIT	V/TOTAL
1	Varilla ER-308L para sold TIG Ø1.5 mm	kg	1	28	28
2	Ácido limpieza soldadura inoxidable	Gal.	1	28,5	28,5
3	Electrodo E-6011	kg	0,5	6,44	3,22
4	Disco de desbaste acero (115x6x22.2)	u	1	5,69	5,69
5	Pintura anticorrosiva (plateada)	Gal.	0,5	16	8
6	Pintura anticorrosiva (gris)	Gal.	0,5	16	8
7	Pintura esmalte (blanca)	Gal.	0,5	25	12,5
8	Hoja de sierra	u	1	3,75	3,75
9	Cepillo de alambre	u	1	5,8	5,8
10	Lija grano fino	u	4	0,62	2,48
11	Diluyente acrílico	Gal.	1	8,25	8,25
12	Teflón	u	3	0,75	2,25
13	Guantes de napa	p	2	4	8
14	Waype	u	15	0,15	2,25
				Total	126,69

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.1.4 Costo de componentes neumáticos

Tabla 4-4 Costo de elementos neumáticos

IT	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
1	Cilindro estándar 40 x 75 DE	1	112,81	112,81
2	Horquilla tipo Y	1	20,5	20,5
3	Cabeza de rótula tipo I	1	23,16	23,16
4	Válvula neumática 5-2 biestable 1/8 PT	1	45,6	45,6
5	Silenciador escape 1/8" bronce sinterizado	4	0,83	3,32
6	Válvula reguladora de velocidad 1/8 PT	2	8,24	16,48
7	Equipo de mantenimiento RFL	1	82,03	82,03
8	Válvula lógica tipo O de 1/4 PT	1	20,35	20,35
9	Válvula lógica tipo Y	1	75,5	75,5
10	Válvula neum. 3-2 con pulsador de 1/8 PT	1	21,35	21,35
11	Válvula neum. 3-2 con tipo clavija de 1/8 PT	2	21,35	42,7
12	Válvula neum. 3-2 con tipo magnético 1/8 PT	2	64,79	129,58
13	Conector rápido recto 1/8 PT	4	1,37	5,48
14	Conector rápido recto 1/4 PT	2	1,29	2,58
15	Conector rápido tipo codo 1/8 PT	10	1,68	16,8
16	Unión tipo cruz para tubo Ø 6	1	4,79	4,79
17	Conector rápido tipo Y 1/4 PT	1	3,6	3,6
18	Unión tipo Y para tubo Ø 6	1	3,53	3,53
19	Tubo flexible Ø 6	10	0,78	7,8
20	Sello hidráulico plano Ø 76	1	9,17	9,17
21	Sello hidráulico plano Ø 20	1	6	6
22	Sello hidráulico Polyseal tipo B Ø 76,2	1	24,56	24,56
			Total	677,69

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.2 Costos indirectos

Estos costos provienen de la utilización de maquinaria y mano de obra. Se toma en cuenta el costo por tiempo máquina y mano de obra en cada proceso para la construcción de este mecanismo. A continuación se detalla en la Tabla 4.5 las máquinas herramientas utilizadas, el costo hora máquina y el costo hora hombre.

4.1.1.2.1 Costos de mecanizado y mano de obra

Tabla 4-5 Costo de mecanizado y mano de obra

IT	DENOMINACIÓN	MÁQUINA	Tiempo/Máq.		Tiempo/Hombre		TOT.
			Horas	Valor($)	Horas	Valor($)	($)
1	Tolva	Corte	0,5	3	0,5	2,96	2,98
		Roladora	0,5	10	0,5	2,96	6,48
		Soldadora	1,5	8	1,5	2,96	16,44
2	Acople para cono	Torno	2	12	2	2,96	29,92
		Soldadora	1,5	8	1,5	2,96	16,44
3	Acople válvula de entrada	Torno	2	12	2	2,96	29,92
4	Tuerca para acoples	Torno	2	12	2	2,96	29,92
		Fresadora	1,5	15	1,5	2,96	26,94
5	Tapa de cilindro	Torno	0,7	12	0,7	2,96	10,47
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
6	Cuerpo de cilindro	Torno	3	12	3	2,96	44,88
7	Pistón	Torno	2,5	12	2,5	2,96	37,40
8	Vástago	Torno	2,5	12	2,5	2,96	37,40
		Fresadora	0,4	15	0,4	2,96	7,18
9	Acople válvula de salida	Torno	2	12	2	2,96	29,92
10	Porta boquilla	Torno	1	12	1	2,96	14,96
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
11	Boquilla	Torno	1,5	12	1,5	2,96	22,44
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
12	Válvula de entrada	Torno	1	12	1	2,96	14,96
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
13	Porta manómetro 100	Torno	1,5	12	1,5	2,96	22,44
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
		Corte	0,5	3	0,5	2,96	2,98
14	Placa posterior 1	Fresadora	1,5	15	1,5	2,96	26,94
15	Porta manómetro 63.5	Torno	1,5	12	1,5	2,96	22,44
		Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
		Corte	0,5	3	0,5	2,96	2,98
16	Placa posterior 2	Fresadora	1,5	15	1,5	2,96	26,94
17	Placa guía	Fresadora	3,5	15	3,5	2,96	62,86
18	Tuerca guía	Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
19	Bocín de tornillo	Torno	1,5	12	1,5	2,96	22,44

IT	DENOMINACIÓN	MÁQUINA	Tiempo/Máq.		Tiempo/Hombre		TOT.
			Horas	Valor($)	Horas	Valor($)	($)
20	Soporte de cilindro DE	Corte	0,4	3	0,4	2,96	2,38
		Fresadora	0,5	15	0,5	2,96	8,98
21	Soporte de cilindro IZ	Corte	0,4	3	0,4	2,96	2,38
		Fresadora	0,5	15	0,5	2,96	8,98
22	Separador	Fresadora	1	15	1	2,96	17,96
23	Tornillo regulador	Torno	3	12	3	2,96	44,88
		Fresadora	0,5	15	0,5	2,96	8,98
24	Manivela	Torno	0,5	12	0,5	2,96	7,48
		Fresadora	0,5	15	0,5	2,96	8,98
25	Palanca de manivela	Torno	1	12	1	2,96	14,96
26	Guía fin de carrera	Fresadora	2,5	15	2,5	2,96	44,90
27	Mesa soporte	Corte	1	3	1	2,96	5,96
		Soldadora	2	8	2	2,96	21,92
						TOTAL	893,14

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.3 Costos de ensamble

Se toma en cuenta el costo de diseño, montaje e instalaciones de acuerdo a las remuneraciones del sector industrial del ministerio de trabajo

Tabla 4-6 Valor de remuneraciones

DETALLE	TITULO	CANT.	HORAS	V/HORA	TOTAL
Operador	Técnico	1	24	2,96	71,04
Supervisor	Ingeniero	1	24	5,92	142,08
Diseño mecánico	Ingeniero	1	168	5,92	994,56
					1207,68

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.1.4 Costo de imprevistos

Son los costos de transportación e imprevistos que se pueden presentar en el transcurso del proyecto, se estima un 10 % del total para cubrir este costo.

Tabla 4-7 Valor de imprevistos

ITEM	DENOMINACIÓN	COSTO
1	Materiales	173,69
2	Prefabricados	94,46
3	Consumibles	126,69
4	Elem. Neumáticos	677,69
5	Maquinado	893,14
	Subtotal	1965,67
	10 % Imprevistos	196,57

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

4.1.2 Costo total del proyecto

Es el costo total de materiales e insumos, elementos neumáticos, maquinado, diseño e imprevistos incluyendo también el valor de impuestos

Tabla 4-8 Costo total del proyecto

ITEM	DENOMINACION	COSTO
1	Materiales	173,69
2	Prefabricados	94,46
3	Consumibles	126,69
4	Elem. Neumáticos	677,69
5	Maquinado	893,14
6	Imprevistos	196,57
7	Diseño y montaje	1207,68
	Subtotal	3369,92
	Iva (12 %)	404,39
	Costo Total	3774,31

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

5 CAPÍTULO V

5.1 ENSAMBLE, FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO

En el presente capítulo se aborda el procedimiento de ensamblaje, mantenimiento y funcionamiento del dosificador, para lo cual se empieza tomando en cuenta el personal necesario para ejecutar estos trabajos

5.2 Recursos humanos

Con la finalidad de ejecutar los trabajos para la construcción de la dosificadora de glicerina en manómetros se dispone del siguiente personal:

- Ingeniero de diseño.- El cual se encarga de realizar los cálculos correspondientes, para lograr dimensionar apropiadamente todos los componentes y tener un óptimo funcionamiento de la dosificadora.

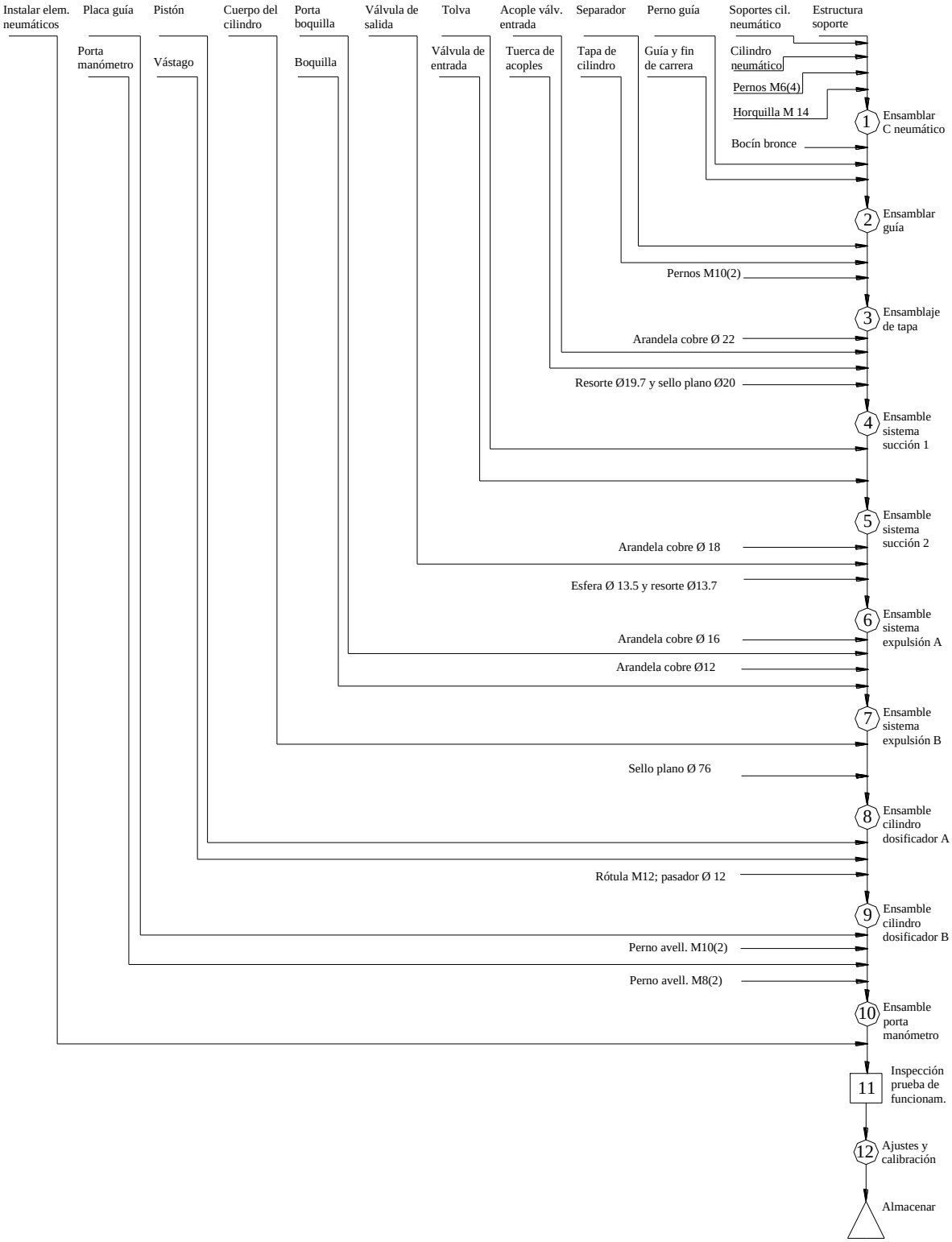
- Supervisor de obra.- Debe ser una persona con capacidad de dirigir las operaciones del taller y supervisar los trabajos de construcción y montaje.

- Operario.- Será el encargado de realizar el ensamble y las conexiones neumáticas correspondientes indispensables para el control del movimiento de la dosificadora.

5.3 Procedimiento de ensamblaje de las diferentes elementos

Se establece el proceso secuencial más adecuado para el ensamblaje de la dosificadora, con la ayuda de un diagrama de flujo del proceso para el ensamble, en el que se describen de manera ordenada los pasos que se deben seguir para obtener un ensamble óptimo, como lo muestra el gráfico 5.1.

Figura 5-1 Diagrama de ensamble



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

A continuación se describe el proceso de ensamble con detenimiento, pero antes se enlistan las herramientas necesarias.

5.4 Herramientas requeridas

En la tabla 5.1 se enlistan las herramientas básicas necesarias para el ensamblaje del dispositivo.

Tabla 5-1 Herramientas básicas

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
Llave mixta 17	1
Llave mixta 15	1
Llave mixta 13	2
Llave mixta 12	1
Llave mixta 10	1
Llave allen 6	1
Llave allen 5	1
Llave allen 4	1
Llave allen 2.5	1
Pinza anillo seguridad	1
Desarmador plano	1

Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

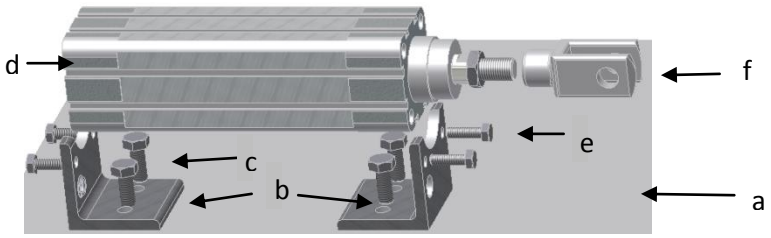
5.5 Desarrollo del procedimiento de ensamble

Antes de realizar este proceso es necesario verificar que los orificios donde van ciertos elementos se encuentren en buen estado.

Paso 1

Ensamblar en la mesa (a) los soportes (b) sujetándolos con pernos M8 (c), el cilindro neumático (d) con pernos M6 (e), ubicar la horquilla tipo U (f) en el vástago del cilindro como se observa en la figura 5.2

Figura 5-2 Ensamble cilindro neumático

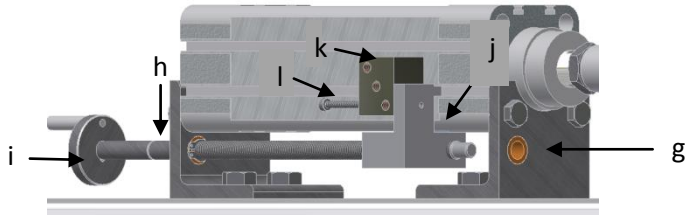


Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Paso 2

Ensamblar los bujes de bronce (g) en los soportes del cilindro, ensamblar el perno guía (h) con la manivela (i) y luego la guía (j) con el fin de carrera (k) sujetándolo con un perno M3 (l) como se ilustra en el figura 5.3

Figura 5-3 Ensamble de perno guía para fin de carrera

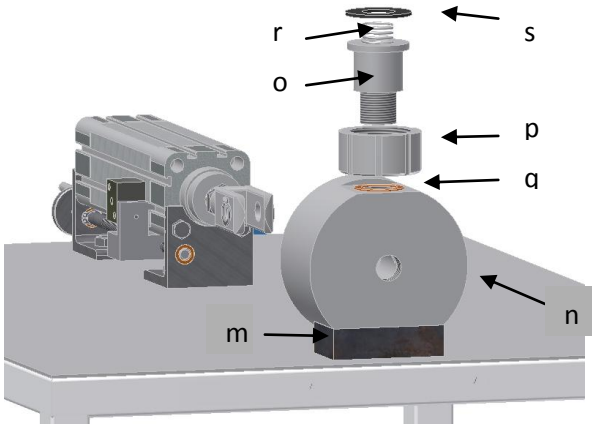


Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Paso 3 y 4

Ensamblar del separador (m) con la tapa del cilindro dosificador (n) a la mesa sujetándolos con pernos M 10, ensamblar acople de válvula (o) con tuerca (p) colocando primero la arandela de bronce (q), después colocar resorte (r) y sello plano (s)

Figura 5-4 Ensamble sistema de succión

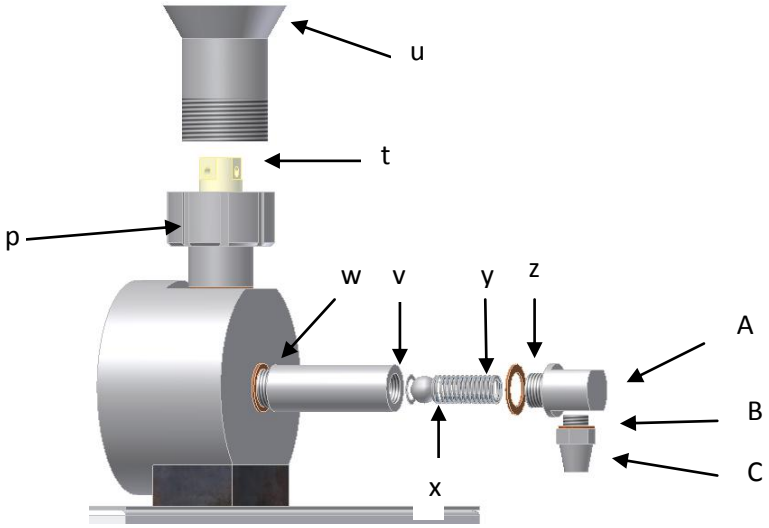


Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Paso 5-7

Colocar la válvula (t) y ensamblar el cono (u) con la tuerca de acoples (p); ensamblar el acople de la válvula de salida (v) con la tapa del cilindro, colocando primero la arandela de cobre (w), introducir la esfera (x) y el resorte (y), colocar arandela (z) y acoplar porta (A) y boquilla (C)

Figura 5-5 Ensamble sistema de expulsión

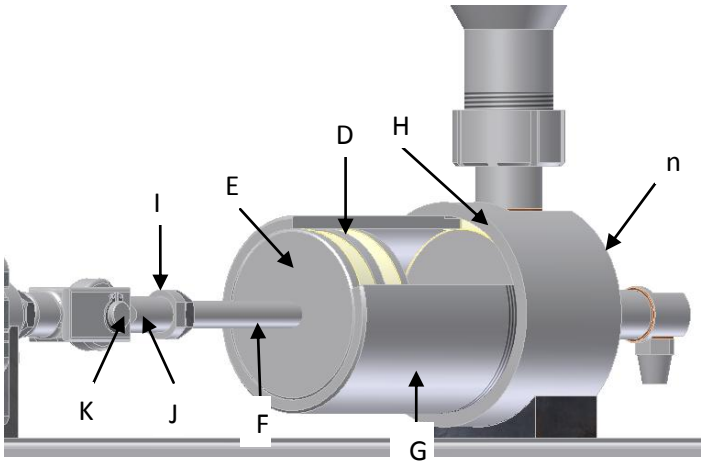


Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Paso 8 y 9

Colocar los sellos hidráulicos (D) en el pistón (E) y ensamblar el vástago (F), introducir este complemento en el cilindro dosificador (G); girando en sentido derecho de la rosca colocar el cilindro (G) en la tapa (n) ubicando primero el sello plano (H); ensamblar rótula (I) y contratuerca en el vástago (F), colocar pasador (J) y anillos de seguridad (K).

Figura 5-6 Ensamble cilindro dosificador

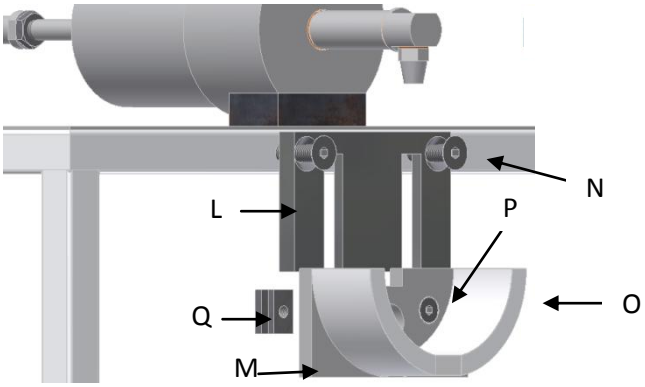


Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Paso 10-12

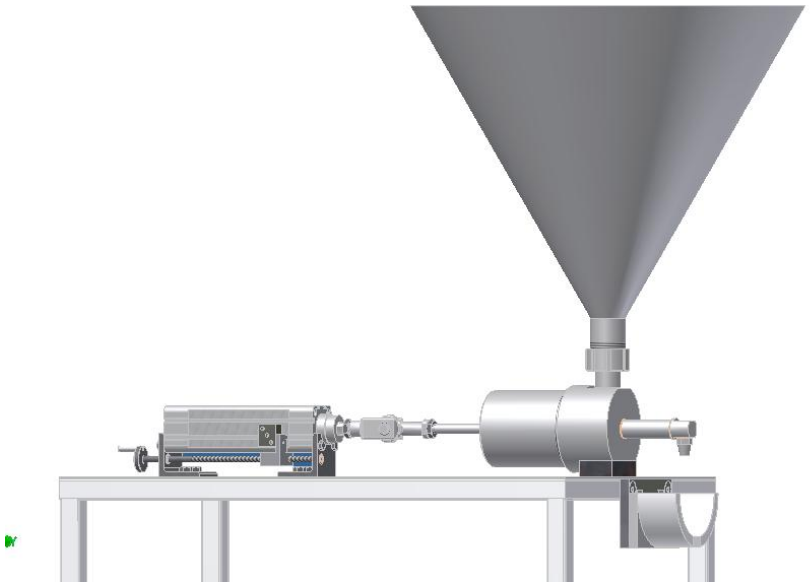
Ensamblar placa guía (L) a la mesa con pernos avellanados M10 (N); unir la placa posterior (M) con el soporte del manómetro (O), ensamblar pernos avellanados M8 (P) con las tuercas guías (Q) y unirlos a la placa guía.

Figura 5-7 Ensamble de porta manómetro



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

Figura 5-8 Dosificador ensamblado



Elaborado por: Juan Calero & Edison Paneluisa

5.6 Funcionamiento del dosificador

Al ser éste un aparato semiautomático para dosificar glicerina, está controlado por una botonera tipo hongo y dos selectores tipo clavija. La botonera tiene la función de activar el sistema en ciclos individuales, un selector tipo clavija se encarga del funcionamiento en ciclos continuos. Las funciones del otro selector tipo clavija son dos, primero presuriza el sistema al inicio de la jornada de trabajo, segundo se lo utiliza como paro de emergencia en el caso de alguna falla del sistema.

5.6.1 Sistema de succión

Está conformado principalmente por la válvula de succión con un resorte de compresión, adaptado de tal manera que permite el paso de glicerina hacia el cilindro dosificador

cuando éste se contrae por acción del cilindro neumático. Este proceso inicia y termina cuando la cámara del cilindro dosificador tiene un volumen de glicerina deseado. La regulación se da por los fines de carrera del sistema neumático.

Cuando por la acción del cilindro dosificador se trata de expulsar el líquido, la válvula de succión por efecto del resorte de compresión y de la presión que se ejerce dentro de la misma cámara se cierra de forma hermética, evitando la salida de líquido hacia la tolva.

5.6.2 Sistema de expulsión

Está formado esencialmente por una esfera y un resorte de compresión. Trabaja de manera que permite el paso de líquido hacia el exterior por medio de una boquilla. Cuando por la acción de expulsión del cilindro dosificador se presuriza la cámara, la esfera junto al resorte cede y permite el paso de glicerina.

Por el contrario la esfera sella el paso de aire a la cámara, por dos acciones, la primera por efecto del resorte y la segunda por la succión que se ejerce cuando el cilindro dosificador se contrae.

5.6.3 Sistema controlador de volumen

Está formado por ciertos componentes neumáticos y mecánicos como fines de carrera, cilindro dosificador, tornillo regulador y pistón. Para controlar el volumen se lo hace mediante un fin de carrera que junto a una guía se mueve a lo largo del cilindro neumático. El movimiento se lo realiza con un tornillo regulador, colocándolo en la posición requerida según el volumen deseado.

El trabajo del fin de carrera es emitir una señal neumática o magnética de tal manera que acciona una válvula cambiándola de posición. Por efecto de esto el cilindro neumático cambia el sentido de desplazamiento.

Traducido todo esto en el cilindro dosificador, éste expulsará una cantidad de volumen de líquido según se requiera.

5.6.4 Sistema de regulación de manómetros

Actúan el porta manómetro y la placa guía, según el requerimiento del diámetro del manómetro. Aflojando los tornillos del porta manómetro este sube o baja de forma manual, ya que la placa guía posee ranuras posteriores que permiten el desplazamiento a lo largo de la misma.

La regulación máxima es para manómetros de diámetro 4 plg y la mínima es para dispositivos de 2,5 plg de diámetro.

5.7 Funcionamiento general

Los primeros pasos para iniciar con el dosificado de glicerina son: regular la altura del porta manómetro según se requiera, regular la carrera del cilindro neumático colocando el fin de carrera en la posición de volumen requerido y verificar si la tolva contiene suficiente líquido.

Al colocar el selector tipo clavija (1) en la posición abierta, el sistema neumático se presuriza. Se ubica el manómetro en el porta manómetros. Si se desea llenar solo un manómetro, se presiona el pulsador tipo hongo. Se espera hasta que el contenido del cilindro dosificador descargue el volumen de líquido en el manómetro. Se Retira el

manómetro y se coloca su respectivo tapón. El cilindro dosificador se llena sin necesidad de ninguna otra acción.

Para ciclos continuos de dosificación, se ubica el manómetro en el porta manómetros, Se coloca el selector tipo clavija (2) en la posición abierto, se espera hasta que el contenido del cilindro dosificador descargue el líquido en el manómetro, se retira el manómetro y se coloca su tapón, colocar un nuevo manómetro para el llenado. Para suspender el funcionamiento se coloca el selector en la posición apagado.

5.8 Mantenimiento de la máquina

5.8.1 Plan de mantenimiento del dosificador

El dosificador y sus componentes deben inspeccionarse y mantenerse en buen estado con un nivel de seguridad adecuado, en intervalos regulados por parte de técnicos que tengan una capacitación y un total conocimiento de los detalles mecánicos y neumáticos del dosificador.

El mantenimiento preventivo es una gran herramienta para minimizar las pérdidas de tiempo por paros inesperados. Ante la eventualidad de tener inconvenientes con la máquina, pero se minimiza la proporción de mayores contratiempos que pueden producir paradas prolongadas en la producción.

El mantenimiento es indispensable para conservar la seguridad y confiabilidad con que el equipo fue fabricado. Por ello debe recibir inspecciones periódicas de mantenimiento y mantener registros de dichos servicios. A continuación se detalla la revisión diaria a cargo de los operarios de la máquina, que se realiza mediante inspección visual, cubriendo aspectos de mantenimiento que son fáciles de llevar a cabo

Programa de Mantenimiento realizado por el operador

Antes de iniciar las labores

- Compruebe el nivel de aceite en el lubricador del componente de mantenimiento del sistema de aire.
- Observe si existen dentro de la tolva residuos de cualquier tipo y retire de ser necesario .
- Compruebe el nivel de glicerina en la tolva, si es el caso llene el depósito hasta el nivel indicado.
- Observe si existen fugas tanto de aire comprimido como de líquido por cualquiera de la juntas y reporte al supervisor.
- Observe si la presión de aire del sistema es la recomendada, de no serlo ajústela con el regulador de presión.
- Revise conexiones neumáticas y eléctricas sueltas o en mal estado. Reporte al supervisor.

Mientras funciona la máquina

- Fíjese en cualquier cambio que se produzca al operar la máquina, como sonidos diferentes a los usuales.
- Compruebe si se perciben vibraciones excesivas al momento de dosificar la glicerina.

- Observe si requiere algún ajuste en los pernos de sujeción por el movimiento del cilindro.
- Compruebe el correcto funcionamiento del pulsador en ciclos individuales.
- Mire si hay fugas de líquido por las juntas cuando opere el dosificador.
- Verifique que el volumen dosificado sea el correcto de ser el caso regule con el dispositivo respectivo.

5.8.2 Programa de mantenimiento preventivo

Debe ser realizado por personas capacitadas para el efecto, utilizando los procedimientos de mantenimiento aquí indicados para asegurar un buen rendimiento de la máquina. El mantenimiento debe realizarse cuando se cumpla el tiempo que se indica a continuación.

Es necesario complementar con formas para requerimientos de mantenimiento, que son documentos en los que se registran las novedades, los materiales e insumos requeridos luego de realizar las revisiones, etc.

5.8.3 Chequeo mensual

Para el desarrollo de esta sección se ha considerado las siguientes tareas:

- Verificar que la botonera de encendido esté perfectamente legible, revisar que la guía de encendido y apagado del equipo se encuentre disponible para cualquier persona que utilice el equipo y el mismo que se encuentre en buen estado.
- Asegurarse que los sensores de proximidad hagan contacto de manera correcta para garantizar una medida equilibrada de dosificación.

- Limpiar el filtro ubicado en el interior de la tolva o cambiarlo si es necesario

- Purgar la trampa de agua en la línea de aire, girando en el sentido de las manecillas del reloj y cerrando en el otro sentido.

- Verificar y lubricar el pasador que une los vástagos del cilindro neumático con el cilindro dosificador, utilizar grasa semi fluida tipo NLGI 0.

- Verificar holgura y lubricar bujes de bronce del tornillo regulador, utilizando grasa semifluida.

- Realizar una limpieza interna del cilindro dosificador y acoples de válvulas utilizando un detergente químico alcalino de alta concentración, ya que no emana olores desagradables, penetra en la suciedad, grasa y aceite limpiándola, para luego lavar con agua tibia.

- Verificar la alineación entre los cilindros neumático y dosificador. Si se descentra, la carga que actúa sobre el pistón puede hacer que flecte y averiar el retenedor de aceite o el de aire.

5.8.4 Chequeo cuatrimestral

- Cambiar el filtro de succión ubicado en el interior de la tolva, colocar un filtro de fibra de vidrio con malla 100 y toma de ½ NPT.

- Limpieza general del panel de control neumático con el fin de evitar que las impurezas acumuladas ingresen en las vías de aire y provoquen desgastes prematuros.

- Verificar el estado del sello hidráulico y de las paredes del cilindro dosificador. De haber asperezas deben lijarse con papel esmeril inmediatamente, hasta dejar la superficie perfectamente lisa, utilizar papel para lijado en húmedo tipo CO320.

- Verificar el estado de la válvula de posicionamiento biestable 5/2. Del estado de ésta depende el correcto funcionamiento del sistema. Verificar que no existan fugas.

- Verificar que el suministro de lubricante de la línea de aire sea el correcto, regular si es necesario, utilizar aceite Mobil Oil DTE-24.

- Si existen pérdida de líquido en la tapa del cilindro dosificador, primero ajustar la unión, si continua la pérdida cambiar el sello plano.

5.8.5 Chequeo anual

- Desmontar el sello hidráulico, revisar y en caso de daños significativos reemplazar, antes de montar lubricar con una fina capa de glicerina. Llevar un registro de horas de funcionamiento a fin de tener un estimado del tiempo en que se deben cambiar.

- Cambiar el filtro de la trampa de agua en la línea de aire, limpiando el vaso con un detergente químico alcalino.

- Desmontar el vaso lubricador de la línea de aire y realizar una limpieza del mismo con detergente químico alcalino.

- Realizar un ajuste general de todas las conexiones empernadas sin sobrepasar el torque admisible de los pernos.

- Verificar el estado de la válvula, la esfera y los resortes de compresión en succión y salida, si es necesario reemplazar.

- Revisar el funcionamiento de los detectores de proximidad. Estos deben cumplir con su accionar en el tiempo que fueron programados por el fabricante, que es 22 ms en la apertura de aire y 52 ms al cierre

6 CONCLUSIONES

- Se cumplió con el objetivo del presente proyecto diseñar y construir una máquina dosificadora de glicerina para manómetros tipo Bourdon.
- El prototipo construido es versátil, pues no sólo se puede usar expropiada mente para la dosificación para glicerina, sino que permite ampliar su utilización a fluidos más o menos viscosos.
- Con este tipo de máquina se logra obtener una regulación adecuada de dosificación que está en el rango de volumen de 83 cm^3 a 320 cm^3 de glicerina.
- Es importante realizar un estudio previo de las propiedades físico-químicas de los fluidos a dosificar, para seleccionar adecuadamente los elementos constitutivos de la máquina.
- Al evaluar y someter el equipo al protocolo de pruebas se concluye que la geometría de cada uno de los elementos cumplen con los requerimientos de parámetros funcionales y de diseño.
- Con esta máquina se reducen los tiempos de dosificación de glicerina hacia el manómetro, aumentando la productividad del proceso, pasando de la dosificación manual a una dosificación semiautomática.
- El control de la máquina, resulta muy conveniente, ya que la manipulación del mismo es simple y fácil, debido a que sus componentes neumáticos y mecánicos son básicos y sencillos para utilizar.
- El costo de la máquina dosificadora se reduciría considerablemente si se la construye en serie.

7 RECOMENDACIONES

- La limpieza de la máquina se debe realizar adecuadamente para impedir que el manómetro sea contaminado con sustancias extrañas en el proceso de dosificación.
- La máquina tiene que ser operada por una persona responsable y capacitada ya que en ella se encuentran elementos que son de mucha importancia para el funcionamiento. Un daño en estos puede disminuir el rendimiento.
- Se debe seguir las instrucciones de construcción y ensamble descritas en el capítulo 5 para asegurar el desempeño correcto de la máquina
- Al construir este tipo de máquina se debe tener presente el conocimiento suficiente sobre condiciones de funcionalidad que deben cumplir estos equipos, de diseño y ergonomía, así como períodos de uso y seguridad.
- Para garantizar que el trabajo sea de calidad, es también factor determinante la capacidad de respuesta en la construcción e implementación de los elementos constitutivos, tomando en cuenta siempre el medio ambiente en el cual se va a desempeñar la máquina, ya que el no considerar esto puede provocar un mal funcionamiento o falla prematura en los elementos utilizados.
- Se debe dar un adecuado mantenimiento a cada uno de los elementos, utilizando métodos preventivos que involucren registros de cada revisión, tomando como guía el manual de mantenimiento, en donde se especifica el periodo de revisión adecuado para los elementos importantes para que así se alargue el tiempo de vida útil.

8 GLOSARIO

Ergonomía.- Estudio de datos biológicos y tecnológicos aplicados a problemas de mutua adaptación entre el hombre y la máquina.

Manómetro.- Es un instrumento de medición para la presión de fluidos contenidos en recipientes cerrados.

Densidad.- Es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa en un determinado volumen de una sustancia.

Higroscópico.- Es la capacidad de algunas sustancias de absorber humedad del medio circundante.

Caudal.- Es la cantidad de fluido, medido en volumen, que se mueve en una unidad de tiempo.

Volumen.- Es una magnitud escalar definida como la extensión en tres dimensiones de una región del espacio. Es una magnitud derivada de la longitud ya que se halla multiplicando la longitud, el ancho y la altura.

Cilindro.- Cavidad cilíndrica en cuyo interior se mueve un émbolo de una máquina.

Energía.- Capacidad de los cuerpos o sistemas de cuerpos para efectuar un trabajo.

Trabajo.- Magnitud igual al producto de una fuerza por el camino recorrido por el punto en el que se ha aplicado la misma.

Flujo laminar.- Es el movimiento de un fluido cuando es ordenado, estratificado, suave.

Límite de elasticidad o límite elástico.- La tensión a partir de la cual las deformaciones dejan de ser reversibles, es decir, la probeta no recuperará su forma inicial.

Límite de rotura o tensión de rotura.- Máximo valor de la tensión observable en un diagrama tensión-deformación. Esta es la máxima tensión que soporta la probeta.

Módulo de Young.- Constante que representa la relación entre la tensión y la deformación en la zona proporcional. También se le llama módulo de elasticidad.

Límite de proporcionalidad.- La tensión a partir de la cual deja de cumplirse la relación proporcional entre tensión y deformación y, por lo tanto, se deja de cumplir la ley de Hooke.

Límite de fluencia.- Valor de la tensión que soporta la probeta en el momento de producirse el fenómeno de la fluencia.

Estricción.- Es la reducción de la sección que se produce en la zona de la rotura.

Polímeros.- Son macromoléculas (generalmente orgánicas) formadas por la unión de moléculas más pequeñas llamadas monómeros.

Empalme.- Unión o enlace de dos cosas.

Tolva: Es un dispositivo similar a un embudo de gran talla destinado al depósito y

canalización de materiales granulares, líquidos o pulverizados.

Automatización.- Es el uso de sistemas o elementos computarizados y electromecánicos para controlar maquinarias y procesos industriales sustituyendo a operadores humanos.

Columna.- Miembro estructural cuya función primaria es soportar cargas de compresión.

Desplazamiento.- Movimiento lineal de una pieza, movimiento alternativo, tal como un pistón, una válvula, etc.

9 LISTA DE REFERENCIAS

-AISC. (1994). Load & Resistance Factor Design Specification for Structural Steel Building. USA. American Institute of Steel Construction

-Badui S. (1999). Química de alimentos. México. Pearson Education.

-Benjumea P & Agudelo J. (2009). Biodiésel: Producción, calidad y caracterización. Colombia. Editorial Universidad de Antioquia

-BOHLER. (2005). Manual de aceros especiales, bronces y tratamientos térmicos. Ecuador

-Claudio M. (1986). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. España. Editorial Del Castillo.

-Creus A. (2007). Neumática e Hidráulica. España. Ed. Marcombo.

-Da Silva G.P & Mack. M. Contiero J. (2009). Glycerol Biotechnology Advances. USA.

-Del Razo Hernández A. (2001). Sistemas neumáticos e hidráulicos: Apuntes de teoría. México. Editorial U.P.I.I.C.S.A.

-Dennis M. (2004). Pressure Vessel Design Manual. USA. Gulf Professional Publishing.

-Deppert W & K. Sto. (2005). Aplicaciones de neumática. España. Editorial Marcombo.

-Festo, (2013), Guía de productos, Alemania, Festo.

-Guadayol. J M. (2010). Automatización en la industria química, Barcelona, Ed. UPC

-Hamrock B. J. (2000). Elementos de máquinas. México. Editorial Mc Graw Hill.

-INEN CPE 002. (1987). Código de práctica para dibujo técnico-mecánico. Ecuador.

-Majumdar S.R. (2003). Sistemas neumáticos, principios y mantenimiento. México. Editorial Mc Graw Hill.

-Megyesy E, (1992). Manual de recipientes a presión. México. Editorial Limusa.

-Miroliubov I. (1978). Problemas de resistencia de materiales. Moscú. Mir.

-Moot R. (2009). Resistencia de materiales. México. Editorial Pearson Educación.

-Moot R. (2006). Diseño de elementos de máquina. México. Editorial Pearson Educación.

-Mott R. (2006). Mecánica de fluidos. México. Editorial Pearson Eduaction.

-Norma API. Standar 650. (2001). Welded Steel Tanks for Oil Storage.

-Parker Hannifin Ind. (2003). Tecnología neumática industrial. Brasil.

-Plaza A. (2009). Apuntes de desarrollo de productos mecánicos. Elementos de máquina. Editorial Lulu.

-Pytel S. (1987). Resistencia de materiales. México. Editorial Alfa Omega.

-Renedo Carlos, (2010), T 12 Actuadores neumáticos, Universidad de Cantabria

-Schaum. (1971). Diseño de maquinas. México. Editorial Mc Graw Hill.

-Shigley. (2008). Diseño en Ingeniería mecánica. México. Mc Graw Hill.

-Tello E & Venegas C. (2000). Diseño y construcción de una dosificadora de fertilizante mineral paletizado.

-The Soap and Detergent Association Glycerine & Oleochemical Division. (1990). Glycerine an overview

-Timoshenko S. (1975). Teoría de láminas y placas. México. Editorial Urmo.

-Webber B. (1965). Mecánica de fluidos para ingenieros. México. Ediciones Urmo.

-Yunus C & Boles M. (2003). Termodinámica. México. Mc Graw Hill

DIRECCIONES ELECTRÓNICAS

-Bolzoni M. (2012). Sistemas de llenado para el sector bebidas. Recuperado el 10 de Noviembre del 2014. http://*www.ocme.com*

-FESTO. (2014). Catálogo de Neumática de FESTO A.G. & C.O. Cilindros normalizados. Recuperado el 15 de Diciembre de 2014. http://www.festo.com/cms/es_es/index.htm

-La Guía Metas. (2007). Manómetros Bourdon. Recuperado el 11 de Noviembre de 2014. http://www.metas.com.mx/guiametas/La-Guia-MetAs-07-08-manómetro-bourdon

-Ktron. (2007). Dosificadores Gravimétricos. Recuperado el 11 de Noviembre del 2014. http://www.ktron.es/process-equipment/feeders/catalog/micro-compact-feeders.cfm http://www.ktron.es/process-equipment/feeders/feeding-equipment/weigh-belt feeders.cfm

-Diaz A. (2009). Pérdidas de Energía Total. Recuperado el 25 de Noviembre de 2014. http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/presentacion1.pdf

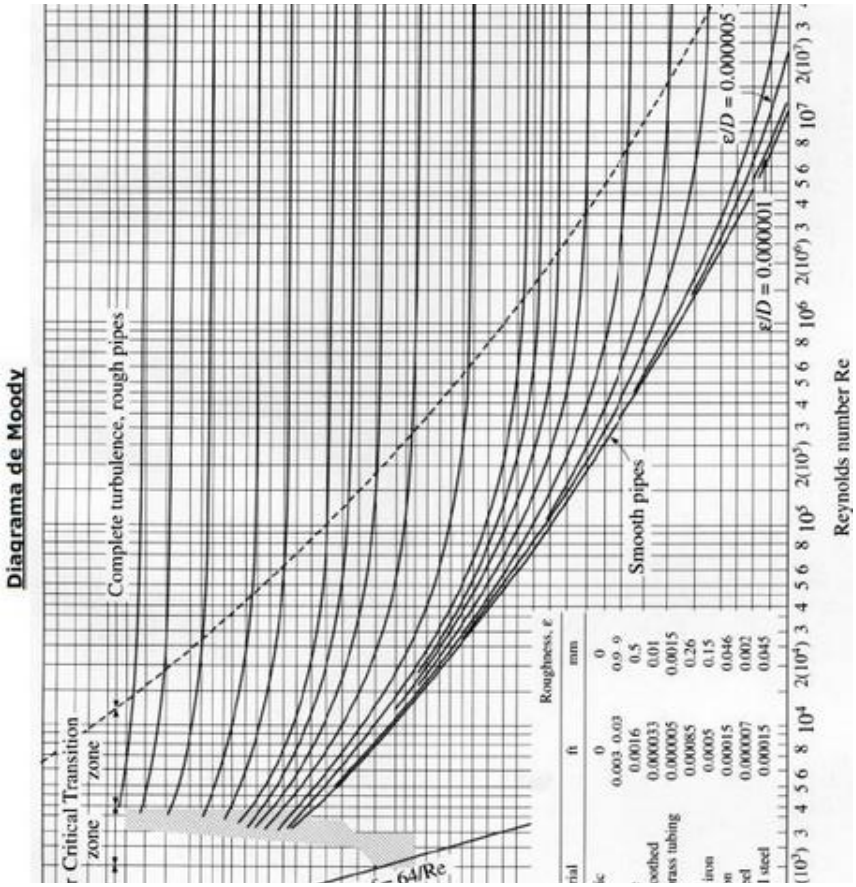
-Vesbo. (2007). Coeficiente de pérdidas de accesorios. Recuperado el 26 de Noviembre del 2014. http://www.vesbo.com/es/ppr_24.asp

-Indama. (2015). Perfiles de acero. Recuperado el 04 de Febrero del 2015. http://www.indama.cl/productos/perfiles_cerrados.php

-http://www.euetit-ege.upc.es/eg/m.pdf

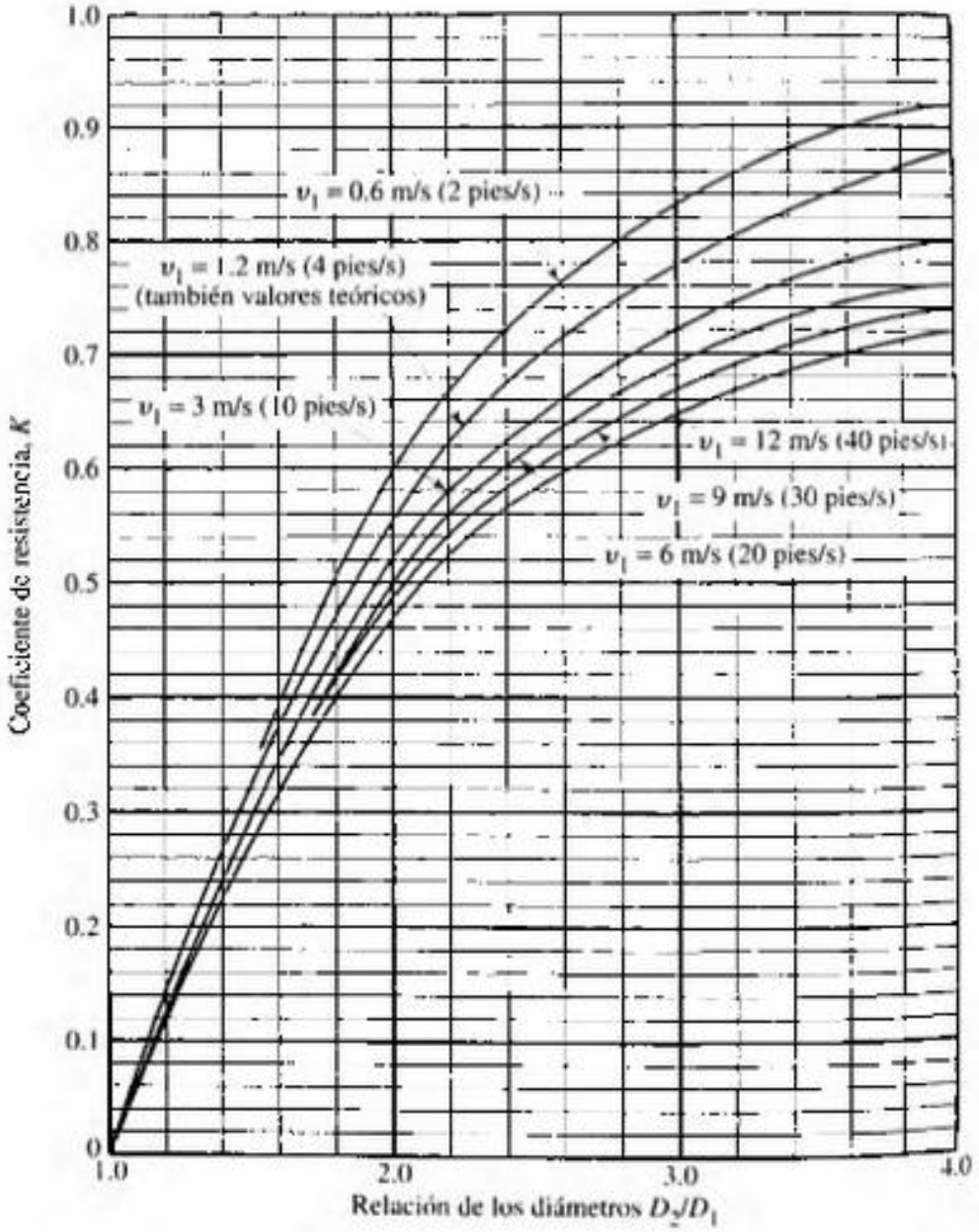
10 ANEXOS

Anexo 1 Diagrama de Moody



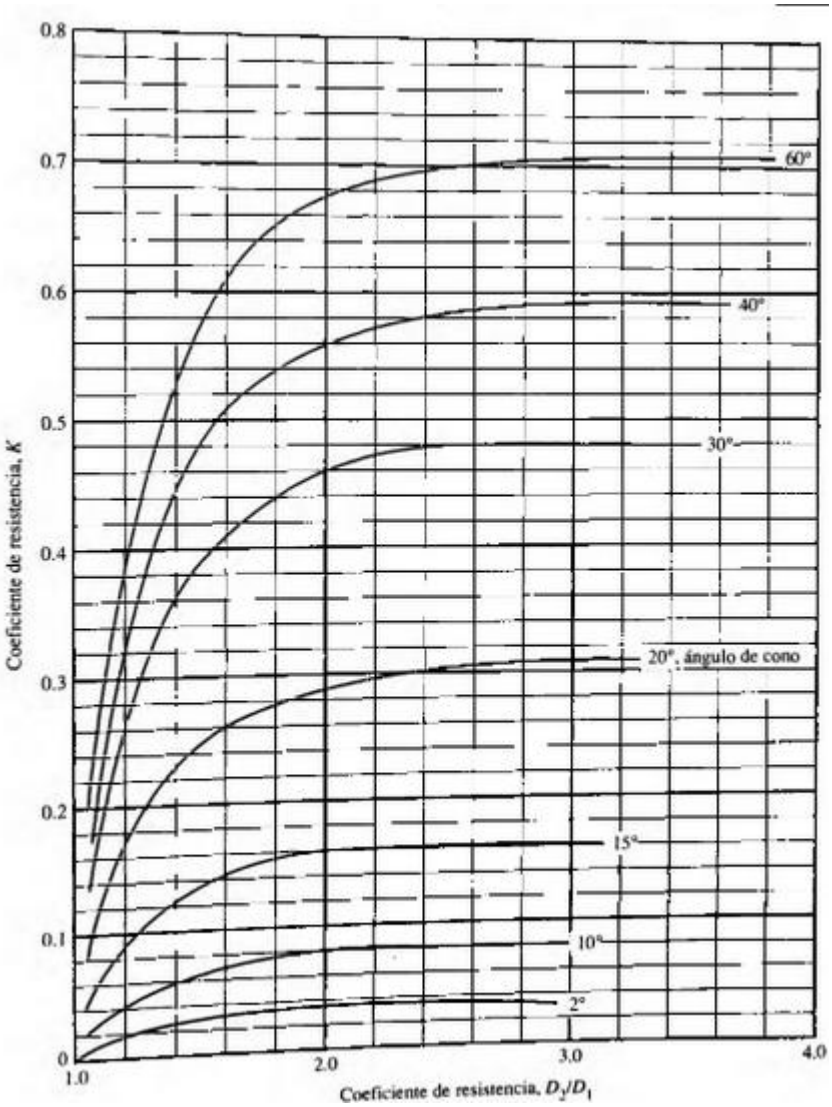
Fuente: Mott Robert, 2006, pág.237

Anexo 2 Coeficiente de resistencia, expansión súbita



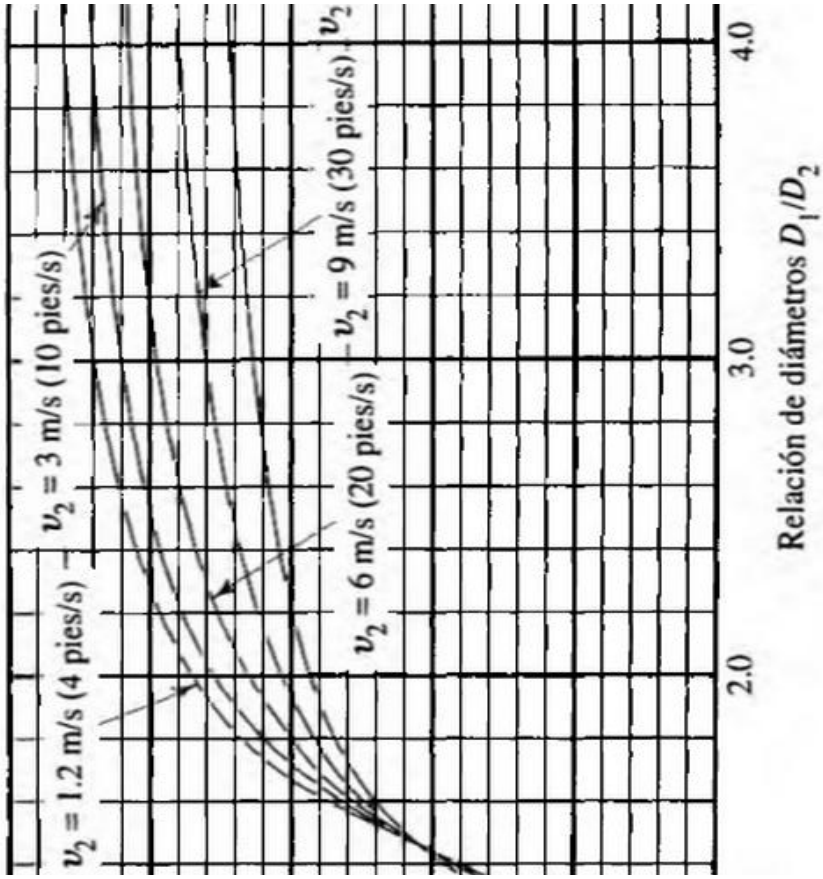
Fuente: Mott Robert, 2006, pág.282

Anexo 3 Coeficiente de resistencia, expansión graduada



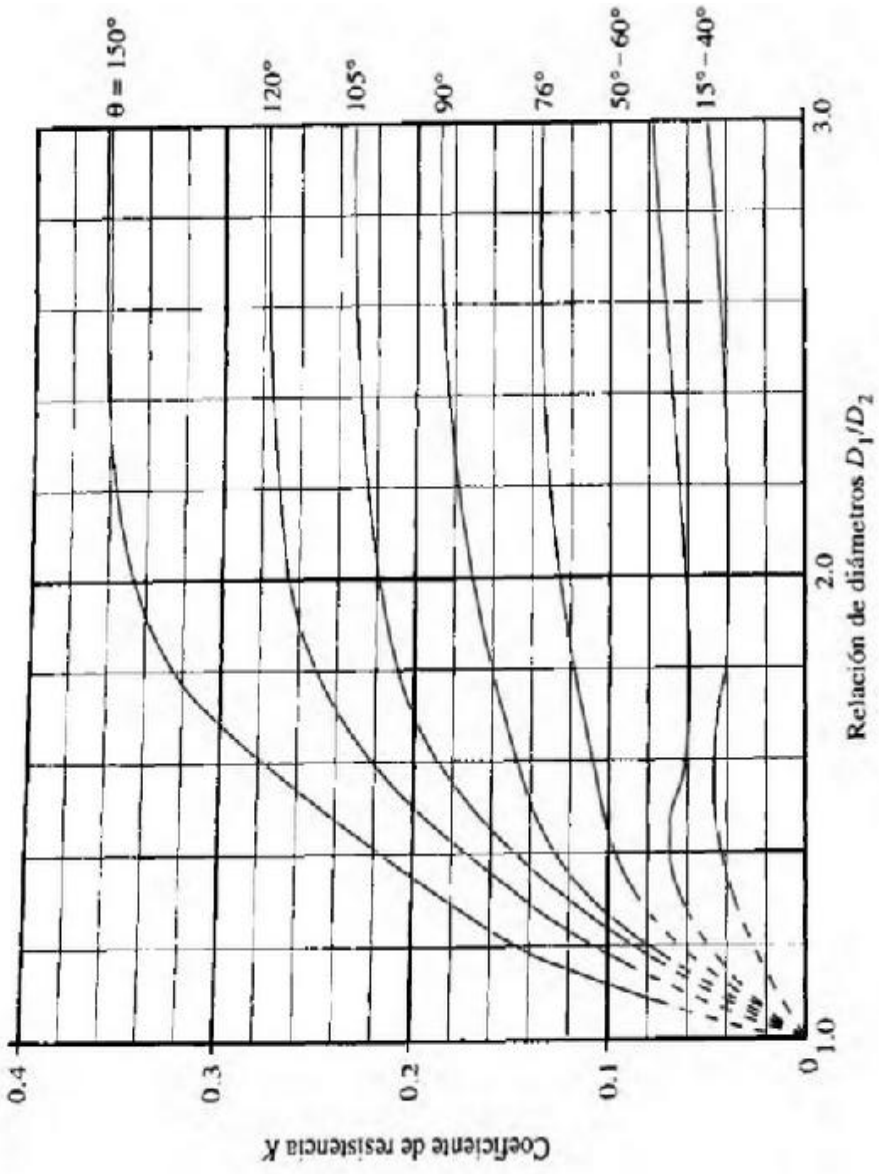
Fuente: Mott Robert, 2006, pág.285

Anexo 4 Coeficiente de resistencia, contracción brusca



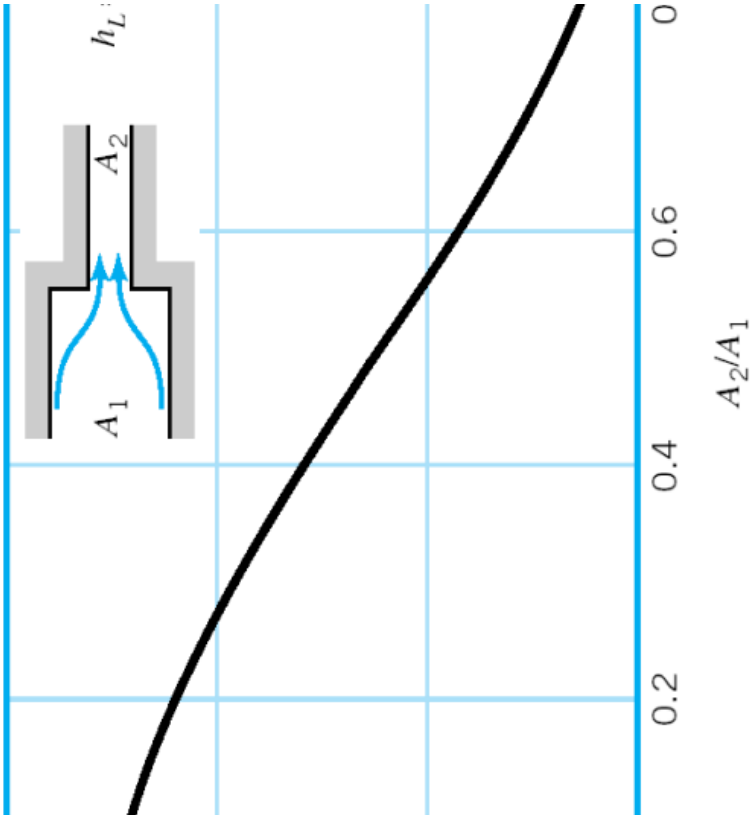
Fuente: Mott Robert, 2006, pág.288

Anexo 5 Coeficiente de resistencia, contracción gradual para ≥ 150



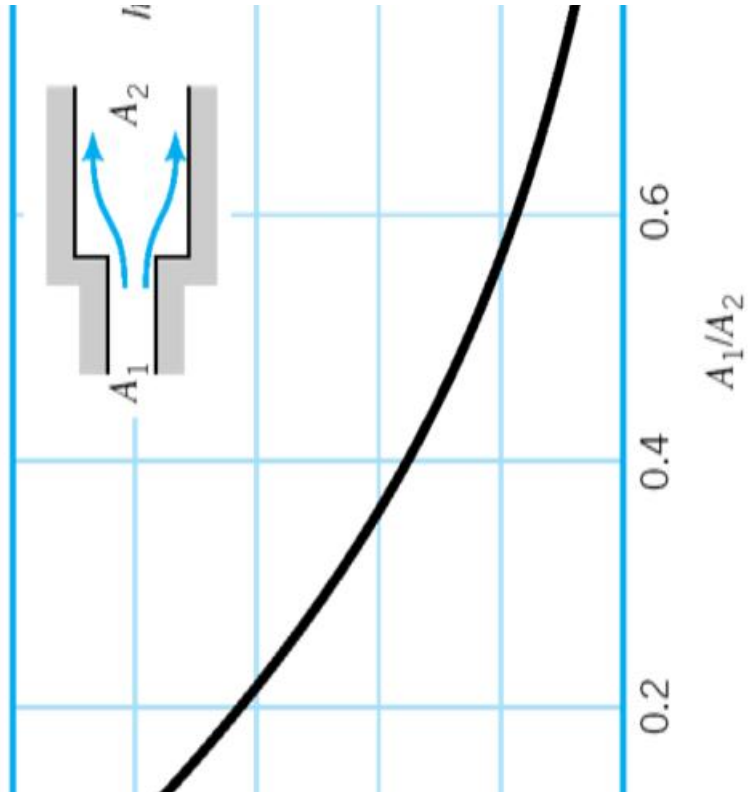
Fuente: Mott Robert, 2006, pág.291

Anexo 6 Coeficiente de resistencia, contracción brusca



Fuente: http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/presentacion1.pdf

Anexo 7 Coeficiente de resistencia, expansión súbita



Fuente: http://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/presentacion1.pdf

Anexo 8 Coeficiente de resistencia, accesorios

Accesorios Vesbo	Símbolo	Observación	Coeficiente de Perdidas
Manguito			0.25
Reducción		Reducción ... en 1 dimensión en 2 dimensiones en 3 dimensiones	0.40 0.50 0.60
Codo 90º			1.20
Codo 45º			0.50
TE		Paso con caudal divergente	0.25
		Caudal divergente	1.20
		Caudal convergente	0.80
		Oposición con caudal divergente	1.80
		Oposición con caudal convergente	3.00

Fuente: Vesbo, 2007, pág.1

Anexo 9 Rosca métrica ISO de uso general

ROSCA METRICA ISO DE EMPLEO GENERAL

Medidas básicas

Esta norma establece las medidas básicas para las roscas métricas ISO de acuerdo con UNE 17-702.

Las medidas se refieren al perfil básico conforme a la norma UNE 17-701.

Cálculo de los valores:

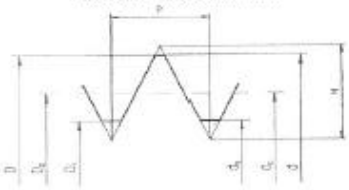
Los valores de esta norma han sido calculados empleando las fórmulas siguientes, y redondeados hasta la tercera cifra decimal:

$$D_2 = D - 2 \times 3/8\ H = D - 0{,}649\,519\,053\ P$$
$$d_2 = d - 2 \times 3/8\ H = d - 0{,}649\,519\,053\ P$$
$$D_1 = D - 2 \times 5/8\ H = D - 1{,}082\,531\,755\ P$$
$$d_1 = d - 2 \times 5/8\ H = d - 1{,}082\,531\,755\ P$$

donde:

D: es el diámetro exterior básico para roscas interiores.
D_2: es el diámetro medio básico para roscas interiores.
D_1: es el diámetro interior básico para roscas interiores.
d: es el diámetro exterior básico para roscas exteriores.
d_2: es el diámetro medio básico para roscas exteriores.
d_1: es el diámetro interior básico para roscas exteriores.
H: es la altura del triángulo fundamental.
P: es el paso.

Medidas básicas en mm



Diámetro nominal	Paso P	Diámetro exterior D, d	Diámetro medio D_2, d_2	Diámetro interior D_1, d_1
1	0,25 0,2	1,000 1,000	0,838 0,870	0,729 0,793
1,1	0,25 0,2	1,100 1,100	0,938 0,970	0,829 0,893
1,2	0,25 0,2	1,200 1,200	1,038 1,070	0,929 0,993
1,4	0,3 0,2	1,400 1,400	1,205 1,270	1,075 1,163
1,6	0,35 0,2	1,600	1,373 1,470	1,221 1,383
1,8	0,35 0,2	1,800	1,573 1,670	1,421 1,583
2	0,4 0,25	2,000	1,740 1,838	1,567 1,729
2,2	0,45 0,25	2,200	1,908 2,038	1,713 1,929
2,5	0,45 0,35	2,500	2,208 2,273	2,013 2,121
3	0,5 0,35	3,000	2,675 2,773	2,459 2,621
3,5	0,6 0,35	3,500	3,110 3,273	2,850 3,121
4	0,7 0,5	4,000	3,546 3,675	3,242 3,459
4,5	0,75 0,5	4,500	4,013 4,175	3,688 3,959
5	0,8 0,5	5,000	4,480 4,675	4,134 4,459
5,5	0,5	5,500	5,175	4,959
6	1 0,75	6,000	5,350 5,513	4,917 5,188
7	1 0,75	7,000	6,350 6,513	5,917 6,188
8	1,25 1 0,75	8,000	7,188 7,350 7,513	6,647 6,917 7,188

Diámetro nominal	Paso P	Diámetro exterior D, d	Diámetro medio D_2, d_2	Diámetro interior D_1, d_1
9	1,25 1 0,75	9,000	8,188 8,350 8,513	7,647 7,917 8,188
10	1,5 1,25 1 0,75	10,000	9,026 9,188 9,350 9,513	8,376 8,647 8,917 9,188
11	1,5 1 0,75	11,000	10,026 10,350 10,513	9,376 9,917 10,188
12	1,75 1,5 1,25 1	12,000	10,863 11,026 11,188 11,350	10,106 10,376 10,647 10,917
14	2 1,5 1,25 1	14,000	12,701 13,026 13,188 13,350	11,835 12,376 12,647 12,917
15	1,5 1	15,000	14,026 14,350	13,376 13,917
16	2 1,5 1	16,000	14,701 15,026 15,350	13,835 14,376 14,917
17	1,5 1	17,000	16,026 16,350	15,376 15,917
18	2,5	18,000	16,376	15,294
18	2 1,5 1	18,000	16,701 17,026 17,350	15,835 16,376 16,917
20	2,5 2 1,5 1	20,000	18,376 18,701 19,026 19,350	17,294 17,835 18,376 18,917
22	2,5 2 1,5 1	22,000	20,376 20,701 21,026 21,350	19,294 19,835 20,376 20,917
24	3 2 1,5 1	24,000	22,051 22,701 23,026 23,350	20,752 21,835 22,376 22,917

Diámetro nominal	Paso P	Diámetro exterior D, d	Diámetro medio D_2, d_2	Diámetro interior D_1, d_1
25	2 1,5 1	25,000	23,701 24,026 24,350	22,835 23,376 23,917
26	1,5	26,000	25,026	24,376
27	3 2 1,5 1	27,000	25,051 25,701 26,026 26,350	23,752 24,835 25,376 25,917
28	2 1,5 1	28,000	26,701 27,026 27,350	25,835 26,376 26,917
30	3,5 3 2 1,5 1	30,000	27,727 28,051 28,701 29,026 29,350	26,211 26,752 27,835 28,376 28,917
32	2 1,5	32,000	30,701 31,026	29,835 30,376
33	3,5 3 2 1,5	33,000	30,727 31,051 31,701 32,026	29,211 29,752 30,835 31,376
35	1,5	35,000	34,016	33,376
36	4 3 2 1,5	36,000	33,402 34,051 34,701 35,026	31,670 32,752 33,835 34,376
38	1,5	38,000	37,026	36,376
39	4 3 2 1,5	39,000	36,402 37,051 37,701 38,026	34,670 35,752 36,835 37,376
40	3 2	40,000	38,051 38,701	36,752 37,835
40	1,5	40,000	39,026	38,376
42	4,5 4 3 2 1,5	42,000	38,077 39,402 40,051 40,701 41,026	37,129 37,670 38,752 39,835 40,376

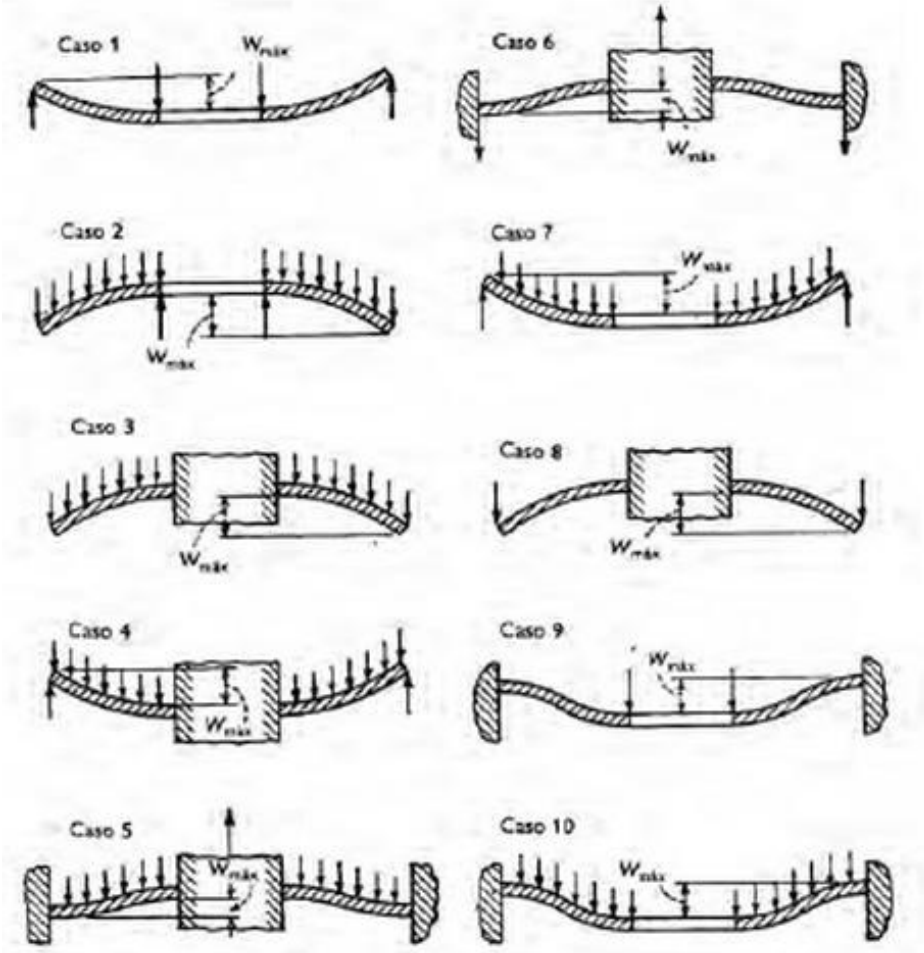
	2 1,5		46,701 47,035	45,035 46,376
50	3 2 1,5	50,000	48,051 48,701 49,035	46,752 47,835 48,376
52	5 4 3 2 1,5	52,000	48,752 49,402 50,051 50,701 51,035	46,587 47,670 48,752 49,835 50,376
55	4 3 2 1,5	55,000	52,402 53,051 53,701 54,035	50,670 51,752 52,835 53,376
56	5,5 4 3 2 1,5	56,000	52,428 53,402 54,051 54,701 55,035	50,046 51,670 52,752 53,835 54,376
58	4 3 2 1,5	58,000	55,402 56,051 56,701 57,035	53,670 54,752 55,835 56,376
60	5,5 4 3 2 1,5	60,000	56,428 57,402 58,051 58,701 59,035	54,046 55,670 56,752 57,835 58,376
62	4 3 2 1,5	62,000	59,402 60,051 60,701 61,035	57,670 58,752 59,835 60,376
64	6 4 3 2 1,5	64,00	60,103 61,402 62,051 62,701 63,035	57,505 59,670 60,752 61,835 62,376
65	4	65,000	62,402	60,670
66	3 2 1,5	65,000	63,051 63,701 64,035	61,752 62,835 63,376
68	6 4 3 2 1,5	68,000	64,103 65,402 66,051 66,701 67,035	61,505 63,670 64,752 65,835 66,376
70	6 4 3 2 1,5	70,000	66,103 67,402 68,051 68,701 69,035	63,505 65,670 66,752 67,835 68,376
72	6 3 3 2 1,5	72,000	68,103 69,402 70,051 70,701 71,035	65,505 67,670 68,752 69,835 70,376
	4		72,402	70,670

80	3 2	80,000	83,051 83,701	81,752 82,835
80	6 4 3 2	80,000	86,103 87,402 88,051 88,701	83,505 85,670 86,752 87,835
95	6 4 3 2	95,000	91,103 92,402 93,051 93,701	88,505 90,670 91,752 92,835
100	6 4 3 2	100,000	96,103 97,402 98,051 98,701	93,505 95,670 96,752 97,835
105	6	105,000	101,103	98,505
105	4 3 2	105,000	102,402 103,051 103,701	100,670 101,752 102,835
110	6 4 3 2	110,000	106,103 107,402 108,051 108,701	103,505 105,670 106,752 107,835
115	6 4 3 2	115,000	111,103 112,402 113,051 113,701	108,505 110,670 111,752 112,835
120	6 4 3 2	120,000	116,103 117,402 118,051 118,701	113,505 115,670 116,752 117,835
125	6 4 3 2	125,000	121,103 122,402 123,051 123,701	118,505 120,670 121,752 122,835
130	6 4 3 2	130,000	126,103 127,402 128,051 128,701	123,505 125,670 126,752 127,835
135	6 4 3 2	135,000	131,103 132,402 133,051 133,701	128,505 130,670 131,752 132,835
140	6 4 3 2	140,000	136,103 137,402 138,051 138,701	133,505 135,670 136,752 137,835
145	6 4 3 2	145,000	141,103 142,402 143,051 143,701	138,505 140,670 141,752 142,835
150	6 4 3 2	150,000	146,103 147,402 148,051 148,701	143,505 145,670 146,752 147,835
155	6 4 3	155,000	151,103 152,402 153,051	148,505 150,670 151,752

	3		183,051	181,752
190	6 4 3	190,000	186,103 187,402 188,051	183,505 185,670 186,752
195	6 4 3	195,000	191,103 192,402 193,051	188,505 190,670 191,752
200	6 4 3	200,000	196,103 197,402 198,051	193,505 195,670 196,752
205	6 4 3	205,000	201,103 202,402 203,051	198,505 200,670 201,752
210	6 4 3	210,000	206,103 207,402 208,051	203,505 205,670 206,752
215	6 4 3	215,000	211,103 212,402 213,051	208,505 210,670 211,752
220	6 4 3	220,000	216,103 217,402 218,051	213,505 215,670 216,752
225	6 4 3	225,000	221,103 222,402 223,051	218,505 220,670 221,752
230	6 4 3	230,000	226,103 227,402 228,051	223,505 225,670 226,752
235	6 4 3	235,000	231,103 232,402 233,051	228,505 230,670 231,752
240	6 4 3	240,000	236,103 237,402 238,051	233,505 235,670 236,752
245	6 4 3	245,000	241,103 242,402 243,051	238,505 240,670 241,752
250	6 4 3	250,000	246,103 247,402 248,051	243,505 245,670 246,752
255	6 4	255,000	251,103 252,402	248,505 250,670
260	6 4	260,000	256,103 257,402	253,505 255,670
265	6 4	265,000	261,103 262,402	258,505 260,670
270	6 4	270,000	266,103 267,402	263,505 265,670
275	6 4	275,000	271,103 272,402	268,505 270,670
280	6 4	280,000	276,103 277,402	273,505 275,670

Fuente: Euetit, 2002, pág 1

Anexo 10 Diferentes casos de placas circulares



* Los cálculos para los casos 1 al 8, ambos inclusive, fueron efectuados por A. M. Wahl y G. Lobo, *Trans. ASME*, vol. 52, 1930. Se encuentran los datos suplementarios concernientes a las placas circulares simétricamente cargadas con o sin agujero en K. Beyer, *Die Statik im Stahlbetonbau*, 2.ª ed., pág. 52, Berlín, 1948.

Fuente: Timoshenko, 1975, pág.81

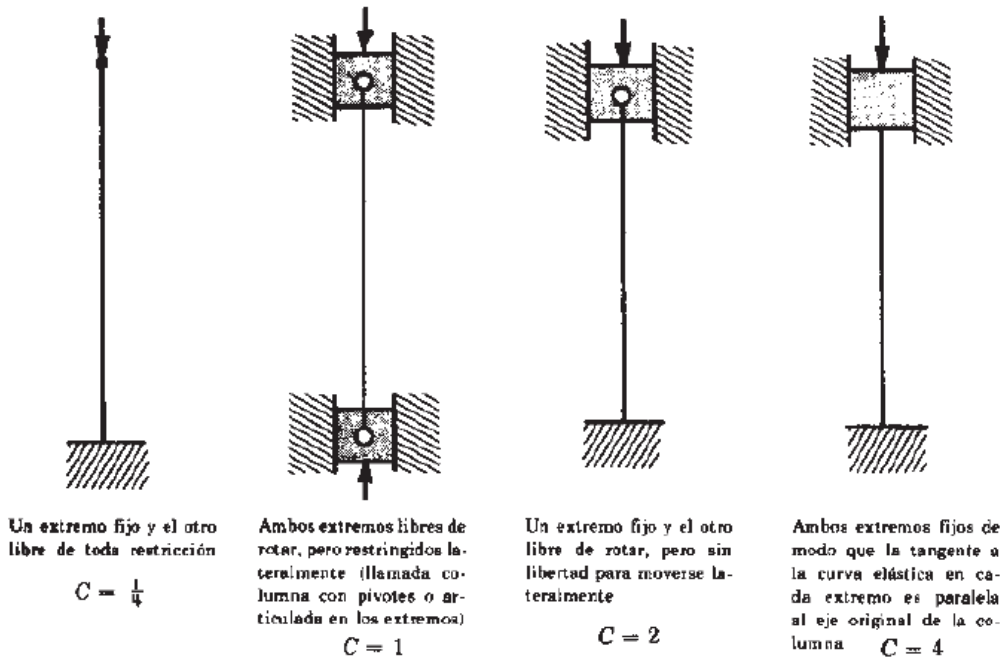
Anexo 11 Coeficiente k1 y k2 , teoría de placas

Coeficientes k y k_1 en las ecuaciones (75) y (76) para los diez casos indicados en la figura 36

$a/b =$	1,25		1,5		2		3		4		5	
Caso	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
1	1,10	0,341	1,26	0,519	1,48	0,672	1,88	0,734	2,17	0,724	2,34	0,704
2	0,66	0,202	1,19	0,491	2,04	0,902	3,34	1,220	4,30	1,300	5,10	1,310
3	0,135	0,00231	0,410	0,0183	1,04	0,0938	2,15	0,293	2,99	0,448	3,69	0,564
4	0,122	0,00343	0,336	0,0313	0,74	0,1250	1,21	0,291	1,45	0,417	1,59	0,492
5	0,090	0,00077	0,273	0,0062	0,71	0,0329	1,54	0,110	2,23	0,179	2,80	0,234
6	0,115	0,00129	0,220	0,0064	0,405	0,0237	0,703	0,062	0,933	0,092	1,13	0,114
7	0,592	0,184	0,976	0,414	1,440	0,664	1,880	0,824	2,08	0,830	2,19	0,813
8	0,227	0,00510	0,428	0,0249	0,753	0,0877	1,205	0,209	1,514	0,293	1,745	0,350
9	0,194	0,00504	0,320	0,0242	0,454	0,0810	0,673	0,172	1,021	0,217	1,305	0,238
10	0,105	0,00199	0,259	0,0139	0,480	0,0575	0,657	0,130	0,710	0,162	0,730	0,175

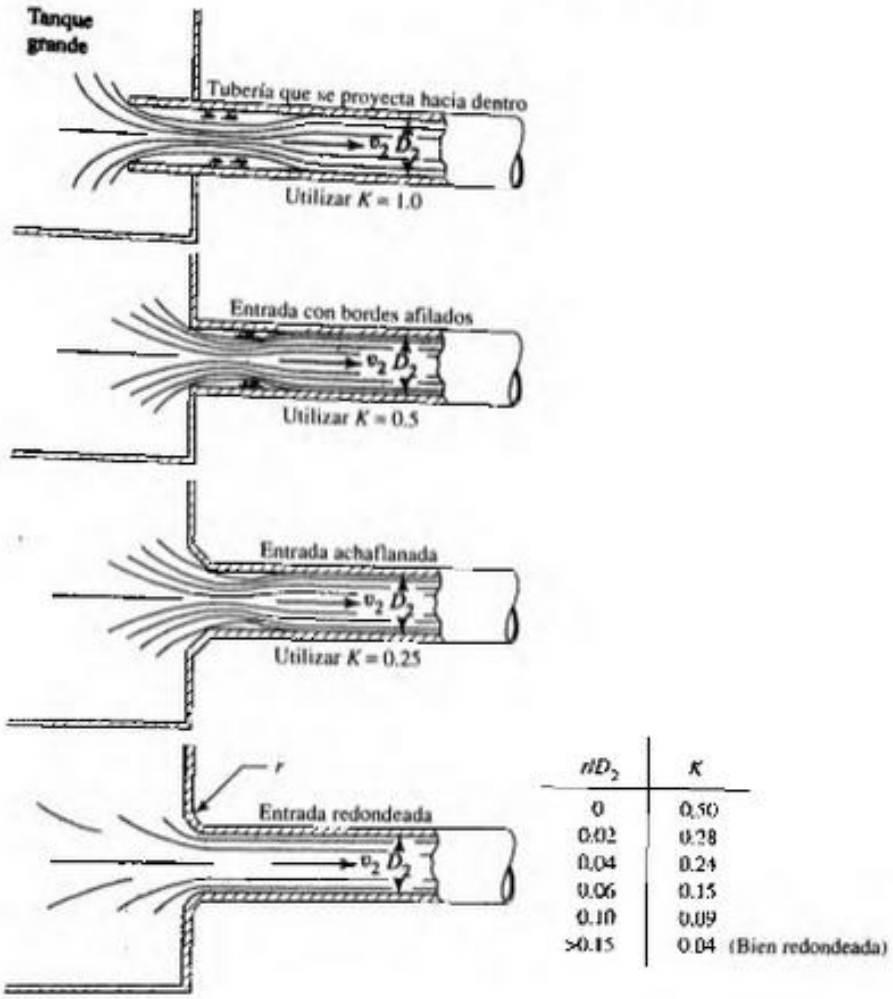
Fuente: Timoshenko S, 1975, pág.82

Anexo 12 Condiciones de extremo



Fuente: Schaum, 1971, pág.46

Anexo 13 Coeficiente de resistencia de entradas



r/D_2	K
0	0.50
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
>0.15	0.04 (Bien redondeada)

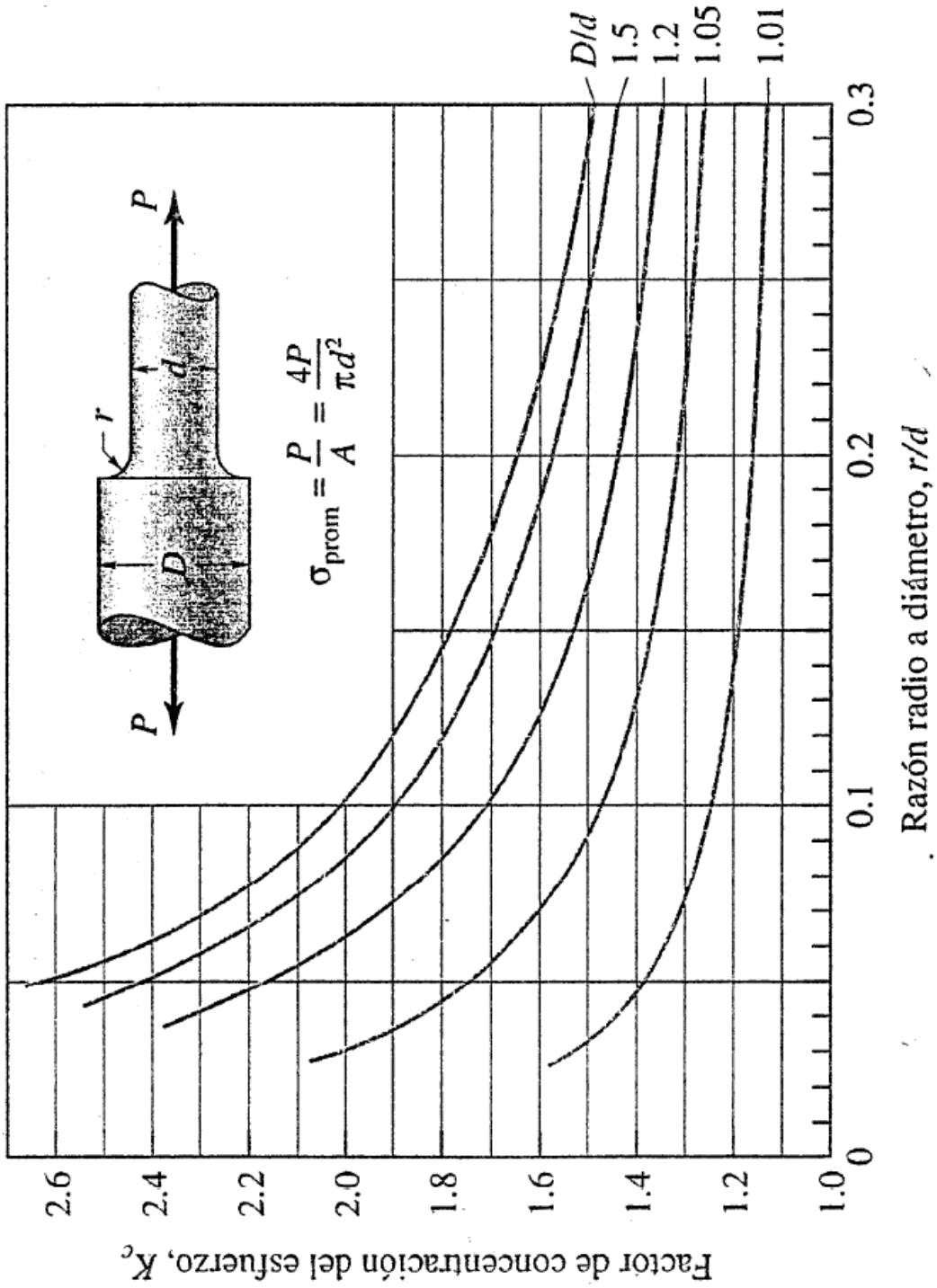
Fuente: Mott , 2006, pág.293

Anexo 14 Factor de fricción para tubería de acero comercial

Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T	Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T
½	0.027	3½, 4	0.017
¾	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
1¼	0.022	8–10	0.014
1½	0.021	12–16	0.013
2	0.019	18–24	0.012
2½, 3	0.018		

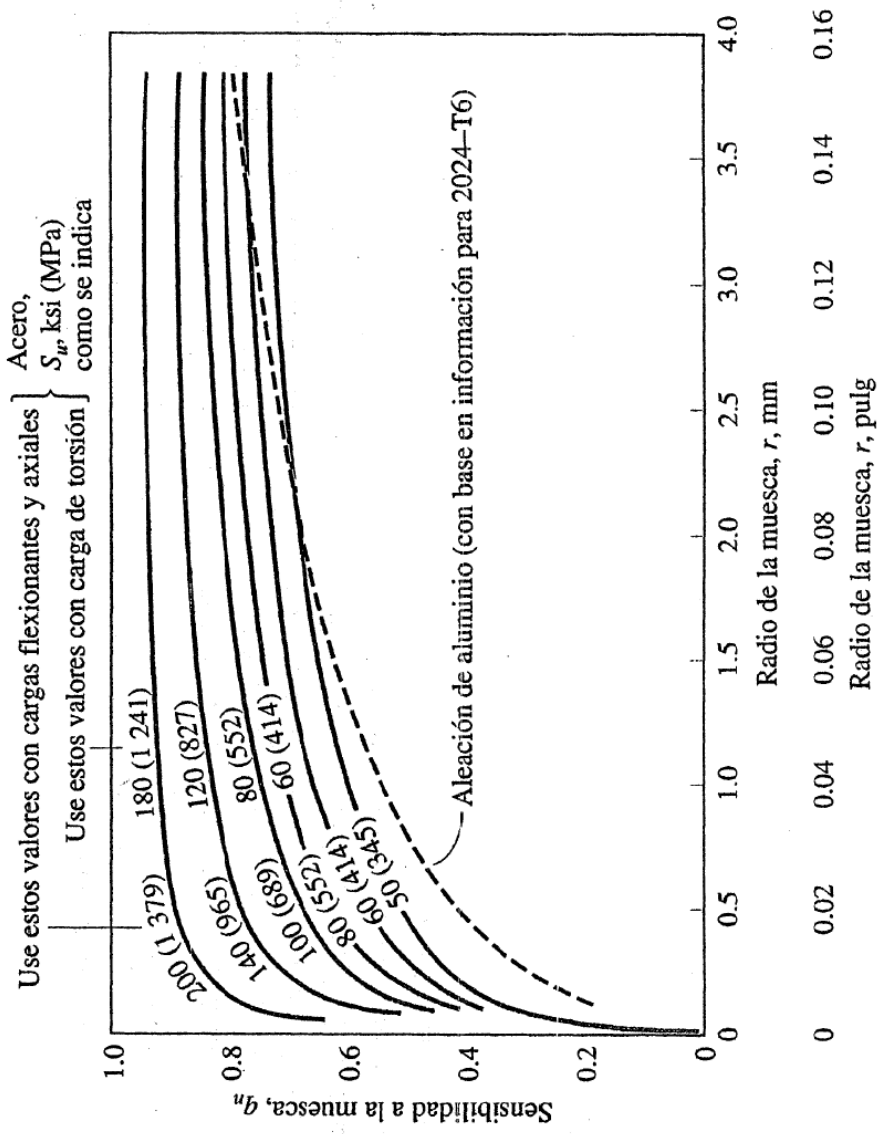
Fuente: Mott, 2006, pág.297

Anexo 15 Factor de concentración de esfuerzos, barra redonda con filete



Fuente: Hamrock , 2000, pág.225

Anexo 16 Sensibilidad a la muesca como una función del radio de la muesca



Fuente: Hamrock, 2000, pág.272

Anexo 17 a) Factor de material; b) Factor de confiabilidad ;

c) Factor de tamaño

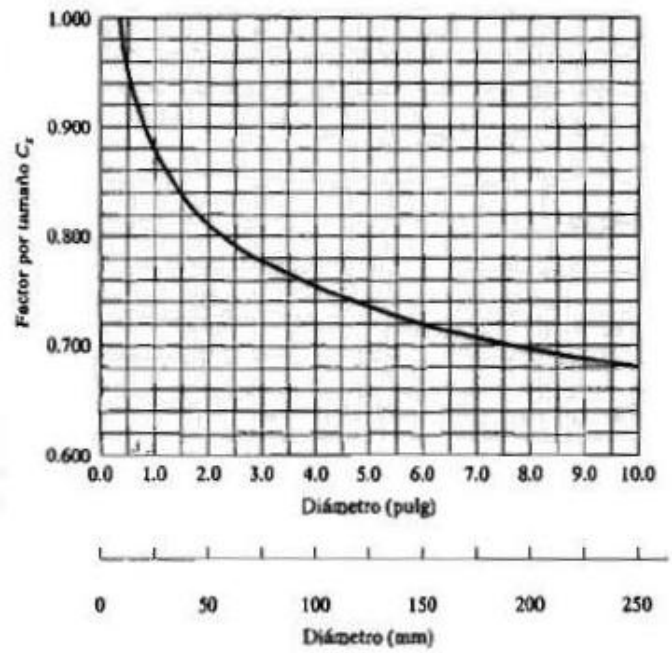
Acero forjado:	$C_m = 1.00$	Hierro colado maleable:	$C_m = 0.80$
Acero colado:	$C_m = 0.80$	Hierro colado gris:	$C_m = 0.70$
Acero pulverizado:	$C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil:	$C_m = 0.66$

a)

Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada	C_R
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

b)



Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859\text{-}0.02125D$

Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859\text{-}0.000837D$

c)

Fuente: Mott, 2006, pág.176

Anexo 18 Dimensiones de roscas de tornillos métricos

Dimensiones de roscas de tornillos métricas

Diámetro mayor básico, *D* (mm)	Roscas gruesas		Roscas finas	
	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm^2)	Paso (mm)	Área en esfuerzo de tensión (mm^2)
1	0.25	0.460		
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1121		
48	5	1473		

Fuente: Mott, 2006,Apendice 4

Anexo 19 Eficiencia de las juntas

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es: a. Radiografiada totalmente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1 	Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.	1.00	0.85	0.70
2  En juntas circunferenciales únicamente	Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar	0.90	0.80	0.65
3 	Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo	–	–	0.60
4 	Junta a traslape de doble filete completo	–	–	0.55
5 	Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	–	–	0.50
6 	Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón	–	–	0.45

Fuente: Megyesy, 1992, pág.142

Anexo 20 Valor de esfuerzos de materiales

Table S-2—Allowable Stresses for Tank Shells

Type	Min. Yield MPa (psi)	Min. Tensile MPa (psi)	Allowable Stress [in MPa (psi)] for Design Temperature Not Exceeding (S_d)					
			40°C (100°F)	90°C (200°F)	150°C (300°F)	200°C (400°F)	260°C (500°F)	S_t Ambient
304	205 (30,000)	515 (75,000)	155 (22,500)	155 (22,500)	140 (20,300)	128 (18,600)	121 (17,500)	186 (27,000)
304L	170 (25,000)	485 (70,000)	145 (21,000)	132 (19,200)	119 (17,200)	109 (15,800)	101 (14,700)	155 (22,500)
316	205 (30,000)	515 (75,000)	155 (22,500)	155 (22,500)	145 (21,000)	133 (19,300)	123 (17,900)	186 (27,000)
316L	170 (25,000)	485 (70,000)	145 (21,000)	131 (19,000)	117 (17,000)	107 (15,500)	99 (14,300)	155 (22,500)
317	205 (30,000)	515 (75,000)	155 (22,500)	155 (22,500)	145 (21,000)	133 (19,300)	123 (17,900)	186 (27,000)
317L	205 (30,000)	515 (75,000)	155 (22,500)	155 (22,500)	145 (21,000)	133 (19,300)	123 (17,900)	186 (27,000)

Notes:
1. S_d may be interpolated between temperatures.
2. The design stress shall be the lesser of 0.3 of the minimum tensile strength or 0.9 of the minimum yield strength. The factor of 0.9 of yield corresponds to a permanent strain of 0.10%. When a lower level of permanent strain is desired, the purchaser shall specify a reduced yield factor in accordance with Table Y-2 of ASME Section II, Part D. The yield values at the different design temperatures can be obtained from Table S-5.
3. For dual certified materials (e.g., ASTM A 182M/A 182 Type 304L/304), use the allowable stress of the grade specified by the purchaser.

Fuente : Norma API Standar 650, 2001, S-5

Anexo 21 Constantes A y m para fabricar resortes

Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes

Fuente: De *Design Handbook*, 1987, p. 19. Cortesía de Associated Spring.

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi · pulg^m	Diámetro, mm	A, MPa · mm^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio‖	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302#	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente: Shigley, 2008, pág.507

Anexo 22 Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{ut}, tensión	torsión	Diámetro d, pulg	E Mpsi	E GPa	G Mpsi	G GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	45-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3

Fuente: Shigley, 2008, pág.508

Anexo 23 Esfuerzos de torsión máximo permisible Ssy en función de Sut

Material	Porcentaje máximo de la resistencia a la tensión	
	Antes de la remoción de la deformación (incluye K_W o K_B)	Después de la remoción de la deformación (incluye K_s)
Alambre de piano y acero al carbono estirado en frío	45	60-70
Acero al carbono templado y revenido y acero de baja aleación	50	65-75
Aceros inoxidables austeníticos	35	55-65
Aleaciones no ferrosas	35	55-65

Fuente: Shigley, 2008, pág.508

Anexo 24 Equivalentes decimales de calibres de alambre y láminas de metal

Nombre del calibre:	American o Brown & Sharpe	Birmingham o Stubs Iron Wire	Norma de Estados Unidos[1]	Norma de fabricantes	Alambre de acero o Washburn & Moen	Alambre de piano	Stubs Steel Wire	Broca común
Uso principal:	Lámina alambre y varilla no ferrosos	Tubos, tira y alambre plano ferrosos, y acero para resortes	Lámina y placa ferrosas, 480 lbf/ft³	Lámina de acero	Alambre ferroso, excepto para alambre de piano	Alambre de piano	Barrena de acero	Brocas comunes y acero para brocas
18	0.040 30	0.049	0.05	0.047 8	0.047 5	0.041	0.168	0.169 5
19	0.035 89	0.042	0.043 75	0.041 8	0.041 0	0.043	0.164	0.166 0
20	0.031 96	0.035	0.037 5	0.035 9	0.034 8	0.045	0.161	0.161 0
21	0.028 46	0.032	0.034 375	0.032 9	0.031 7	0.047	0.157	0.159 0
22	0.025 35	0.028	0.031 25	0.029 9	0.028 6	0.049	0.155	0.157 0
23	0.022 57	0.025	0.028 125	0.026 9	0.025 8	0.051	0.153	0.154 0
24	0.020 10	0.022	0.025	0.023 9	0.023 0	0.055	0.151	0.152 0
25	0.017 90	0.020	0.021 875	0.020 9	0.020 4	0.059	0.148	0.149 5
26	0.015 94	0.018	0.018 75	0.017 9	0.018 1	0.063	0.146	0.147 0
27	0.014 20	0.016	0.017 187 5	0.016 4	0.017 3	0.067	0.143	0.144 0
28	0.012 64	0.014	0.015 625	0.014 9	0.016 2	0.071	0.139	0.140 5
29	0.011 26	0.013	0.014 062 5	0.013 5	0.015 0	0.075	0.134	0.136 0
30	0.010 03	0.012	0.012 5	0.012 0	0.014 0	0.080	0.127	0.128 5
31	0.008 928	0.010	0.010 937 5	0.010 5	0.013 2	0.085	0.120	0.120 0
32	0.007 950	0.009	0.010 156 25	0.009 7	0.012 8	0.090	0.115	0.116 0
33	0.007 080	0.008	0.009 375	0.009 0	0.011 8	0.095	0.112	0.113 0
34	0.006 305	0.007	0.008 593 75	0.008 2	0.010 4		0.110	0.111 0
35	0.005 615	0.005	0.007 812 5	0.007 5	0.009 5		0.108	0.110 0
36	0.005 000	0.004	0.007 031 25	0.006 7	0.009 0		0.106	0.106 5
37	0.004 453		0.006 640 625	0.006 4	0.008 5		0.103	0.104 0
38	0.003 965		0.006 25	0.006 0	0.008 0		0.101	0.101 5
39	0.003 531				0.007 5		0.099	0.099 5
40	0.003 145				0.007 0		0.097	0.098 0

Fuente: Shigley, 2008, pág.1032

Anexo 25 Equivalentes decimales de calibres de alambre y láminas de metal

Americano o Brown & Sharpe	Birmingham o Stubs Iron Wire	Norma de Estados Unidos[1]	Norma de fabricantes	Alambre de acero o Washburn & Moen	Alambre de piano	Stu Ste Wi
Lámina, alambre y varilla no ferrosos	Tubos, tira y alambre plano ferrosos y acero para resortes	Lámina y placa ferrosas, 480 lbf/ft³	Lámina de acero	Alambre ferroso excepto para alambre de piano	Alambre de piano	Barr de ace
		0.500		0.490		
0.580 0		0.468 75		0.461 5	0.004	
0.516 5		0.437 5		0.430 5	0.005	
0.460 0	0.454	0.406 25		0.393 8	0.006	
0.409 6	0.425	0.375		0.362 5	0.007	
0.364 8	0.380	0.343 75		0.331 0	0.008	
0.324 9	0.340	0.312 5		0.306 5	0.009	
0.289 3	0.300	0.281 25		0.283 0	0.010	0.22
0.257 6	0.284	0.265 625		0.262 5	0.011	0.21
0.229 4	0.259	0.25	0.239 1	0.243 7	0.012	0.21
0.204 3	0.238	0.234 375	0.224 2	0.225 3	0.013	0.20
0.181 9	0.220	0.218 75	0.209 2	0.207 0	0.014	0.20
0.162 0	0.203	0.203 125	0.194 3	0.192 0	0.016	0.20
0.144 3	0.180	0.187 5	0.179 3	0.177 0	0.018	0.19
0.128 5	0.165	0.171 875	0.164 4	0.162 0	0.020	0.19
0.114 4	0.148	0.156 25	0.149 5	0.148 3	0.022	0.19
0.101 9	0.134	0.140 625	0.134 5	0.135 0	0.024	0.19
0.090 74	0.120	0.125	0.119 6	0.120 5	0.026	0.18
0.080 81	0.109	0.109 357	0.104 6	0.105 5	0.029	0.18
0.071 96	0.095	0.093 75	0.089 7	0.091 5	0.031	0.18
0.064 08	0.083	0.078 125	0.074 7	0.080 0	0.033	0.18
0.057 07	0.072	0.070 312 5	0.067 3	0.072 0	0.035	0.17
0.050 82	0.065	0.062 5	0.059 8	0.062 5	0.037	0.17
0.045 26	0.058	0.056 25	0.053 8	0.054 0	0.039	0.17

Fuente: Shigley, 2008, pág.1031

Anexo 26 Hoja de datos de cilindro

Cilindros normalizados
DNC-40-80-PPV-A

Número de artículo: 163340

FESTO

según ISO 15552, con tubo de cilindro perfilado, para detección sin co
ntacto, con amortiguación de final de carrera regulable en ambos lados.

Hoja de datos

Característica	Propiedades
Carrera	80 mm
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M12x1,25
Amortiguación	PPV: amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perfilado
Detección de la posición	para sensores de proximidad
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 ... 12 bar
Modo de funcionamiento	de doble efecto
Fluido	Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Indicación sobre los fluidos de funcionamiento y de mando	Opción de funcionamiento con lubricación (necesaria en otro modo de f ncionamiento)
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 ... 80 °C
Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,2 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	633 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	754 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	307 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	45 g
Peso básico con carrera de 0 mm	800 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	16 g
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/4
Indicación sobre el material	Conforme con RoHS
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PU)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilndro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

Fuente: Festo DNC, 2014, pág.9-15

Anexo 27 Consumo de aire en cilindros de doble efecto

Consumo en litros a 6 bar por mm de carrera del cilindro

Diám. mm	Vás. mm	a mas	a menos	ciclo
10	4	0.00054	0.00046	0.00100
12	6	0.00079	0.00065	0.00144
16	6	0.00141	0.00121	0.00262
20	8	0.00220	0.00185	0.00405
25	10	0.00344	0.00289	0.00633
32	12	0.00563	0.00484	0.01047
40	16	0.00880	0.00739	0.01619
50	20	0.01374	0.01155	0.02529
63	20	0.02182	0.01962	0.04144
80	25	0.03519	0.03175	0.06694
100	25	0.05498	0.05154	0.10652
125	32	0.0859	0.08027	0.16617
160	40	0.14074	0.13195	0.27269
200	40	0.21991	0.21112	0.43103
250	50	0.34361	0.32987	0.67348

Fuente: Renedo, 2013, pág.54

Anexo 28 Hoja de datos de cilindros DNC con Fuerzas y energía de impacto

Cilindros normalizados DNC, ISO 15552

FESTO

Hoja de datos

Condiciones de funcionamiento y del entorno								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Fluido de trabajo		Aire comprimido según ISO 8573-1:2010 [7:4:4]						
Nota sobre el fluido de trabajo/mando		Es posible el funcionamiento con aire comprimido lubricado (lo cual requiere seguir utilizando aire lubricado)						
Presión de funcionamiento [bar]		0,6 ... 12						0,6 ... 10
Presión de funcionamiento [bar]	R8	1,5 ... 12						1,5 ... 10
	S11	Después de 10 carreras						
		0,16 ... 12		0,1 ... 12		0,06 ... 12		0,06 ... 10
		Después de 24 horas						
		0,3 ... 12		0,2 ... 12		0,1 ... 12		0,1 ... 10
	TT	1 ... 12						-
Temperatura ambiente[1] [°C]		-20 ... +80						
	S6	0 ... 120						
	TT	-40 ... +80						-
Clase de resistencia a la corrosión[2]		2						
	R3	3						
Certificación		Germanischer Lloyd						
ATEX		Tipos especiales ➔ www.festo.com						

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores
2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con substancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.
Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con substancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales.

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]								
Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100	125
Fuerza teórica con 6 bar en avance		483	754	1 178	1 870	3 016	4 712	7 363
	S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso		415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
	S2/S20	415	633	990	1 682	2 721	4 418	6 881
Energía máx. de impacto en las posiciones finales[1]		0,1	0,2	0,2	0,5	0,9	1,2	5

Fuente: FESTO DNC, 2014, pág.10

Anexo 29 Hoja de datos de Válvula Neumática Distribuidora

Válvulas neumáticas Midi

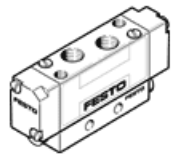
Seleccionar características | **Lista de productos** | Mis favoritos

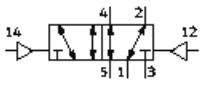
J-5/2-1/8-B

Número de ar	Referencia 1	Función de las válv	Caudal nominal norr	Conexión neumática
173171	J-5/2-1/8-B	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173173	J-5/2-1/8-P-B	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173172	J-5/2-5,0-B	5/2 biestable	700 l/min	Placa base
173034	JMEBH-5/2-1/8-B	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173040	JMEBH-5/2-1/8-B-110AC	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173082	JMEBH-5/2-1/8-B-230AC	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173036	JMEBH-5/2-1/8-P-B	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173054	JMEBH-5/2-1/8-P-B-110AC	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173096	JMEBH-5/2-1/8-P-B-230AC	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173039	JMEBH-5/2-1/8-P-S-B	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173055	JMEBH-5/2-1/8-P-S-B-110AC	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173097	JMEBH-5/2-1/8-P-S-B-230AC	5/2 biestable	650 l/min	Placa base
173037	JMEBH-5/2-1/8-S-B	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173041	JMEBH-5/2-1/8-S-B-110AC	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173083	JMEBH-5/2-1/8-S-B-230AC	5/2 biestable	650 l/min	G1/8
173035	JMEBH-5/2-5,0-B	5/2 biestable	700 l/min	Placa base
173068	JMEBH-5/2-5,0-B-110AC	5/2 biestable	700 l/min	Placa base
173110	JMEBH-5/2-5,0-B-230AC	5/2 biestable	700 l/min	Placa base
173038	JMEBH-5/2-5,0-S-B	5/2 biestable	700 l/min	Placa base
173069	JMEBH-5/2-5,0-S-B-110AC	5/2 biestable	700 l/min	Placa base

- Añadir a la cesta de compra
- CAD/EPLAN
- Accesorios
- Documentación
- Hoja de datos
- Visualizar el resumen
- Otros
- Save as

- Selección válida
- Fecha de entrega + precio
- # 173171





Fuente: Festo, 2012, pág.71

Anexo 30 Hoja de datos acoples

Acoplamientos para vástagos

Cuadro general de productos

FESTO

Acoplamientos para vástagos						
Rosca del vástago		Cabeza de rótula		Horquilla		
exterior	interior	SGS-...	CRSGS-...	SGA-...[1]	SG-...	CRSG-...
						
M4		■	-	-	■	-
M6		■	■	-	■	■
M8		■	■	-	■	■
M10		■	-	-	■	-
M10x1,25		■	■	■	■	■
M12		■	-	■	■	-
M12x1,25		■	■	■	■	■
M16		■	-	■	■	-
M16x1,5		■	■	■	■	■
M20x1,5		■	■	■	■	■
M27x2		■	■	■	■	■
M36x2		■	-	-	■	-
M42x2		■	-	-	■	-
M48x2		■	-	-	■	-
➔ Página/Internet		4	5	6	7	9

KK	Z [°]	≈C1	≈C2	ISO 12240-4 serie de dimensiones K	KBK[1]	Peso [g]	Nº de artículo	Tipo
M4	13	7	9	-	2	21	**9253**	**SGS-M4**
M6	13	10	11	■	2	29	**9254**	**SGS-M6**
M8	13	13	14	■	2	53	**9255**	**SGS-M8**
M10	13	17	17	■	2	88	**9256**	**SGS-M10**
M10x1,25				-	2	87	**9261**	**SGS-M10x1,25**
M12	13	19	19	■	2	131	**9257**	**SGS-M12**
M12x1,25				-	2	129	**9262**	**SGS-M12x1,25**
M16	15	24	22	■	2	263	**9258**	**SGS-M16**
M16x1,5				-	2	259	**9263**	**SGS-M16x1,5**
M20x1,5	15	30	30	■	2	464	**9264**	**SGS-M20x1,5**
M27x2	15	41	41	-	2	1333	**10774**	**SGS-M27x2**
M36x2	15	55	50	■	2	2084	**10775**	**SGS-M36x2**
M42x2	15	65	55	■	2	3132	**10776**	**SGS-M42x2**
M48x2	12	75	65	■	2	5498	**10777**	**SGS-M48x2**

Fuente: Festo Acoples, 2014, pág.3-4

Anexo 31 Válvulas reguladoras de flujo

Montaje en conducto GR

Lista de productos | Mis favoritos

GR-1/4

Número de	Referencia 1	Función de las v	Caudal nominal r	Conexión neumá	Elemento de ajus
3720	GR-1/2	Función de estrangulación y antirretorno	1620 l/min	G1/2	Tornillo moleteado
2101	GR-1/4	Función de estrangulación y antirretorno	370 l/min	G1/4	Tornillo moleteado
151215	GR-1/8-B	Función de estrangulación y antirretorno	220 l/min	G1/8	Tornillo moleteado
152612	GR-1/8X2-B	Función de estrangulación y antirretorno	185 l/min	G1/8	Tornillo moleteado
2103	GR-3/4	Función de estrangulación y antirretorno	3300 l/min	G3/4	Tornillo moleteado
6308	GR-3/8-B	Función de estrangulación y antirretorno	1010 l/min	G3/8	Tornillo moleteado
6509	GRA-1/4-B	Función de estrangulación y antirretorno	420 l/min	G1/4	Tornillo moleteado
15899	GR-M3	Función de estrangulación y antirretorno	29,5 l/min	M3	Tornillo moleteado
151213	GR-M5-B	Función de estrangulación y antirretorno	94 l/min	M5	Tornillo moleteado
152611	GR-M5X2-B	Función de estrangulación y antirretorno	83 l/min	M5	Tornillo moleteado
		Función de			Tornillo

Fuente: Festo, 2013, pág.85

Anexo 32 Catálogo Unidad de mantenimiento

Unidades de mantenimiento combinadas con lubricador

Seleccionar características | **Lista de productos** | Mis favoritos

FRC-1/8-D-MINI-KA

Número de	Referencia 1	Conexión neumá	Caudal nominal r	Margen de regul	Grado de filtrack
185791	FRC-1/8-D-MINI-KA	G1/8	650 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185792	FRC-1/8-D-MINI-KA-A	G1/8	650 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185803	FRC-1/8-D-MINI-KB	G1/8	650 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185804	FRC-1/8-D-MINI-KB-A	G1/8	650 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185815	FRC-1/8-D-MINI-KC	G1/8	640 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185816	FRC-1/8-D-MINI-KC-A	G1/8	640 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185827	FRC-1/8-D-MINI-KE	G1/8	550 l/min	2,5 ... 12 bar	40 µm
185828	FRC-1/8-D-MINI-KE-A	G1/8	550 l/min	2,5 ... 12 bar	40 µm
185839	FRC-1/8-D-MINI-KF	G1/8	530 l/min	2,5 ... 12 bar	40 µm
185840	FRC-1/8-D-MINI-KF-A	G1/8	530 l/min	2,5 ... 12 bar	40 µm
185793	FRC-1/4-D-MINI-KA	G1/4	980 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185794	FRC-1/4-D-MINI-KA-A	G1/4	980 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185805	FRC-1/4-D-MINI-KB	G1/4	980 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185806	FRC-1/4-D-MINI-KB-A	G1/4	980 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185817	FRC-1/4-D-MINI-KC	G1/4	870 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm
185818	FRC-1/4-D-MINI-KC-A	G1/4	870 l/min	0,5 ... 12 bar	40 µm

Añadir a la cesta de compra
CAD/EPLAN
Accesorios
Documentación
Hoja de datos
Visualizar el resumen
Otros
Save as

Selección válida
Fecha de entrega + precio
185791

Fuente: Festo, 2015, pág.114

Anexo 33 Válvulas lógicas ZK; Válvulas lógicas OS

Elementos lógicos ZK

Lista de productos | Mis favoritos

ZK-1/8-B

Número de	Referencia 1	Función de las v	Conexión neumé	Caudal nominal	Presión de funci
7425	VK-R-M5				
7422	VLO-R-M5				
6680	ZK-1/8-B	Función Y	G1/8	550 l/min	1 ... 10 bar
7421	ZK-2-R-M5	Función Y	PK-4		0,001 ... 6 bar
6685	ZK-PK-3	Función Y	PK-3	120 l/min	1,6 ... 8 bar
4204	ZK-PK-3-6/3	Función Y	PK-3	100 l/min	1,6 ... 8 bar

Añadir a la cesta de compra
CAD/EPLAN
Accesorios
Documentación
Hoja de datos
Visualizar el resumen

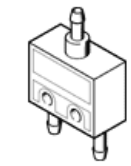
Elementos lógicos OS

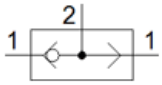
Lista de productos | Mis favoritos

OS-PK-3

Número c	Referencia 1	Función de la	Conexión neu	Caudal nomin	Presión de fu	Tipo de fijació
3427	OS-1/2	Función O	G1/2	5000 l/min	1 ... 10 bar	con taladro pasante
6682	OS-1/4-B	Función O	G1/4	1170 l/min	1 ... 10 bar	con taladro pasante
6681	OS-1/8-B	Función O	G1/8	500 l/min	1 ... 10 bar	con taladro pasante
7423	OS-2-R-M5	Función O	PK-4		0,001 ... 6 bar	con taladro pasante
6684	OS-PK-3	Función O	PK-3	120 l/min	1,6 ... 8 bar	con taladro pasante
4232	OS-PK-3-6/3	Función O	PK-3	100 l/min	1,6 ... 8 bar	Montaje en panel frontal

Añadir a la cesta de compra
CAD/EPLAN
Accesorios
Documentación
Hoja de datos
Visualizar el resumen
Otros
Save as
Selección válida
Fecha de entrega + precio

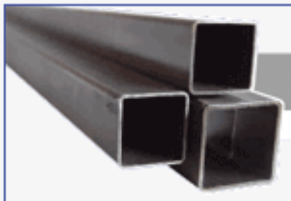




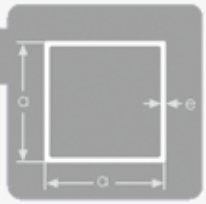
Fuente: Festo, 2013, pág.83

Anexo 34 Propiedades tubería cuadrada

Perfiles Cerrados



Perfiles Cuadrados



Designación y Dimensiones			Área	Eje X-X e Y-Y		
a x b [mm]	Peso [kg/tira)]	e [mm]	A [cm2]	I [cm4]	W [cm3]	r [cm]
15x15	2,52	1	0,53	0,17	0,23	0,56
-	3,54	1,5	0,75	0,22	0,29	0,54
20x20	3,48	1	0,73	0,43	0,43	0,77
-	4,98	1,5	1,05	0,58	0,58	0,74
-	6,3	2	1,34	0,69	0,69	0,72
25x25	4,38	1,0	0,93	0,88	0,71	0,97
-	6,36	1,5	1,35	1,22	0,97	0,95
-	8,16	2	1,74	1,48	1,19	0,92
30x30	7,8	1,5	1,65	2,19	1,46	1,15
-	10,08	2	2,14	2,72	1,81	1,13
40x40	10,62	1,5	2,25	5,48	2,74	1,56
-	13,86	2	2,94	6,93	3,46	1,54
-	19,8	3	4,21	9,28	4,64	1,48
50x50	13,44	1,5	2,85	11,06	4,42	1,97
-	17,58	2	3,74	14,13	5,65	1,94
-	25,5	3	5,41	19,41	7,76	1,89

Fuente: Indama, 2015, pág.1

Anexo 35 Proforma elementos neumáticos

AINSA S.A.
AUTOMATIZACION INDUSTRIAL

SULLAIR

Guayaquil, 04-feb-2015
PROFORMA: **8887** VENDEDOR: 004

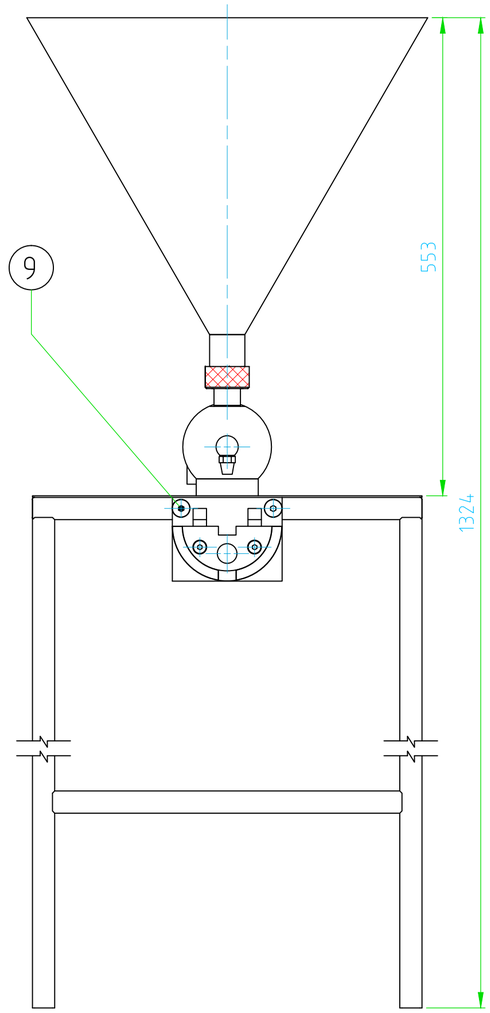
Señores:
CONSUMIDOR FINAL

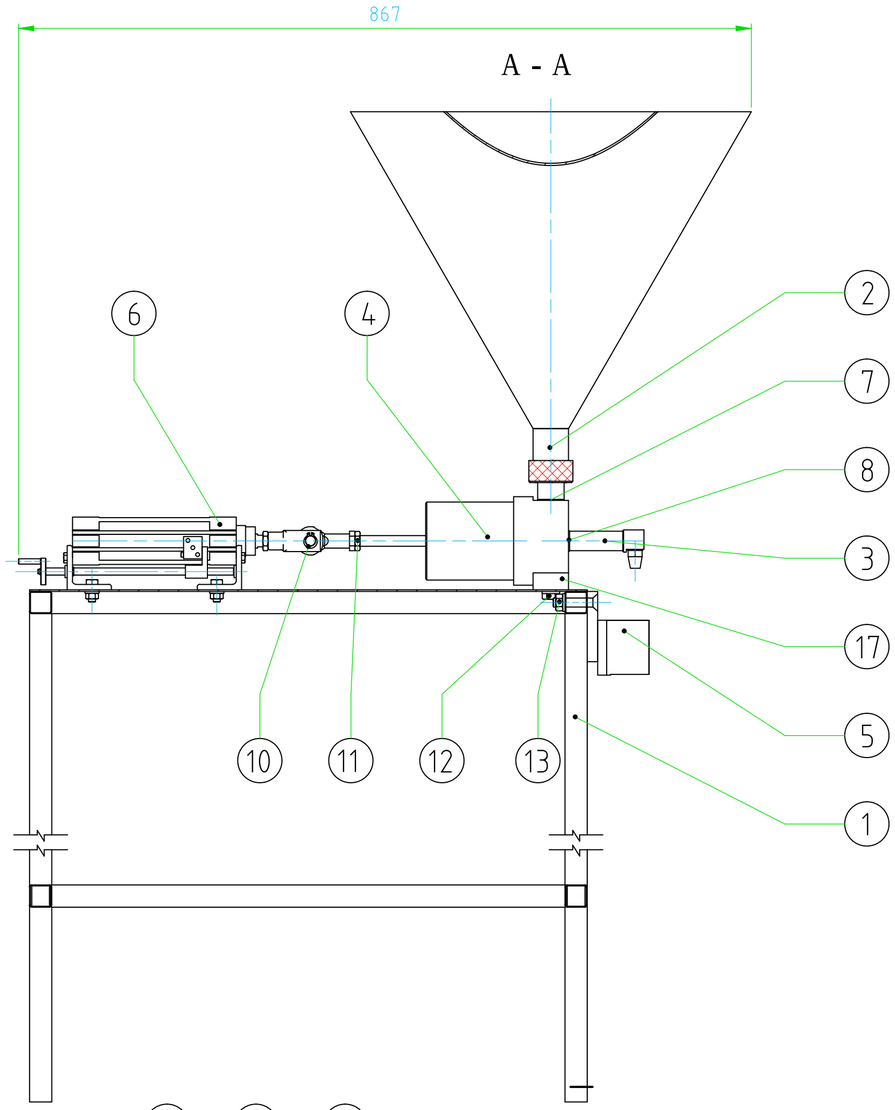
ATENCION: **ING. JUAN CALERO**
TELEFONO:
FAX:

Estimados Señor(es):
Tenemos el agrado de dirigirnos a Ud(s). para cotizar los siguientes equipos y/o elementos en DOLARES AMERICANOS.

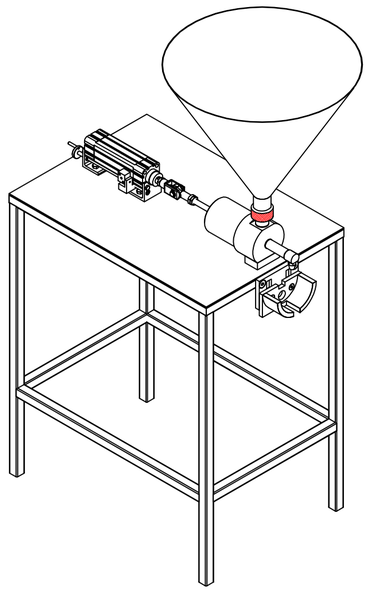
Item	Código	Descripción	Cant	V/Unit	V/Total
1	1383.40.75.01	Pneumax cilindro 2e 2a diam 40 x 75mm carr / eco	1	112.8100	112.81
2	JSC6-02	Regulador de velocidad tipo banjo inst 6mm x 1/4"	2	8.2400	16.48
3	421A-AOH-RA	Mac usa valvula 5/2 1/8" mando neumatico biestable serie 400	1	128.9000	128.90
4	6.04.14	Pneumax valvula logica "or" 1/4" selector de circuito	1	53.5000	53.50
5	1116A-037	Mac usa valvula 3/2 1/8" m/muls mont sobre panel serie 1100	1	57.7100	57.71
6	228.32.27	Pneumax valvula 3/2 1/8" mando selector lateral biestable	2	122.9300	245.86
7	718.32.2.1/2	Pneumax valvula 3/2 1/8" mando rodillo metalico	2	64.7900	129.58
8	JPC6-01	Conector recto inst 6mm x 1/8"	4	1.3700	5.48
9	JPC6-02	Conector recto inst 6mm x 1/4"	3	1.2900	3.87
10	JPL6-01	Conector codo inst 6mm x 1/8"	10	1.6800	16.80
11	PZA-6	Conector cruz inst igual 6mm	1	4.7900	4.79
12	PWT6-01	Conector y inst 6mm x 1/8"	1	3.6000	3.60
13	SPY6	Conector y inst 6mm igual	1	3.5300	3.53
14	PU-0640	Tubo de poliuretano 6mm d ext	10	0.7800	7.80
				SUBTOTAL:	790.71

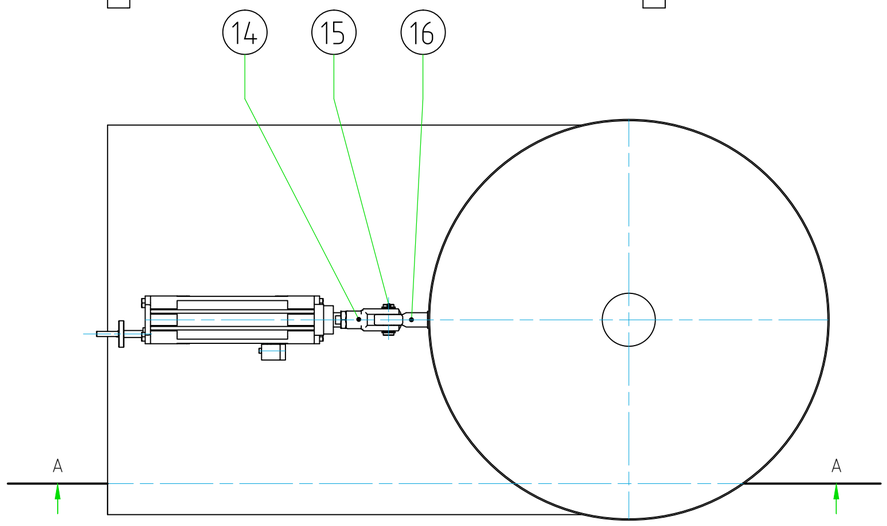
Anexo 36 Planos





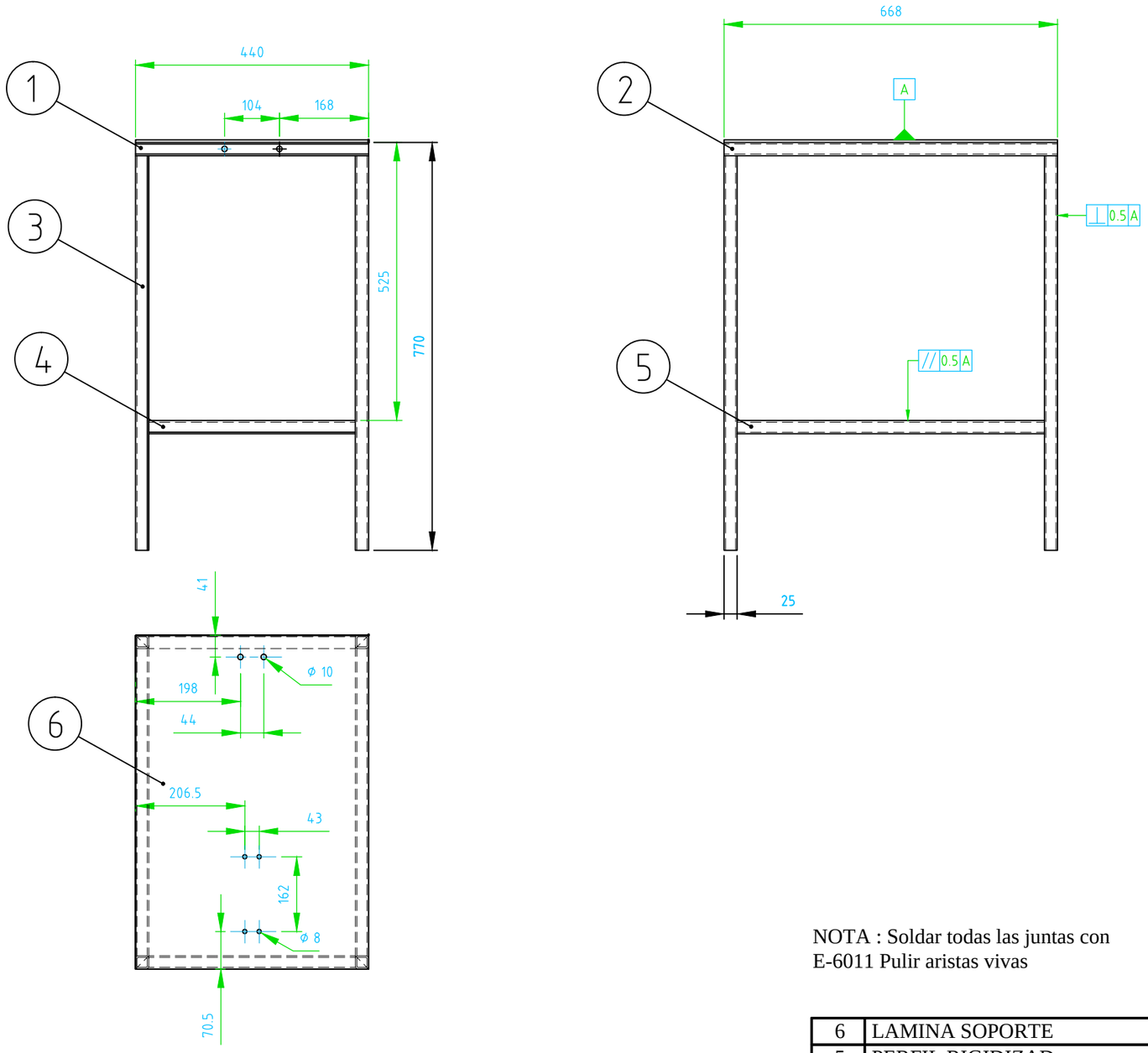
Isométrico (1 : 10)





Nº	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERVAC.
17	SEPARADOR	1	25 x 41 x 71	1018	AISI	PINT.ANT
16	HORQUILLA TIPO I	1	M 12 x 1.25			
15	PASADOR CILINDRICO	1	ø 16 x 36	1018	AISI	PINT.ANT
14	HORQUILLA TIPO Y	1	M 16 x 1.5			
13	TUERCA, ARANDELA	2	M 10	ACERO	DIN 934	GR. 10.9
12	PERNO CABEZA HEXAG.	2	M 10 x 35	ACERO	DIN 933	GR. 10.9
11	CONTRATUERCA	2	M 12 x 1.25	ACERO	DIN 439	GR. 10.9
10	ANILLO DE SEG. EXTERNA	2	ø 16	ACERO	DIN 471	GR. 10.9
9	PERNO AVELLANADO ALL.	2	M 10 x 50	ACERO	DIN 7991	GR. 10.9
8	ARANDELA DE ALUMINIO	1	M 22 x 1.25	Al	DIN 9021	
7	ARANDELA DE ALUMINIO	1	M 18 x1.25	Al	DIN 9021	
6	REGULADOR DE VOLUMEN	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 6
5	SOPORTE DE MANOMETRO	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 5
4	CUERPO DOSIFICADOR	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 4
3	MECANISMO DE SALIDA	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 3
2	MECANISMO DE SUCCION	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 2
1	MESA SOPORTE	1	N/A	VARIOS		SUB.CONJ 1

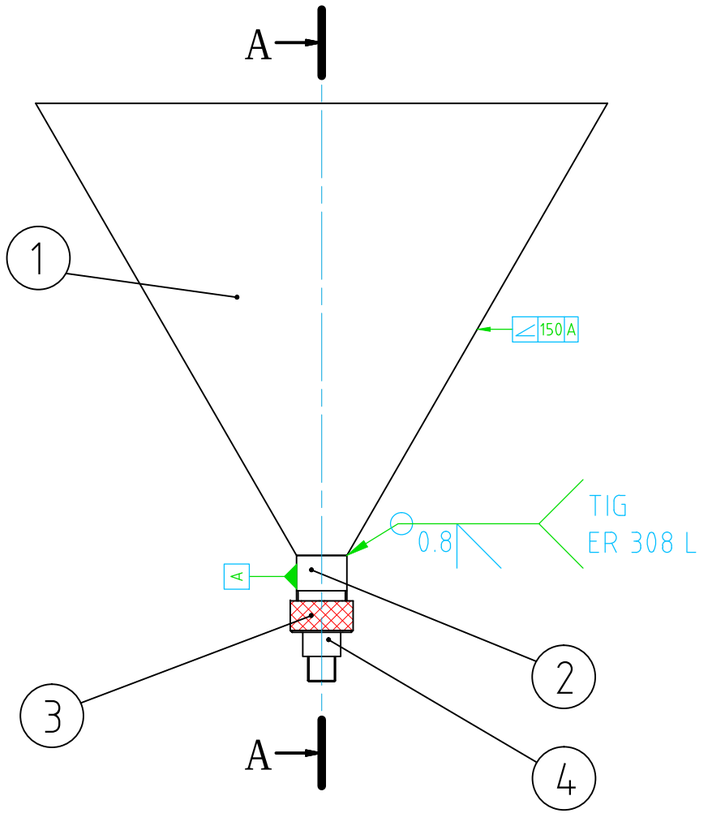
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.*** Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB. Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV. Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***	***TOL.GRAL***
PLANO GENERAL DOSIFICADORA	1 : 5	10.110456-110847.001	+- 0.5

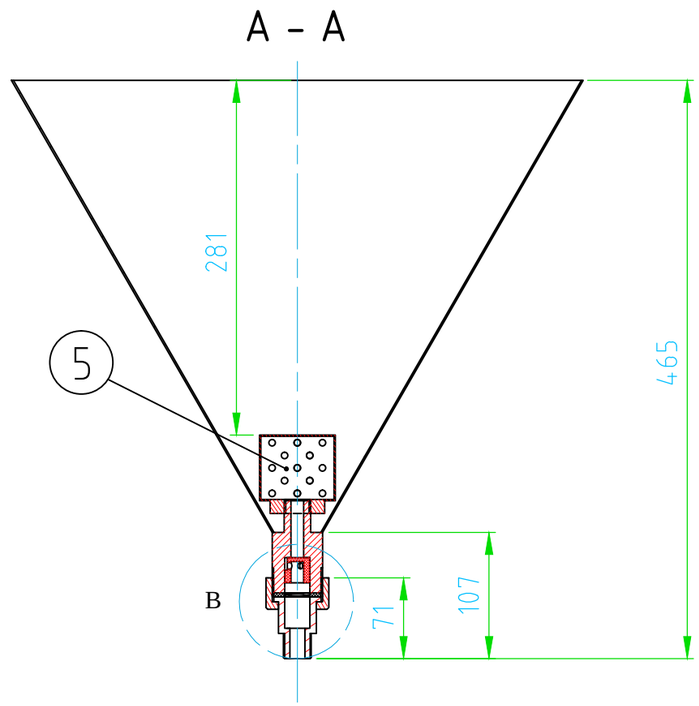


NOTA : Soldar todas las juntas con
E-6011 Pulir aristas vivas

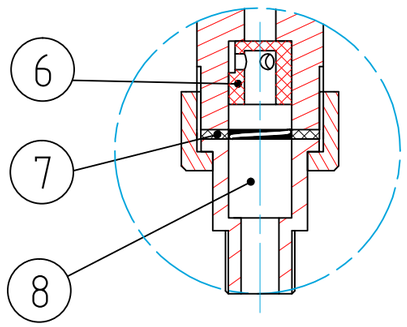
Nº	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV
6	LAMINA SOPORTE	1	2x440x630	A-36	ASTM	PINT.ANT
5	PERFIL RIGIDIZAD	2	1x25x25x1170	A-36	ASTM	PINT.ANT
4	PERFIL RIGIDIZAD CORTO	2	1x25x25x790	A-36	ASTM	PINT.ANT
3	COLUMNA	4	1x25x25x2980	A-36	ASTM	PINT.ANT
2	PERFIL LARGO	2	1x25x25x1260	A-36	ASTM	PINT.ANT
1	PERFIL CORTO	2	1x25x25x880	A-36	ASTM	PINT.ANT

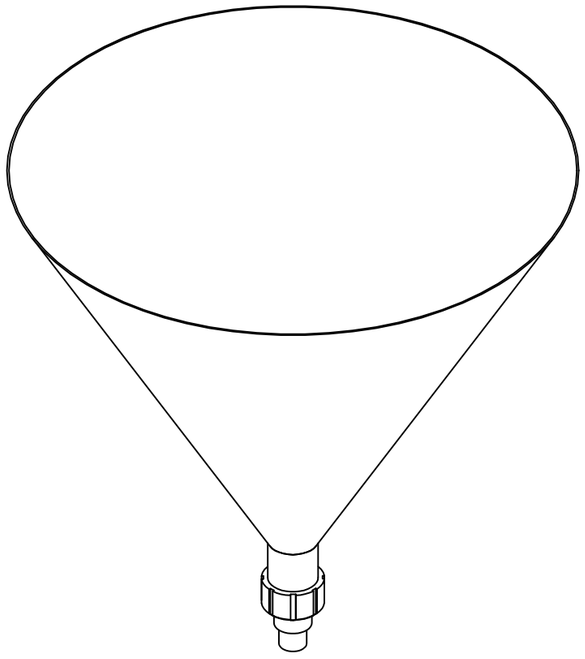
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.*** Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB. Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV. Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: MESA SOPORTE	***ESCALA:*** 1 : 10	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.001	***TOL.GRAL*** +- 0.5





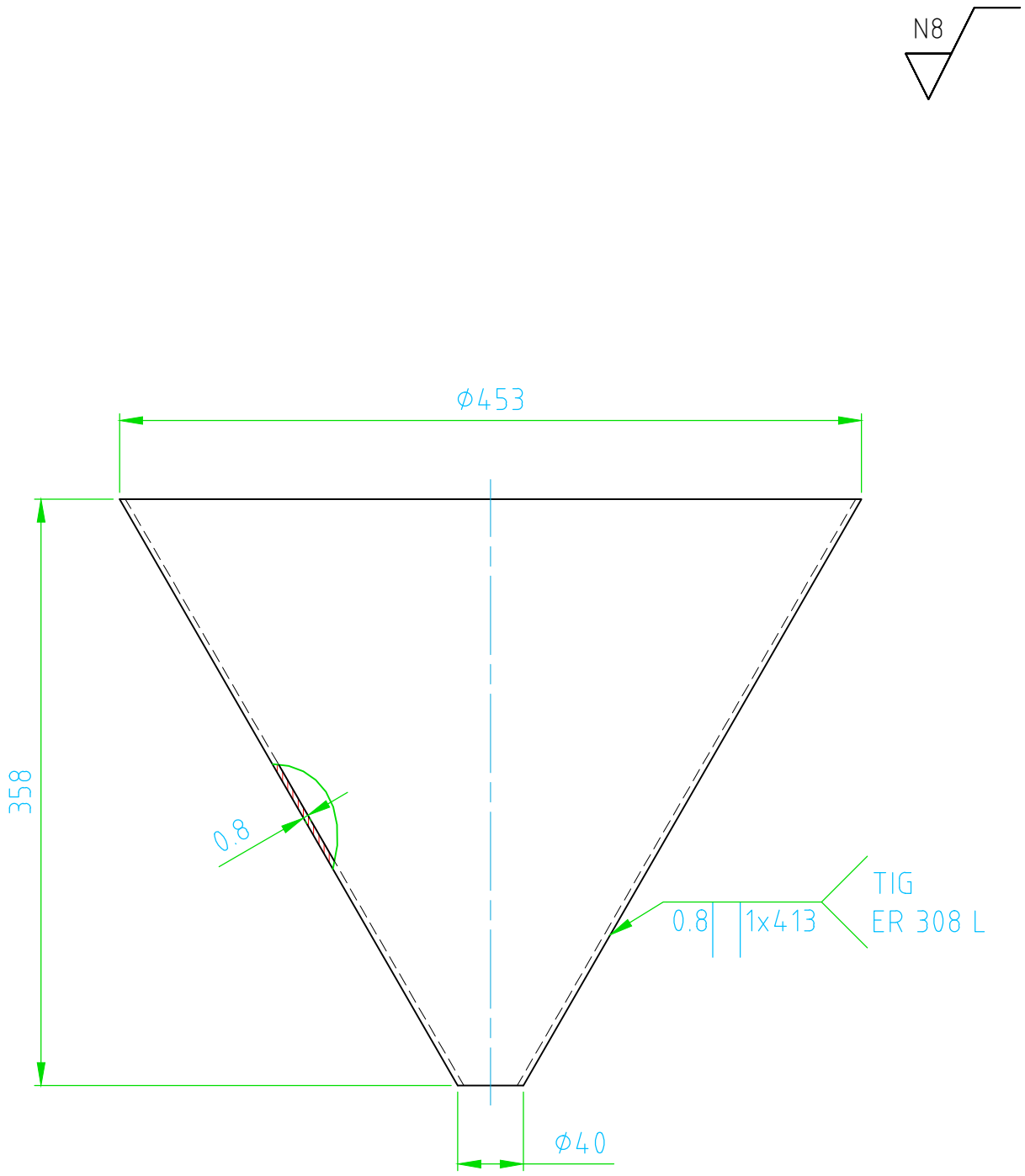
DETALLE B (1 : 2.5)





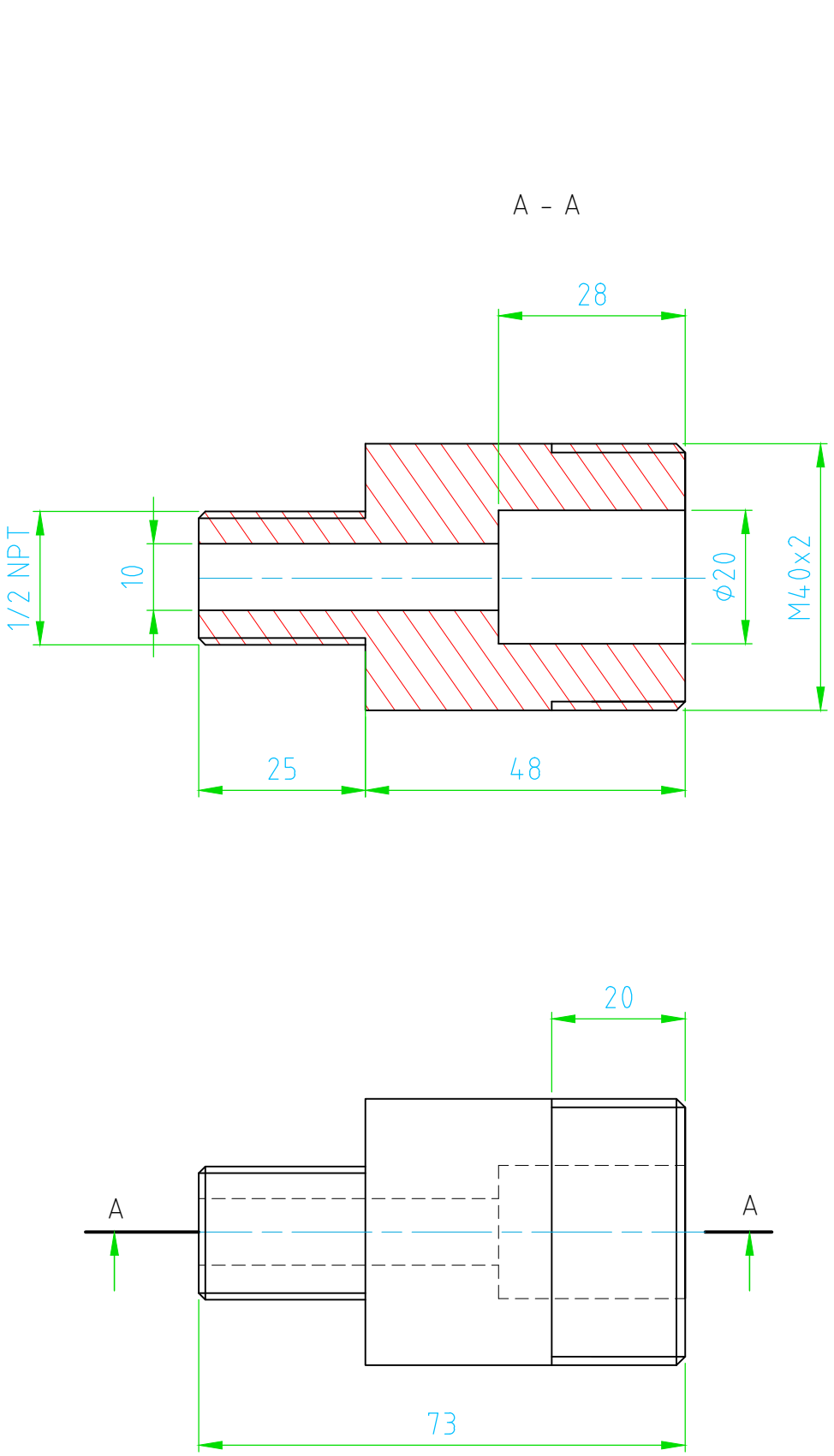
N°	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV
8	RESORTE COMPRESION	1	ø 19.7 x 870	A-227	ASTM	TEMPL.
7	SELLO PLANO	1	2 x 40 x 20	PTFE	ANSI B16	NEGRO
6	VALVULA DE ENTRADA	1	ø 22x 18	GRILON	DIN PA-6	BLANCO
5	FILTRO DE SUCCION	1	1/2 NPT	F.VIDRIO		M. 100
4	ACOPLE VALV. ENTRADA	1	ø 38.1 x 60	1018	AISI	PINT.ANT
3	TUERCA DE ACOPLES	1	ø 50.8 x 27	1018	AISI	PINT.ANT
2	ACOPLE DE TOLVA	1	ø 45 x 74	304	AISI	
1	TOLVA	1	0.8x906x453	304	AISI	

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: MECANISMO DE SUCCION	***ESCALA:*** 1 : 5	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.002		***TOL.GRAL*** +- 0.5

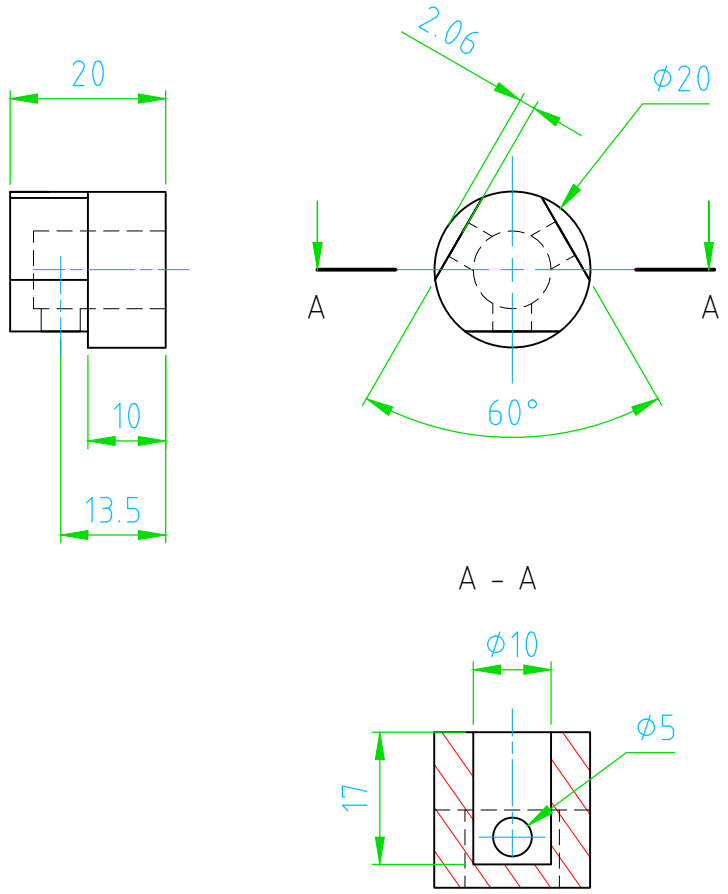


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** 304	***DIM.BRUTAS:*** 0.8x906x453
RECUBRIMIENTO			

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: TOLVA	***ESCALA:*** 1 : 5	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.002.01		***TOL.GRAL*** +- 0.1



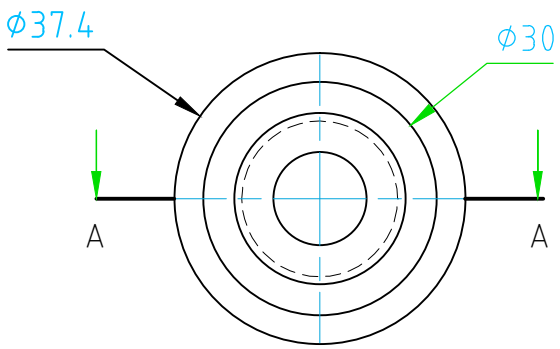
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	304		ø 45x49
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
ACOPLE PARA TOLVA	1 : 1	10.110456-110847.001.002.02		+- 0.1



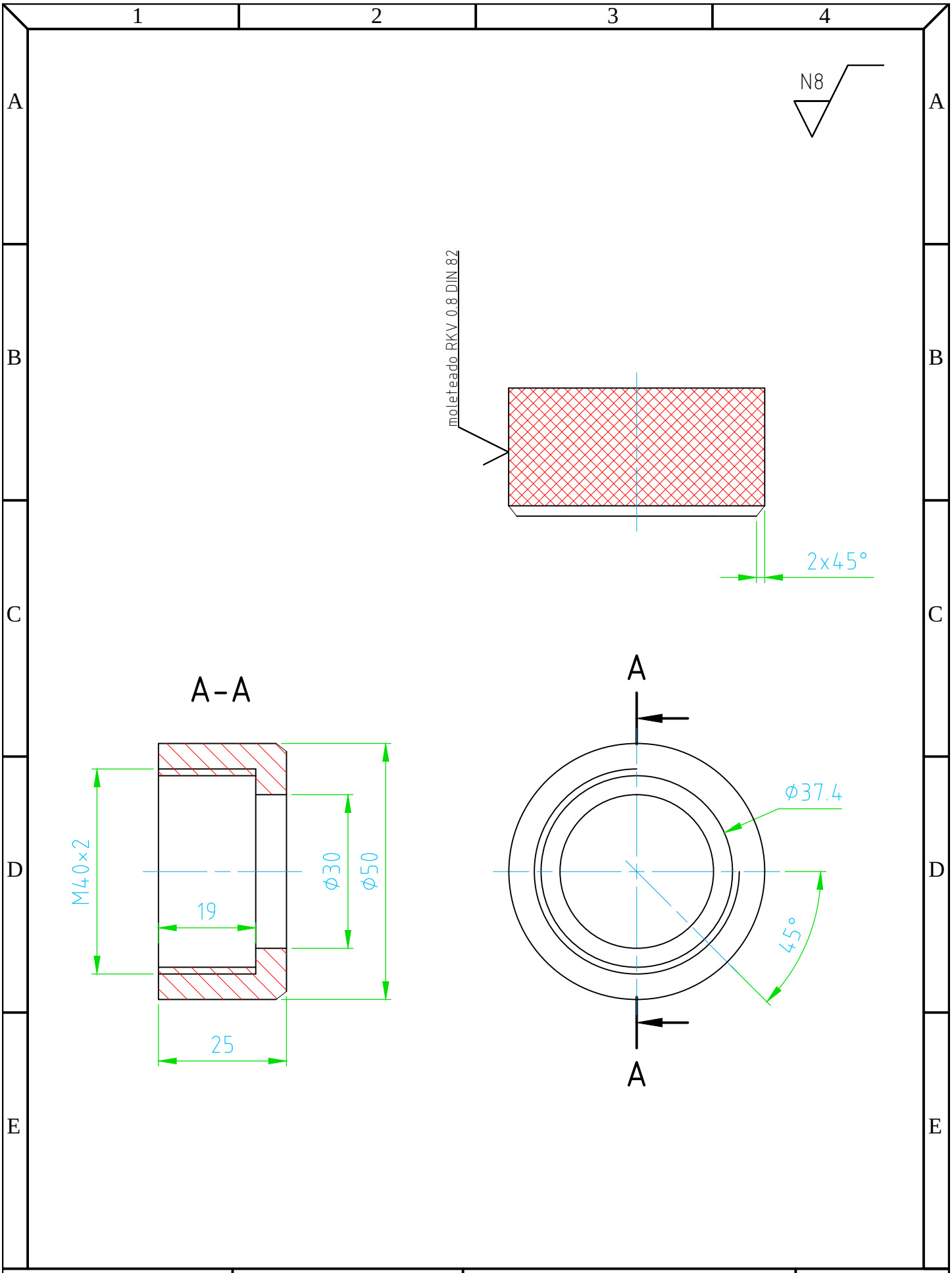
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** DURALON	***DIM.BRUTAS:*** ϕ 22.2 x 22
RECUBRIMIENTO			

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27

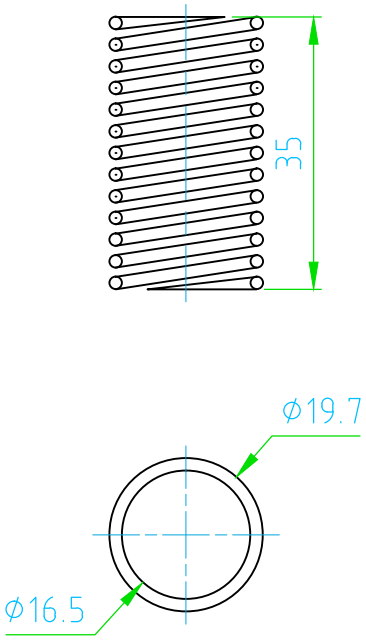
CONTIENE: VALVULA DE ENTRADA	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.002.03	***TOL.GRAL*** +- 0.1



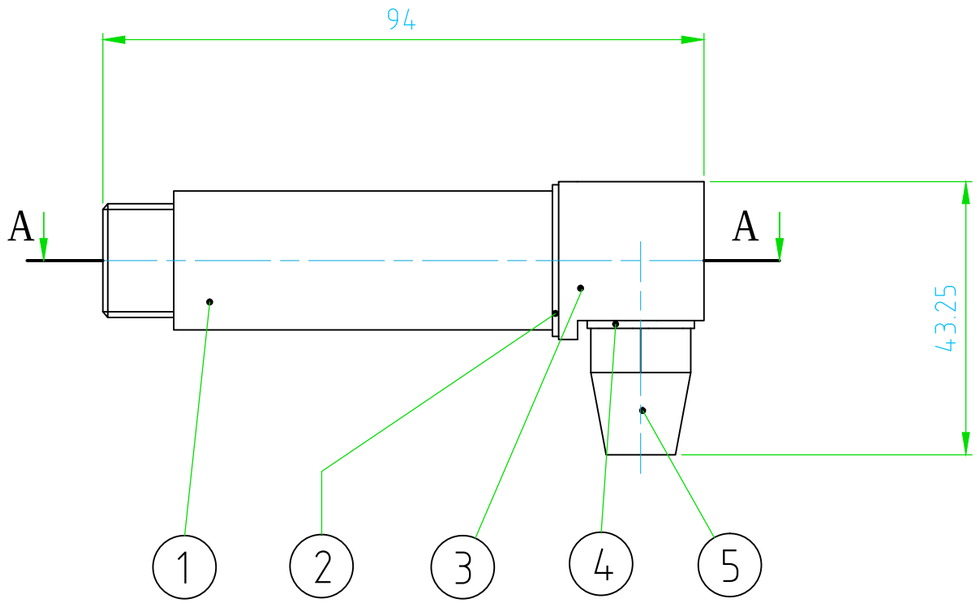
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ϕ 38.1x58
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
ACOPLE VALVULA DE ENTRADA	1 : 1	10.110456-110847.001.002.04		+- 0.1

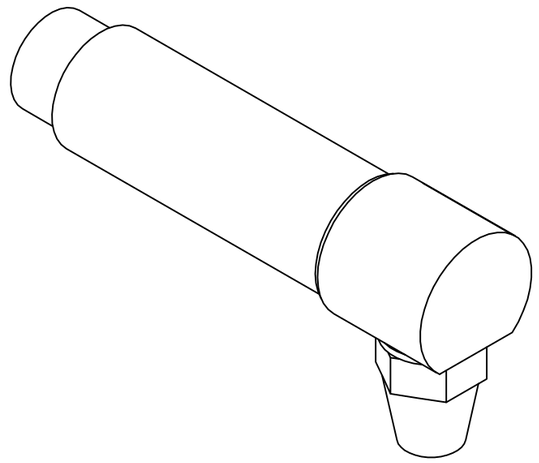


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ϕ 50.8x27
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
TUERCA PARA ACOPLE	1 : 1	10.110456-110847.001.002.06		+- 0.1

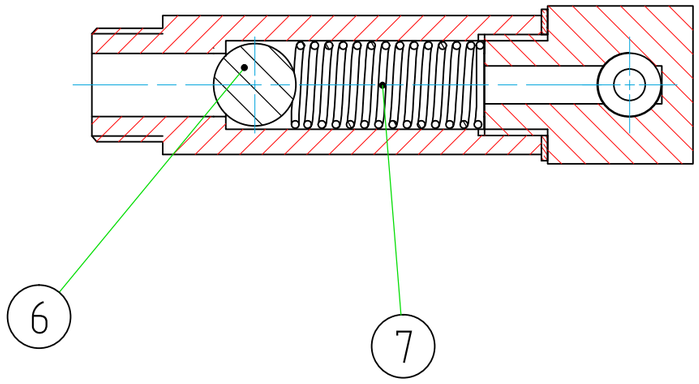


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** J A-227		***DIM.BRUTAS:*** ø 1.6 x 870
RECUBRIMIENTO				
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: RESORTE VALVULA DE SUCCION	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.002.08		***TOL.GRAL*** +- 0.1



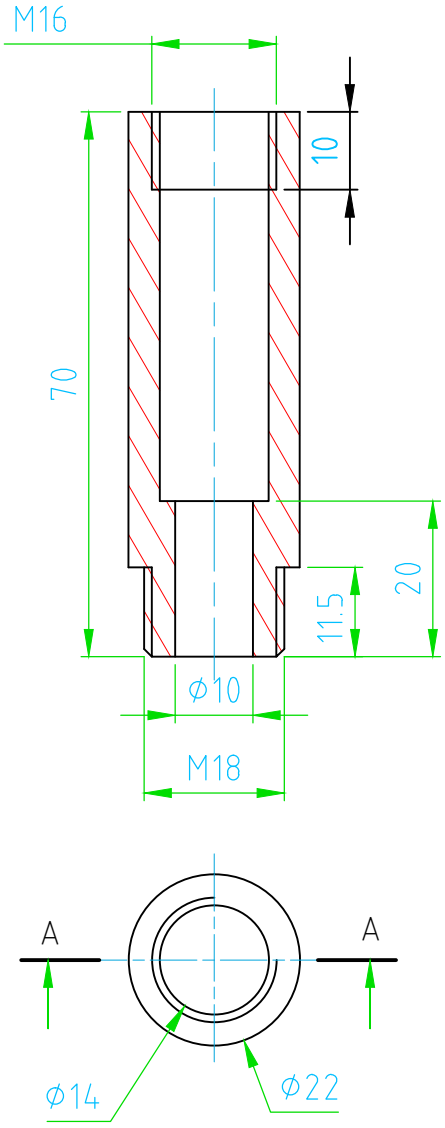


A - A

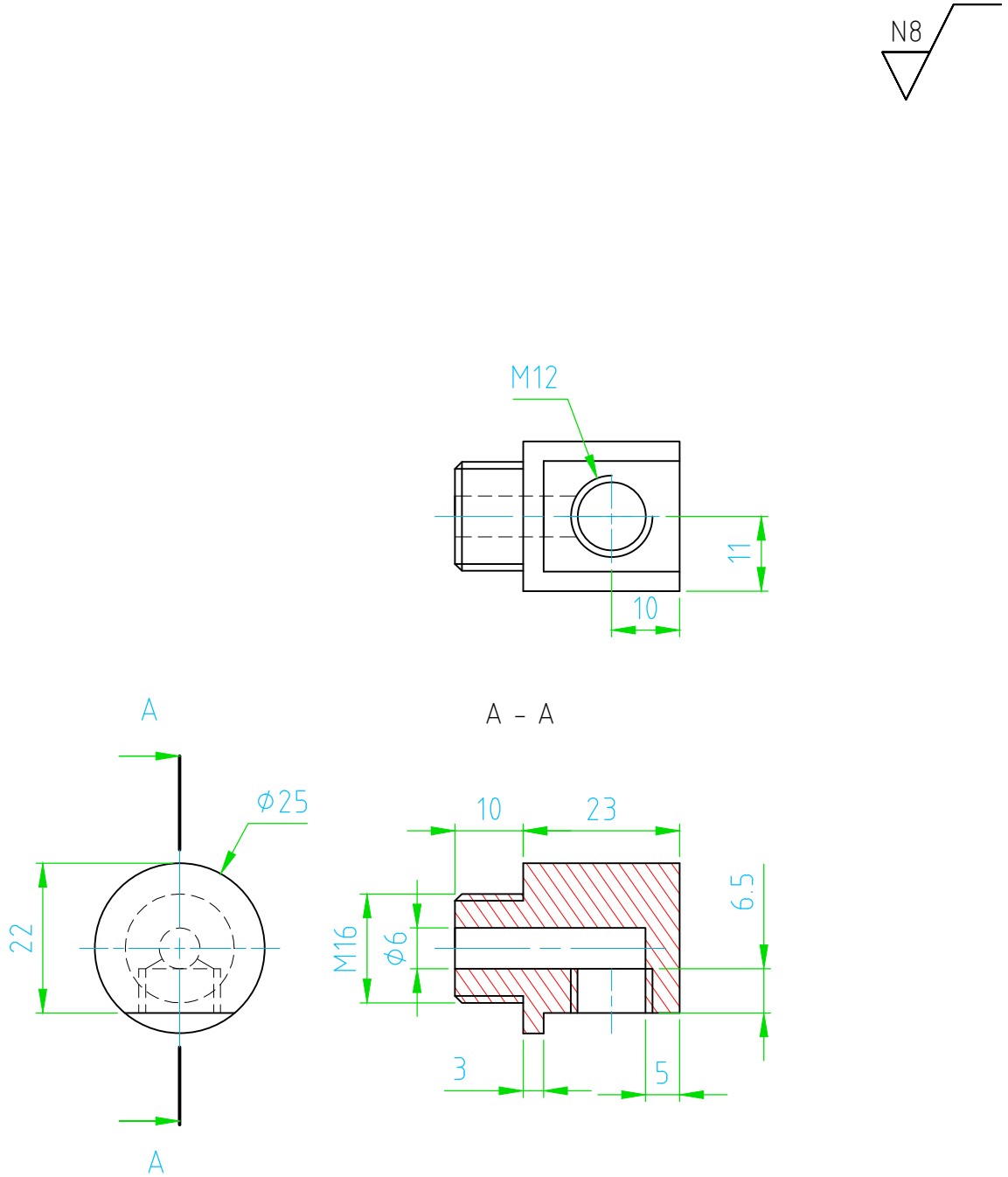


Nº	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV
7	RESORTE DE COMPRESION	1	Ø 1.2 x 650	A-227	ASTM	TEMP.
6	ESFERA METALICA CROM.	1	Ø 13.5	Cr 6	DIN 100	
5	BOQUILLA	1	Ø 22.2 x 28	1018	AISI	PINT.ANT
4	ARANDELA DE ALUMINIO	1	Ø 12	Al	DIN 9021	
3	PORTA BOQUILLA	1	Ø 25.4 x 34	1018	AISI	PINT.ANT
2	ARANDELA DE ALUMINIO	1	Ø 16	Al	DIN 9021	
1	ACOPLE VALVULA SALIDA	1	Ø 22.2 x 71	018	AISI	PINT.ANT

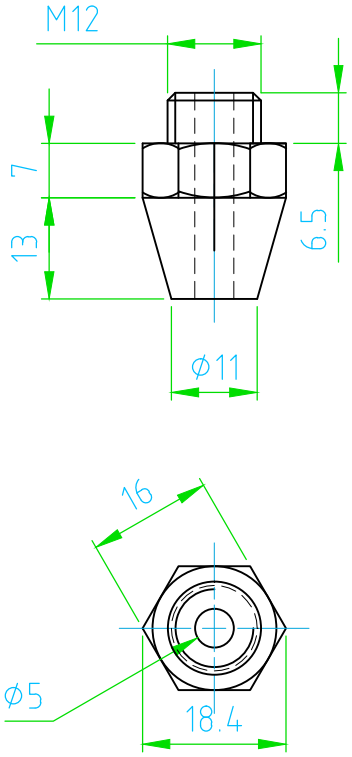
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: MECANISMO DE SALIDA	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.003		***TOL.GRAL*** +- 0.5



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ϕ 22.2x71
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
ACOPLE VALVULA SALIDA	1 : 1	10.110456-110847.001.003.01		+- 0.1

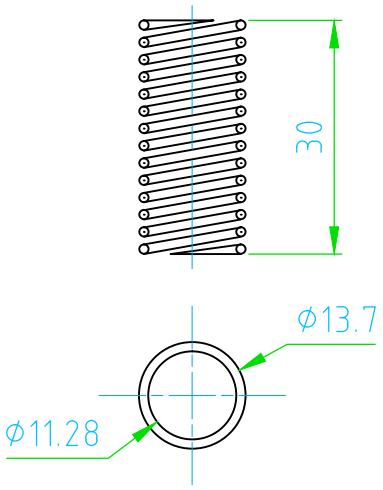


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		Ø 25.4x34
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
PORTA BOQUILLA	1 : 1	10.110456-110847.001.003.03		+- 0.1



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ϕ 22.2x28
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
BOQUILLA	1 : 1	10.110456-110847.001.003.05		+- 0.1

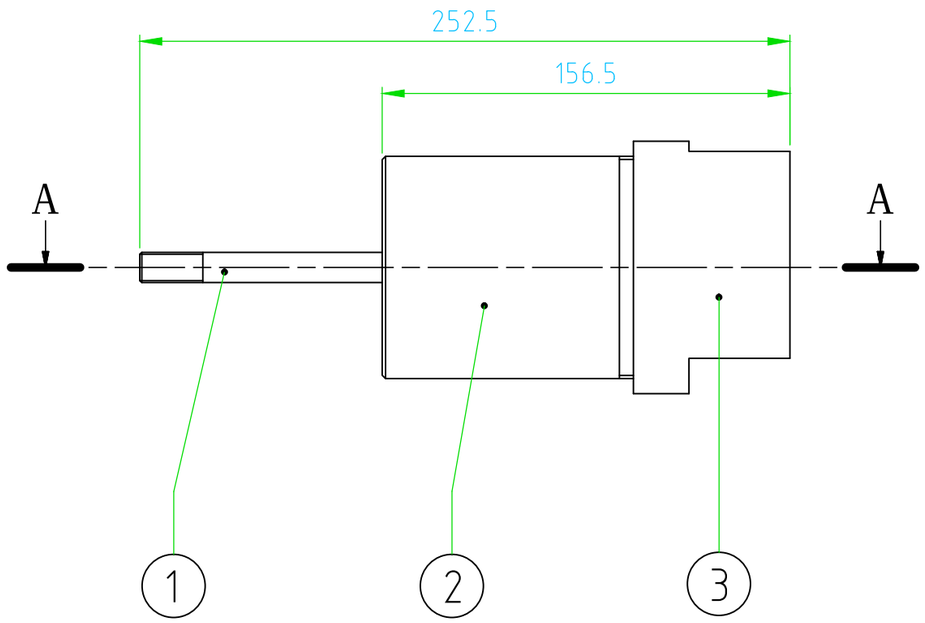
N8

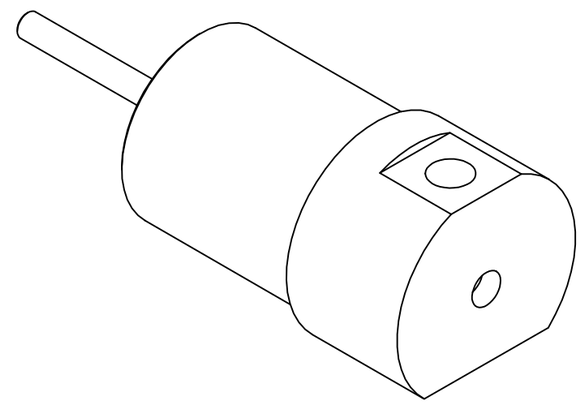


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** A-227	***DIM.BRUTAS:*** ϕ 1.2x650
RECUBRIMIENTO			

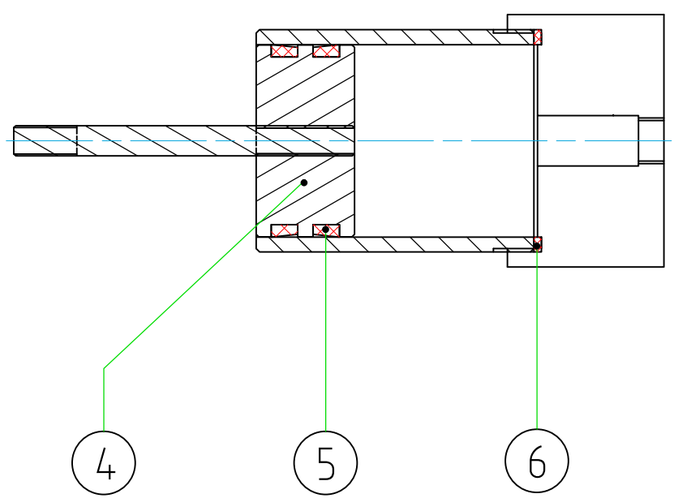
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27

CONTIENE: RESORTE VALVULA DE SALIDA	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.003.07	***TOL.GRAL*** +- 0.1



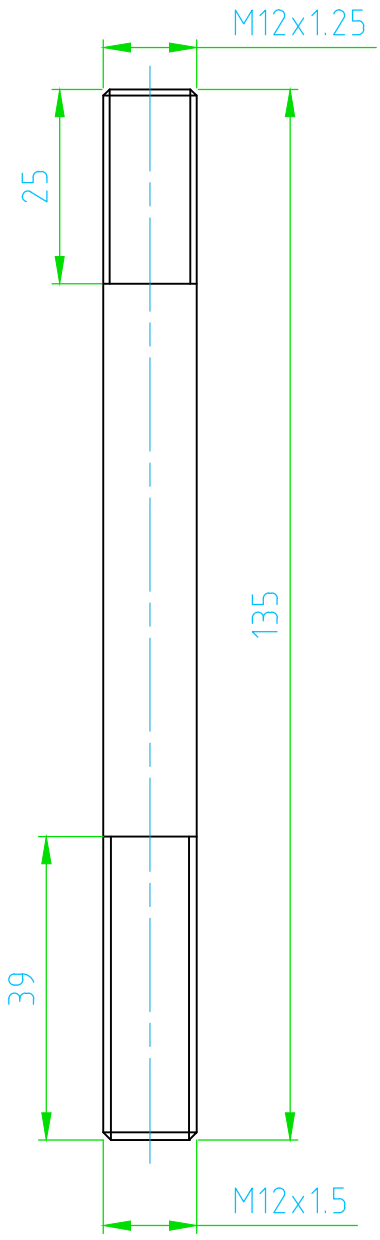


A - A



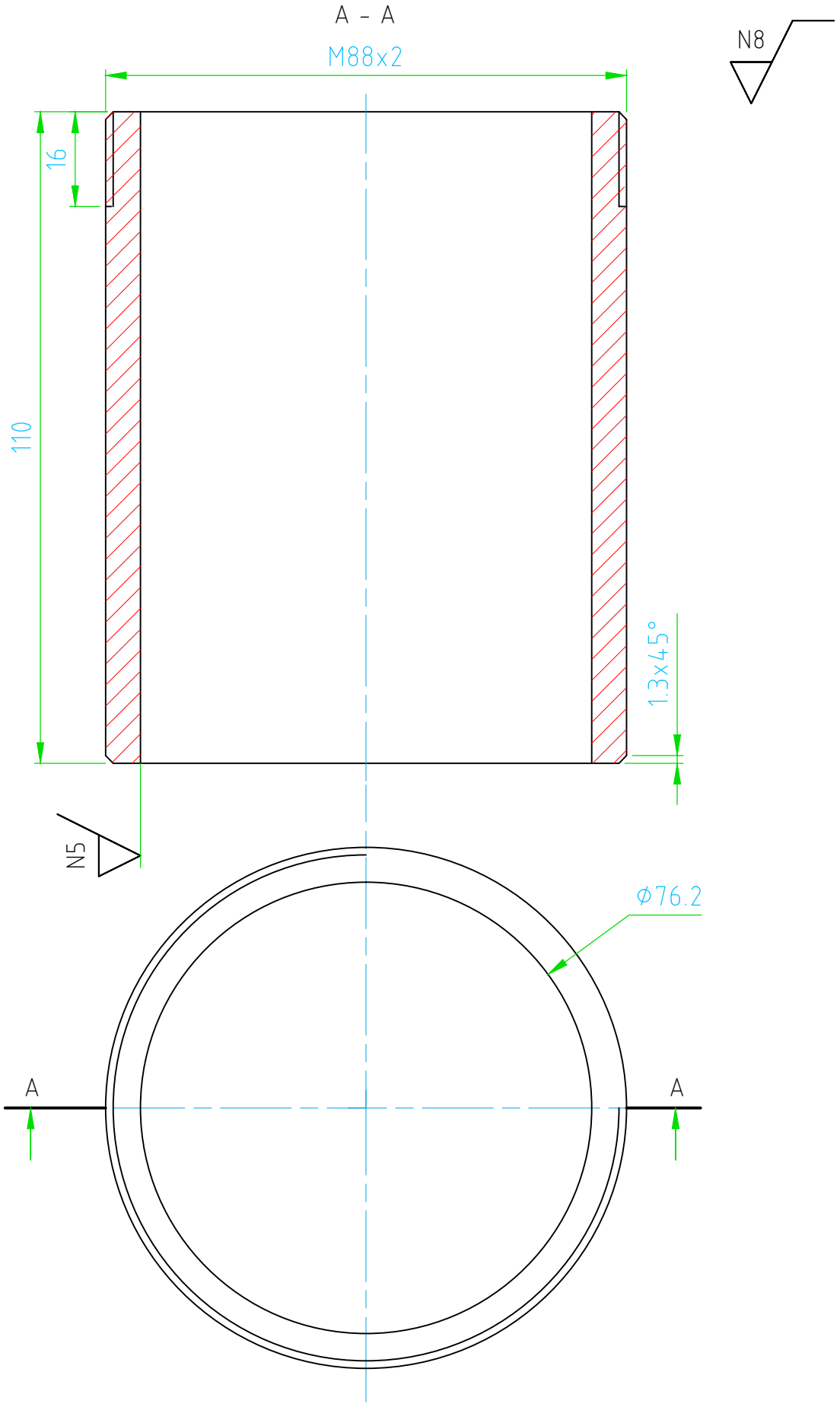
Nº	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV
6	SELLO PLANO	1	Ø 88 x Ø 76.2 x 3	PTFE	ANSI B-16	NEGRO
5	SELLO HIDRAULICO	2	Ø 76.2 x 63.5 x 10	POLYSEAL		TIPO B
4	PISTON	1	Ø 82.5 x 40	1018	AISI	
3	TAPA	1	Ø 101.6 x 63	1018	AISI	PINT.ANT
2	CUERPO DEL CILINDRO	1	Øe 95 x Øi 67 x 111	1018	AISI	PINT.ANT
1	VASTAGO	1	Ø 12.7 x 136	1018	AISI	PINT.ANT

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.*** Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB. Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV. Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: CUERPO DOSIFICADOR	***ESCALA:*** 1 : 2.5	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.004	***TOL.GRAL*** +- 0.5

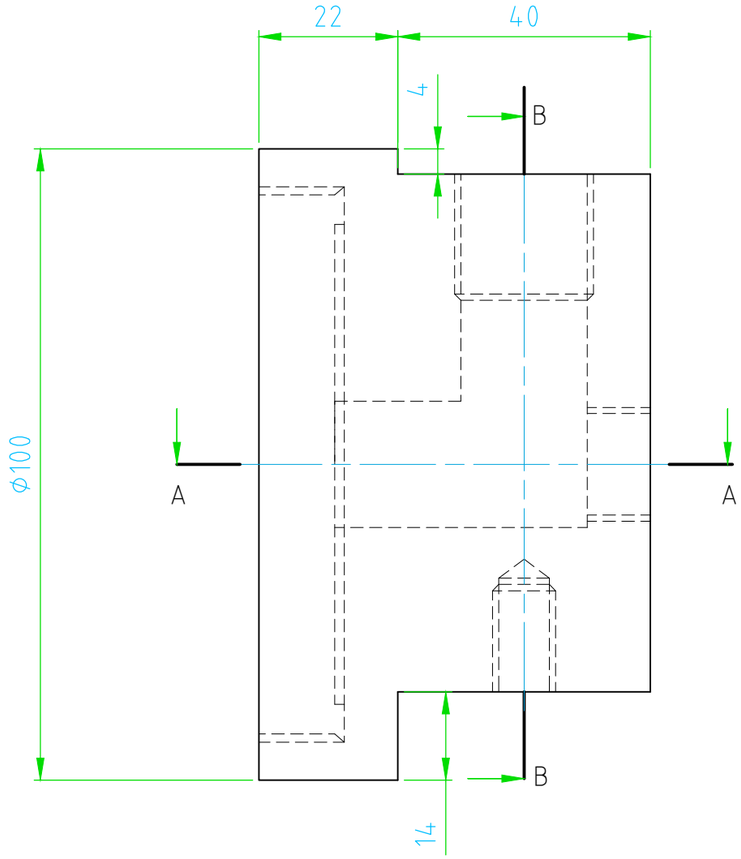


N8

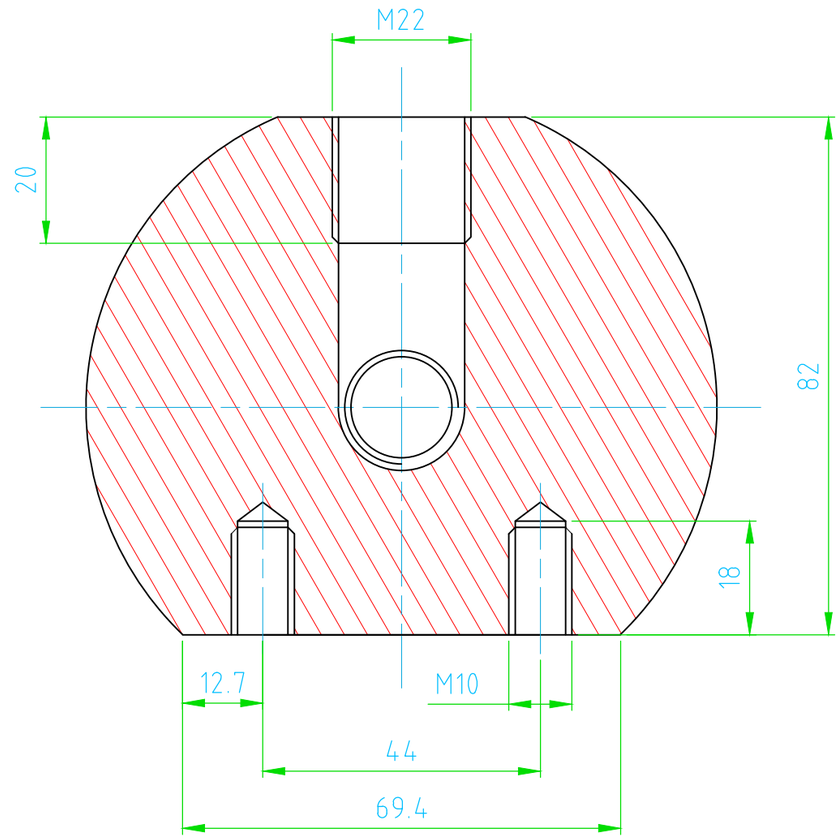
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ø 12.7x136
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
VASTAGO	1 : 1	10.110456-110847.001.004.01		+- 0.1



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	Barra perf. 1518		Ø e95xØ i67x111
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
CILINDRO DOSIFICADOR	1 : 1	10.110456-110847.001.004.02		+- 0.1

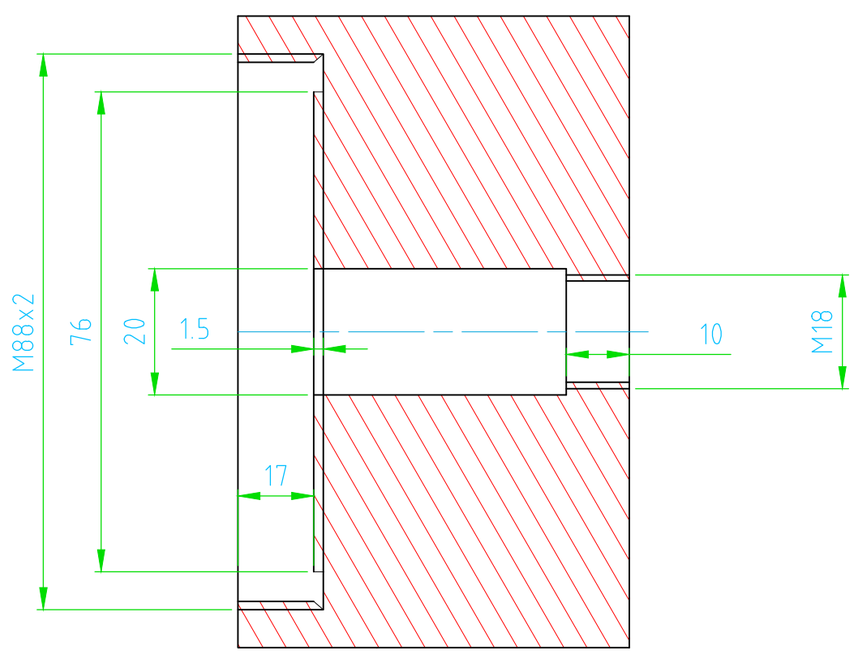


B - B

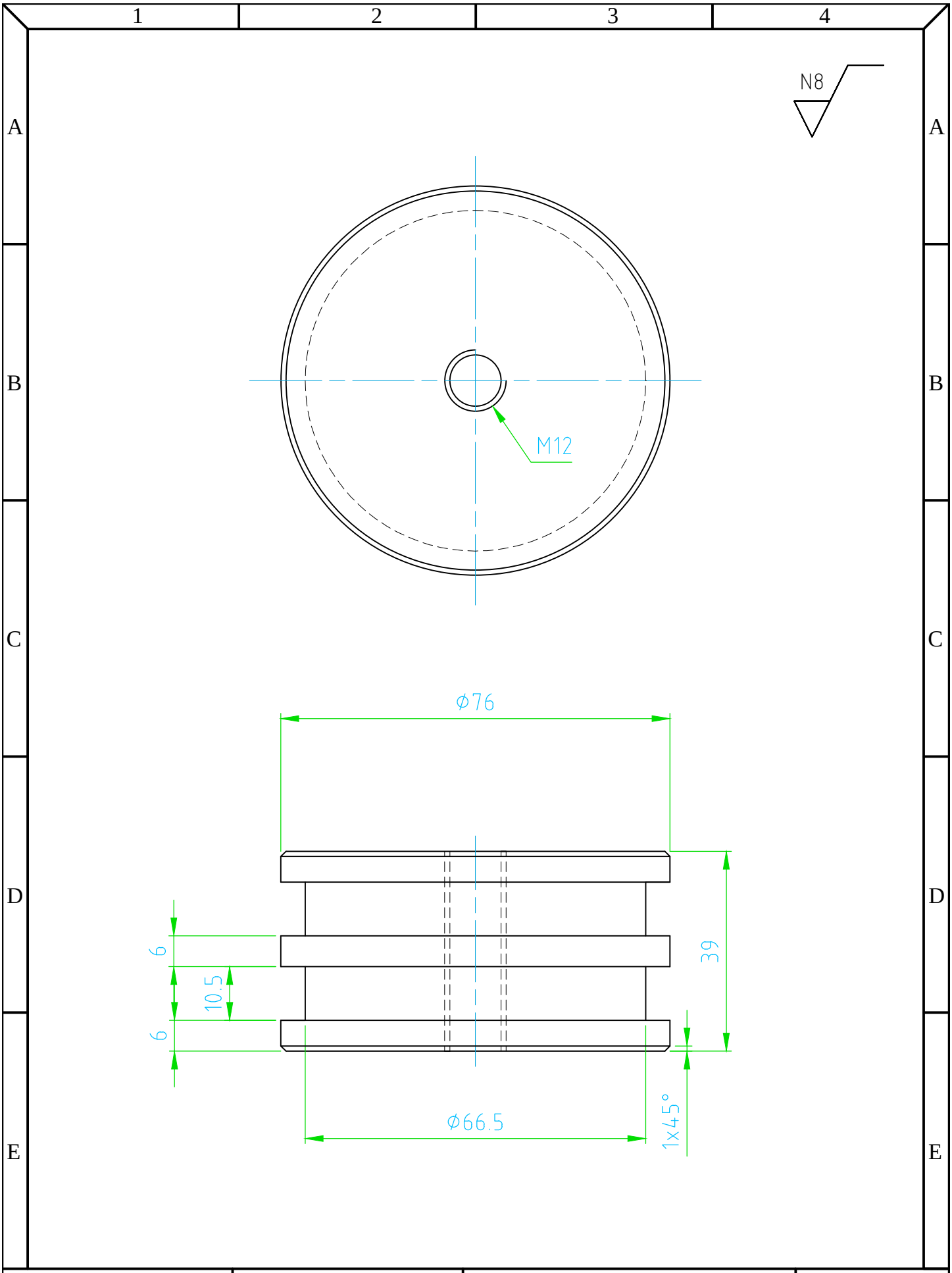


N8

A - A



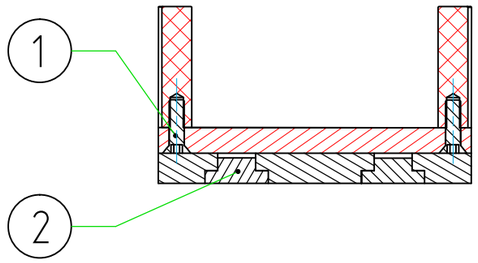
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** 1018		***DIM.BRUTAS:*** ø 101.6x63
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva			
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
DESCRIPCIÓN: TAPA DE CILINDRO	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.004.03		***TOL.GRAL*** +- 0.1

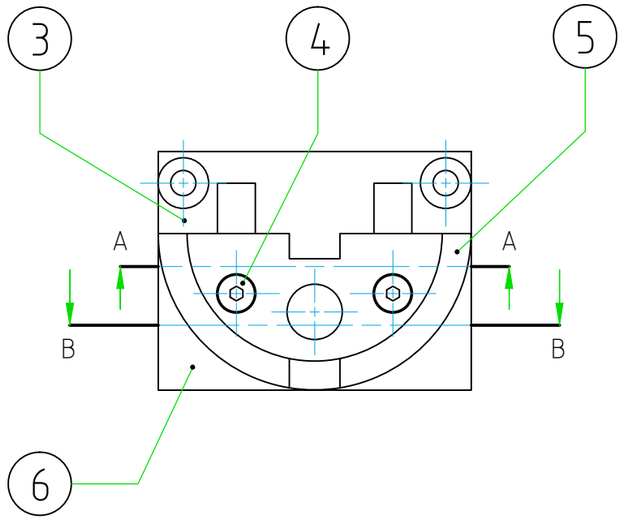


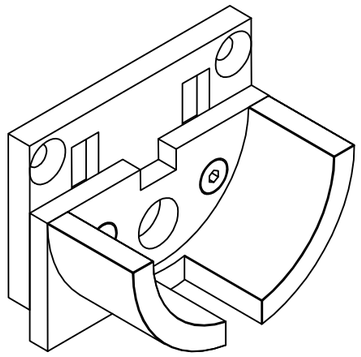
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** AISI 1018	***DIM.BRUTAS:*** ϕ 82.5x40
RECUBRIMIENTO			

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: PISTON	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.004.04		***TOL.GRAL*** +- 0.1

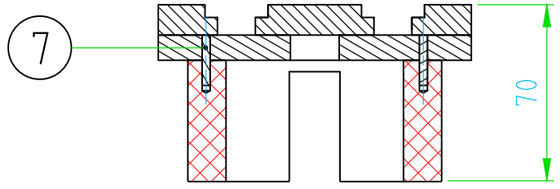
A - A





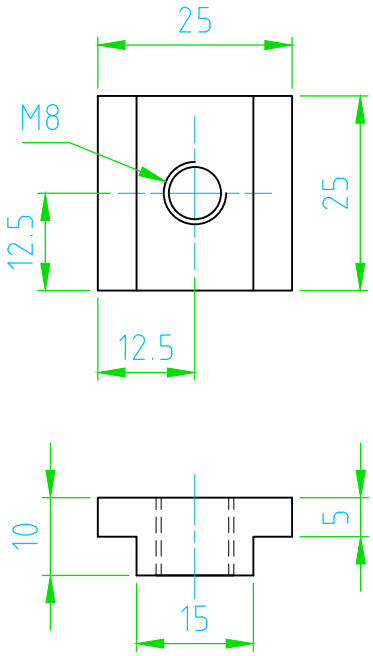


B - B

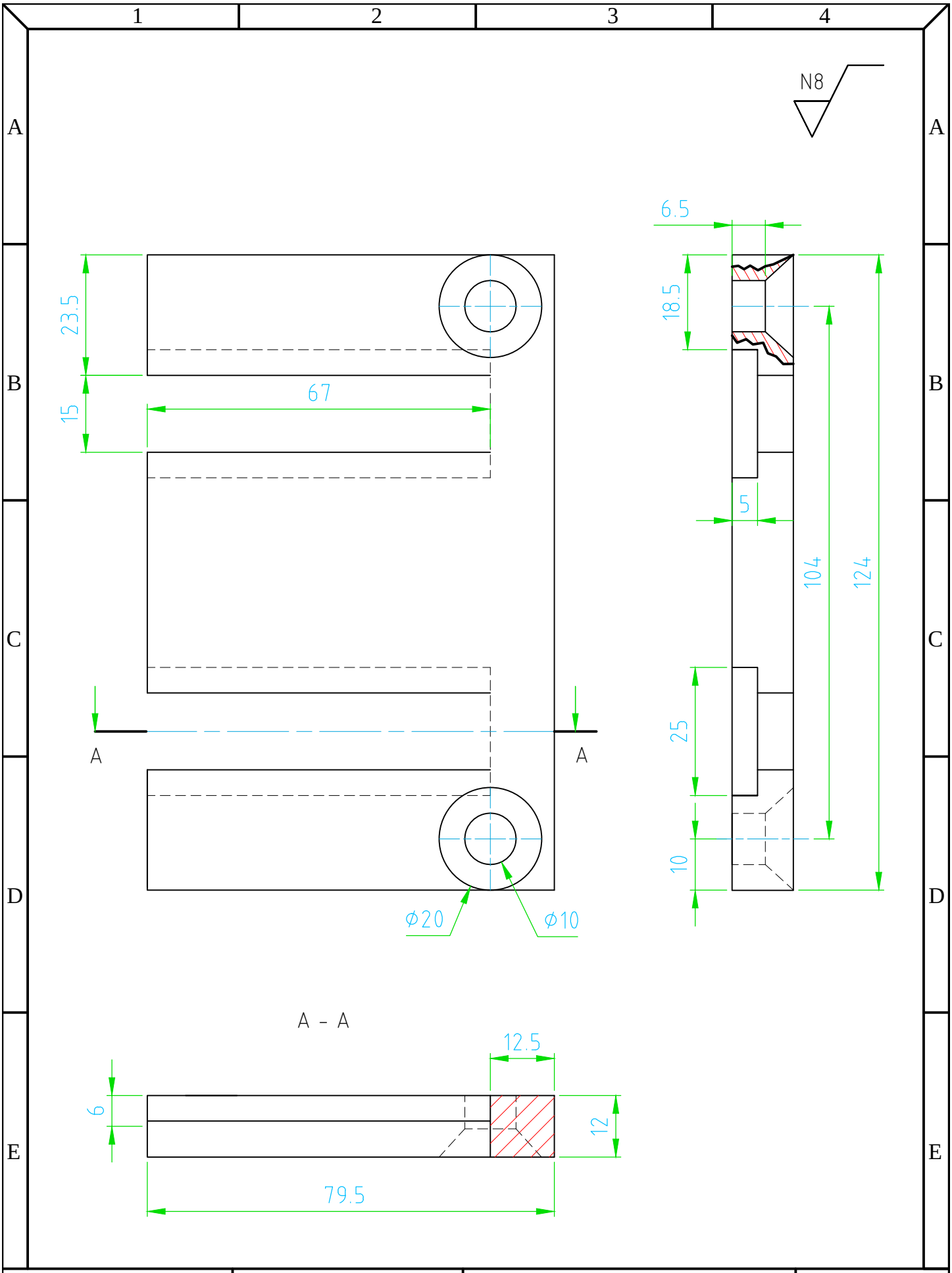


N°	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV
7	PASADOR CILINDRICO	2	ø 3 x 20	ACERO	DIN 7	
6	PLACA POSTERIOR	1	10 x 63 x 125	A-36	ASTM	PINT.ANT
5	PORTA MANOMETRO	1	ø 125 x 48	GRILON	DIN PA-6	BLANCO
4	PERNO AVELLANADO	2	M 8 x 20	ACERO	DIN 7991	GRAD 10.9
3	PLACA GUIA	1	12 x 81 x 125	A-36	ASTM	PINT.ANT
2	TUERCA GUIA	2	10 x 25 x 55	A-36	ASTM	PINT.ANT
1	PERNO AVELLANADO	4	M 6 x 20	ACERO	DIN 7991	GRAD 10.9

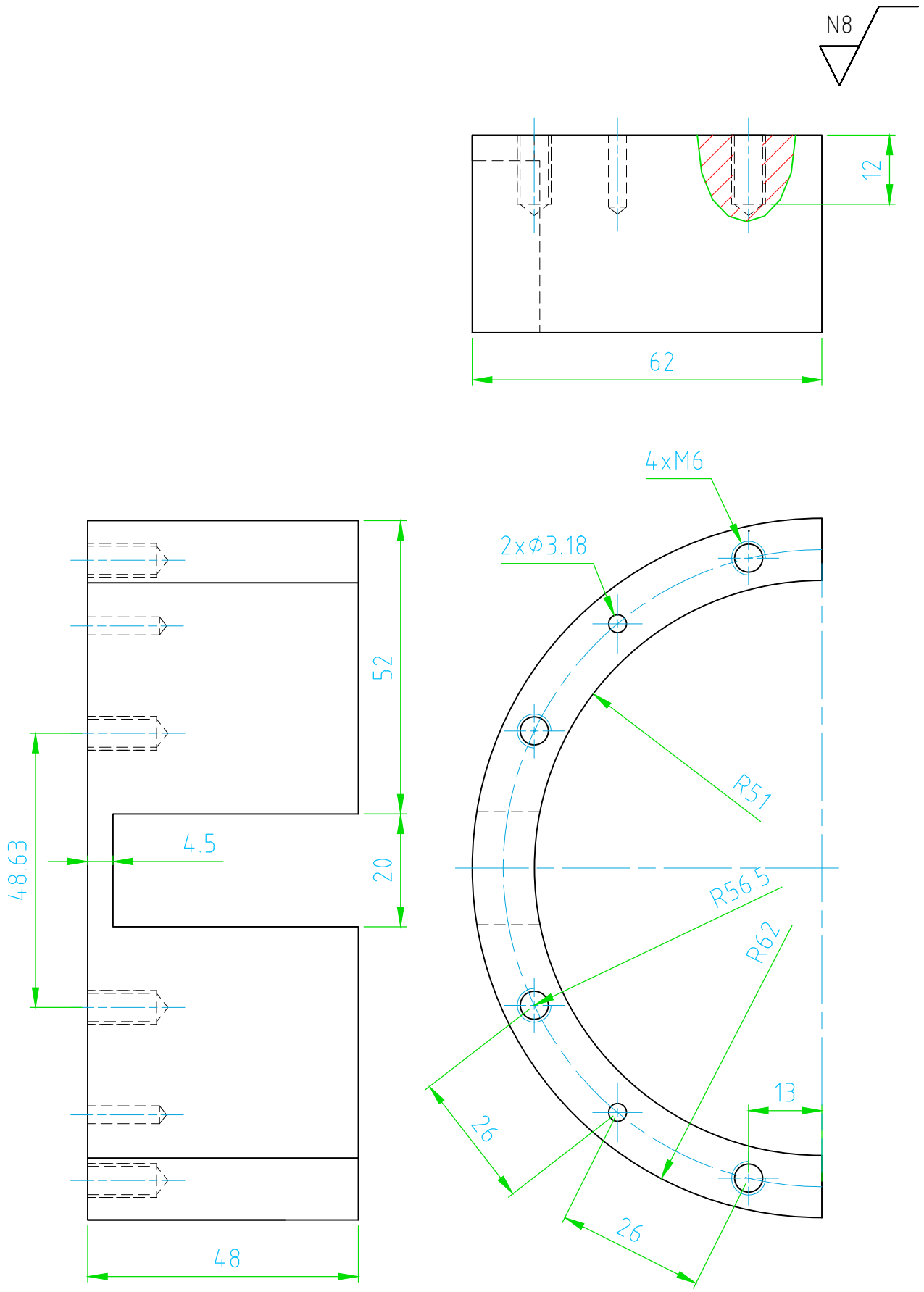
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
SOPORTE MANOMETRO	1 : 2.5	10.110456-110847.001.005		+- 0.5



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosivo	A-36		10x25x55
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
DESCRIPCION:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
TUERCA GUIA	1 : 1	10.110456-110847.001.005.02		+- 0.1

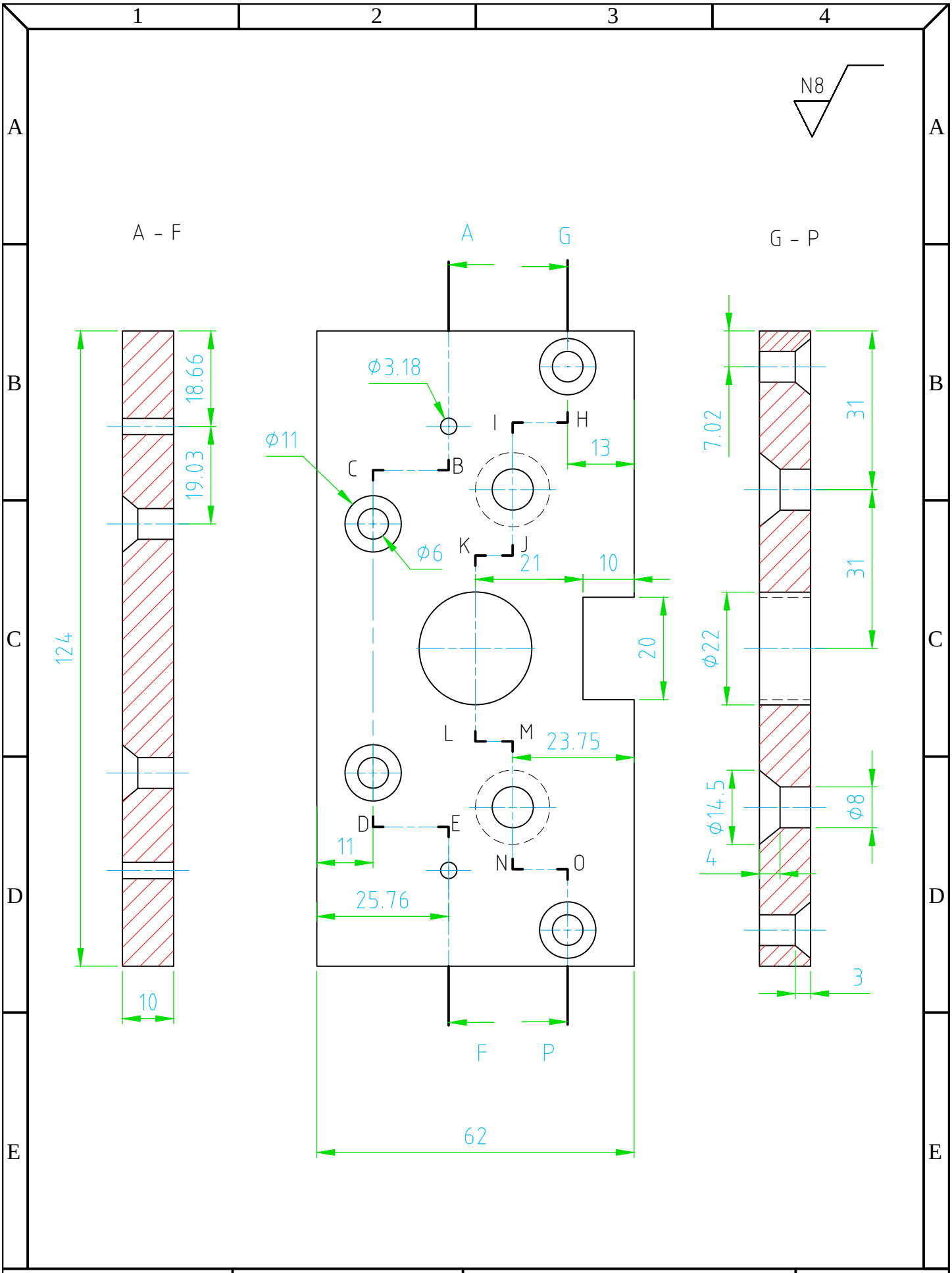


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosivo	A-36		12x81x125
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
DESCRIPCIÓN:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
PLACA GUIA	1 : 1	10.110456-110847.001.005.03		+- 0.1

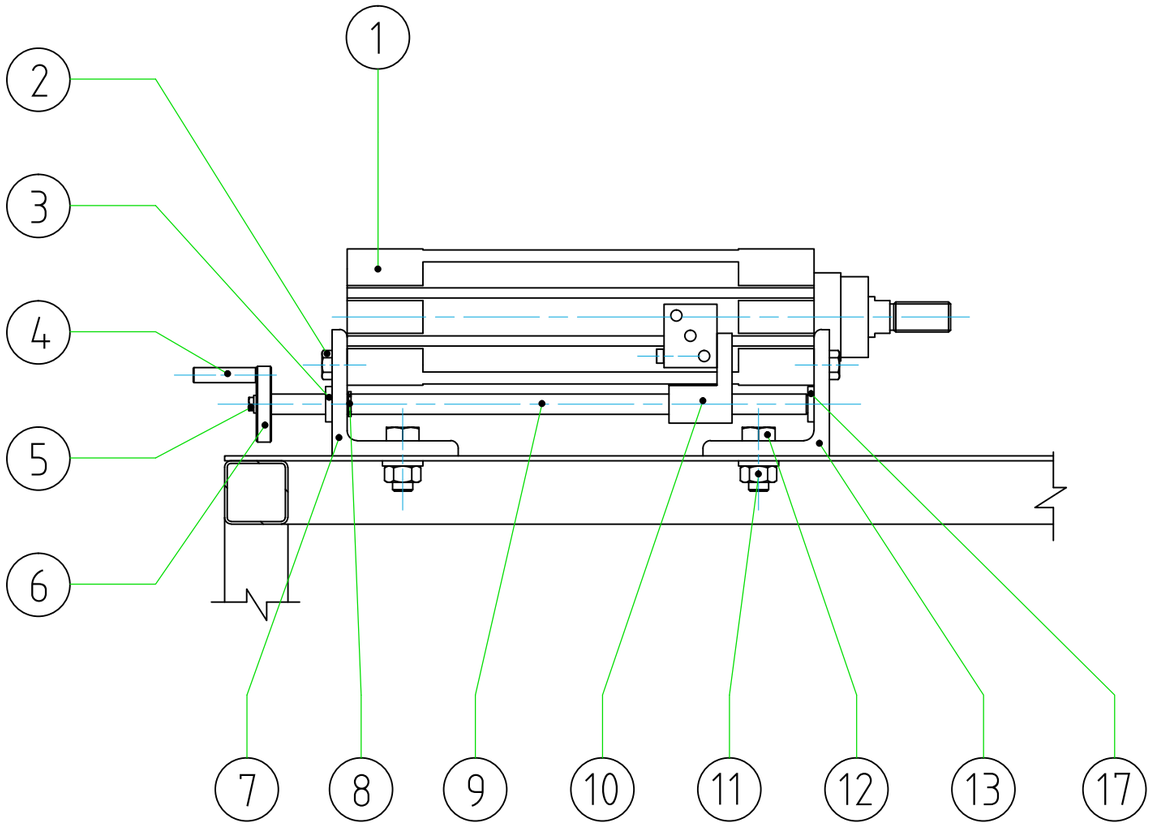


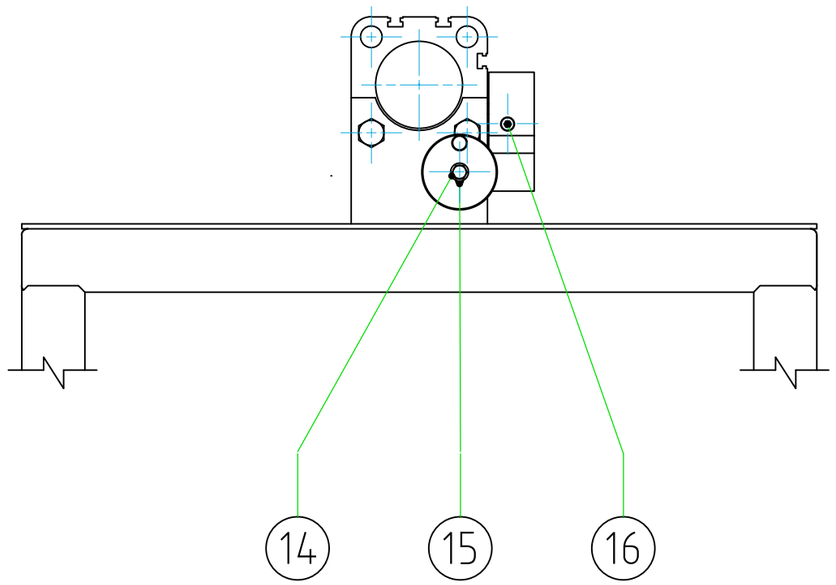
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** GRILON	***DIM.BRUTAS:*** Ø 125x48
RECUBRIMIENTO			

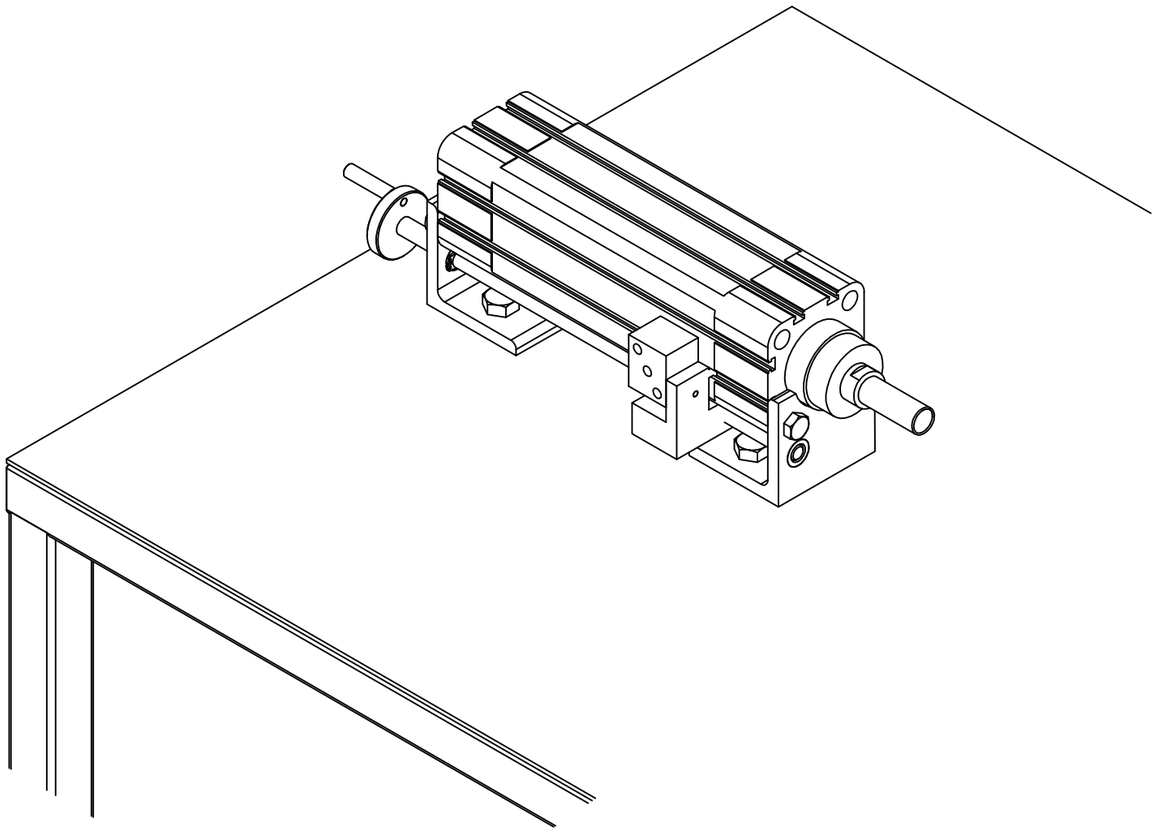
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: PORTA MANOMETRO	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.005.05		***TOL.GRAL*** +- 0.1



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosivo	A-36		10x63x125
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
DESCRIPCIÓN: PLACA POSTERIOR	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.005.06		***TOL.GRAL*** +- 0.1



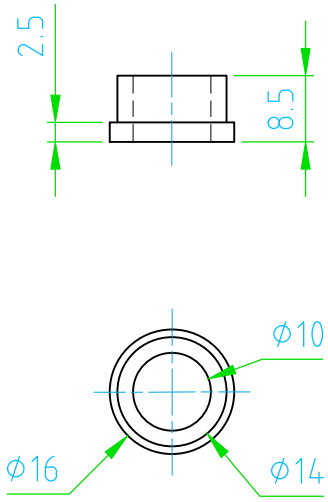




17	BUJE DE TORNILLO DE	1	ø 14 x 9	40	AISI	BRONCE
16	PERNO ALLEN	1	M 3 x 30	ACERO	DIN 912	GR. 10.9
15	PASADOR CILINDRICO	1	ø 3 x 6	ACERO	DIN 7	GR. 10.9
14	ARANDELA	1	M 3	A-36	ASTM	PINT.ANT
13	SOPORTE DE CILINDRO DE	1	ø 12.7 x 136	A-36	ASTM	PINT.ANT
12	PERNO CABEZA HEXAG.	4	M 8 x 20	ACERO	DIN 933	GR. 10.9
11	TUERCA, ARANDELA	4	M 8	ACERO	DIN 933	GR. 10.9
10	GUIA FIN DE CARRERA	1	25 x 37 x 40	GRILON	DIN PA-6	BLANCO
9	TORNILLO REGULADOR	1	ø 10 x 248	1018	AISI	PINT.ANT
8	ANILLO DE SEG. EXTERNO	1	ø 8	ACERO	DIN 471	
7	SOPORTE DE CILINDRO IZ	1	ø 12.7 x 136	A-36	ASTM	PINT.ANT
6	MANIVELA	1	ø 38 x 7	1018	AISI	PINT.ANT
5	TORNILLO CABEZA HEXAG.	1	M 3 x 6	ACERO	DIN 933	GR. 10.9
4	PALANCA DE MANIVELA	1	ø 6 x 32	1018	AISI	PINT.ANT
3	BUJE DE TORNILLO IZ	1	ø 16 x 9	40	AISI	BRONCE
2	PERNO CABEZA HEXAG.	4	M 8 x 20	ACERO	DIN 933	GR. 10.9
1	CILINDRO NEUMATICO	1	54 x 243	ALUMIN.	ISO 15552	
N°	DENOMINACION	CANT	DIMENS. BRUTAS	MATER	NORMA	OBSERV

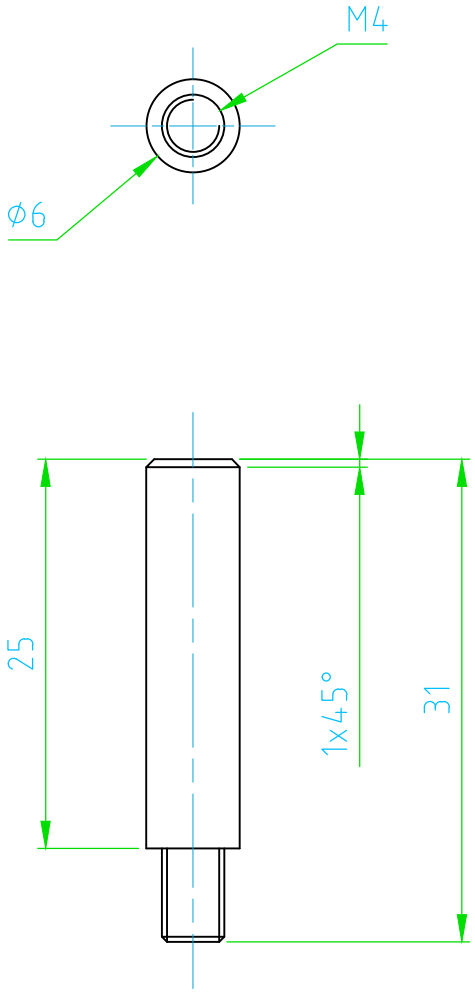
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
REGULADOR DE VOLUMEN	1 : 2.5	10.110456-110847.001.006		+- 0.5

N8

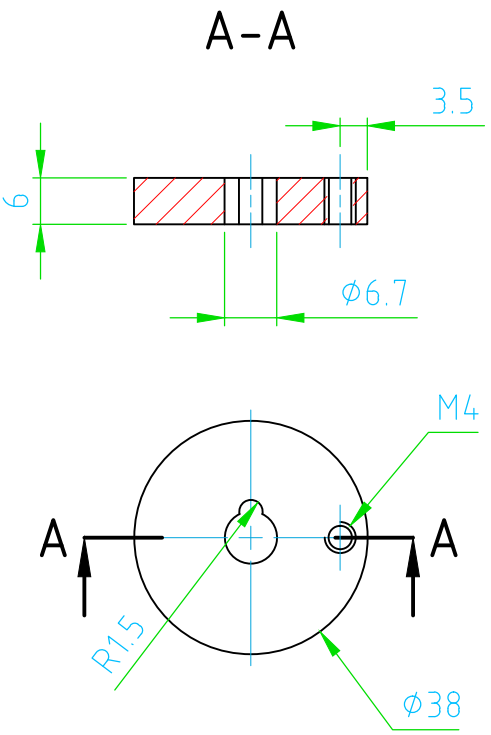


TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** AISI 40	***DIM.BRUTAS:*** ϕ 16 x 9
RECUBRIMIENTO			

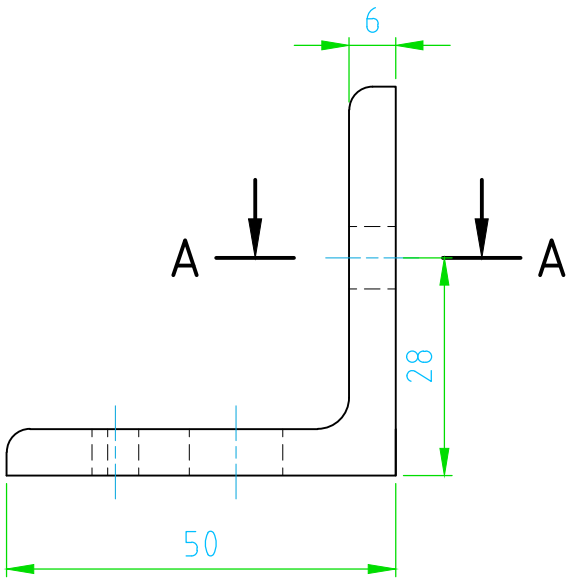
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: BUJE DE TORNILLO IZ	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.006.03		***TOL.GRAL*** +- 0.1



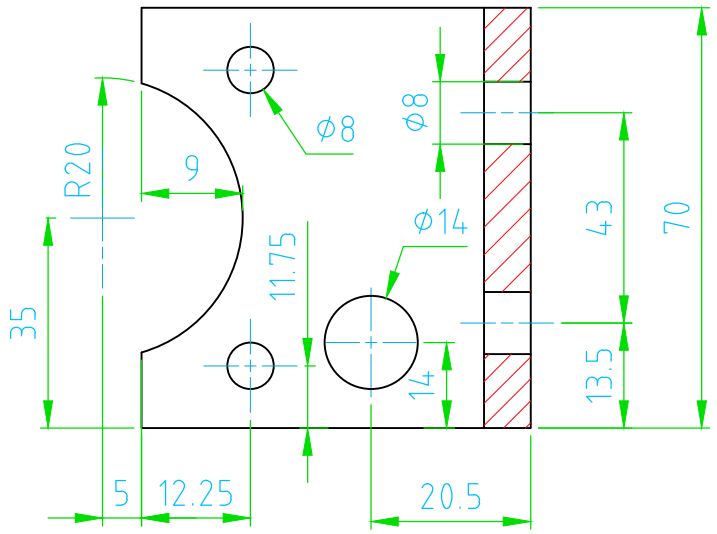
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		Ø 6 x 32
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
PALANCA DE MANIVELA	2 : 1	10.110456-110847.001.006.04		+- 0.1



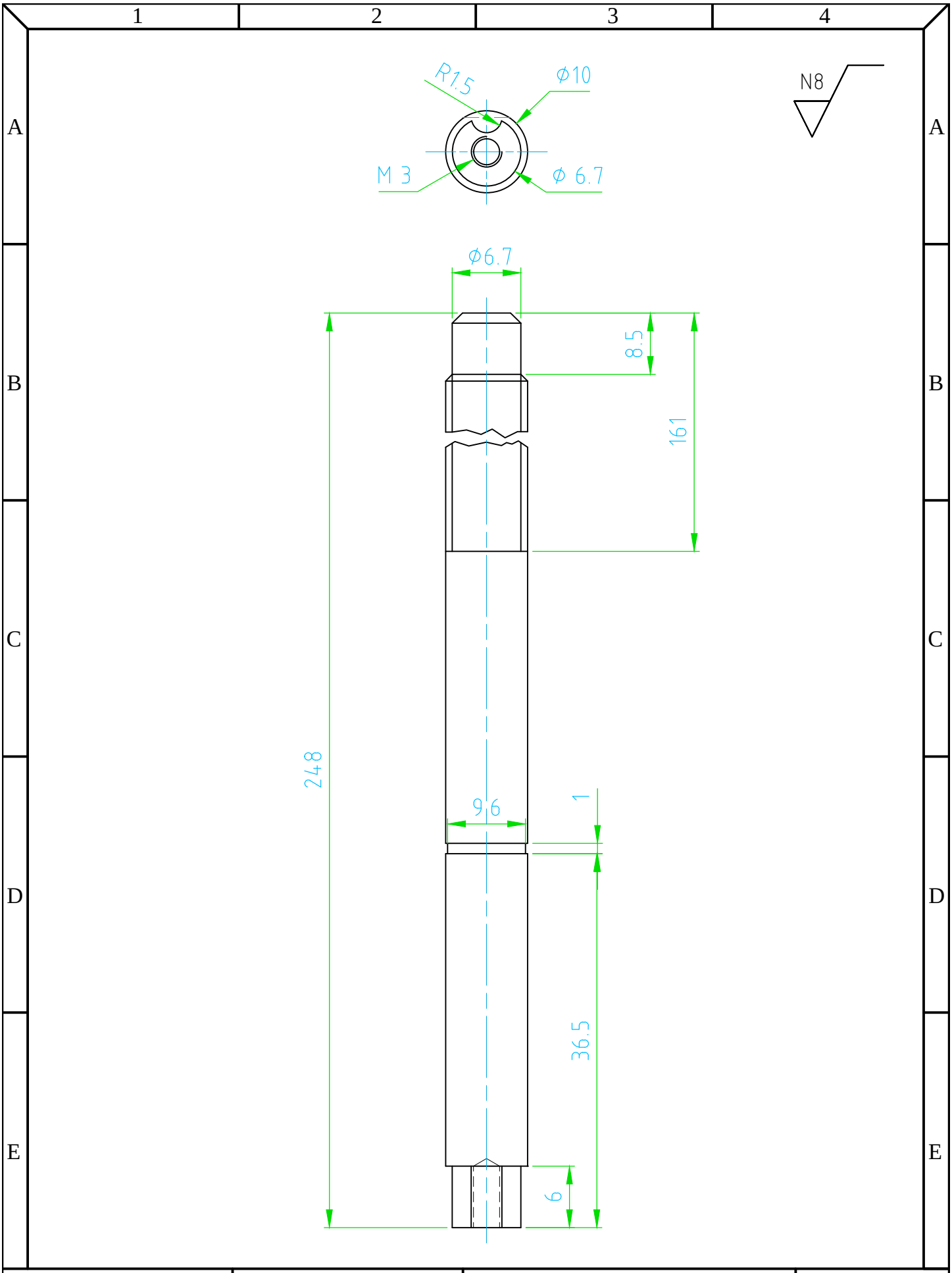
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		Ø 38 x 7
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
MANIVELA	1 : 1	10.110456-110847.001.06.06		+- 0.1



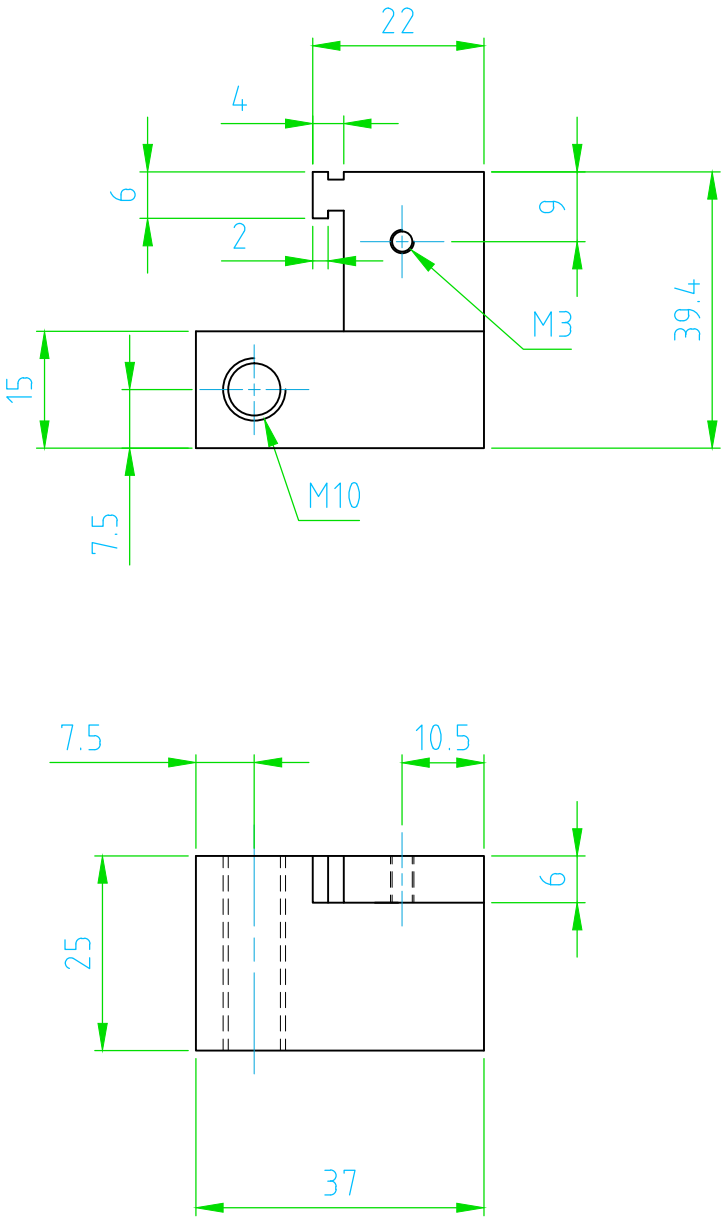
A-A



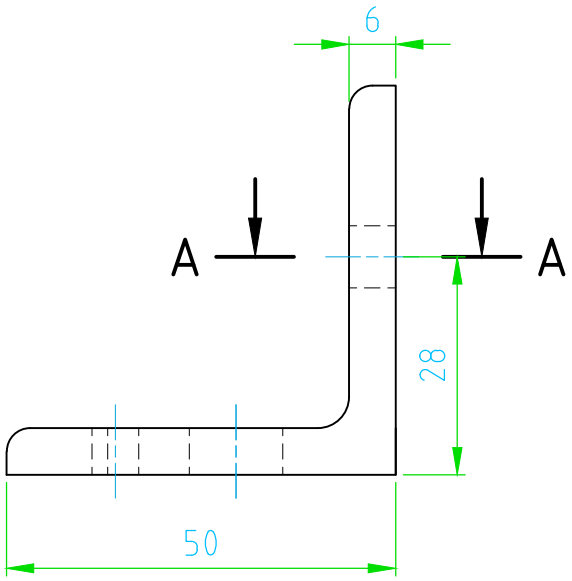
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	ASTM A-36		6x50x50x71
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
SOPORTE DE CILINDRO IZ	1 : 1	10.110456-110847.001.006.07		+- 0.1



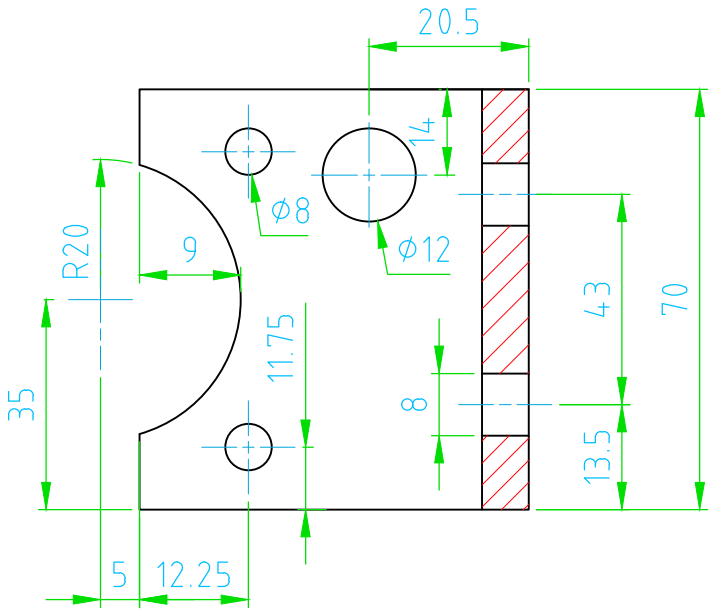
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	1018		ø 8 x 248
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
TORNILLO REGULADOR	2 : 1	10.110456-110847.001.006.09		+- 0.1



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** GRILON		***DIM.BRUTAS:*** 25x37x40
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva			
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: GUIA FIN DE CARRERA	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.006.10		***TOL.GRAL*** +- 0.1

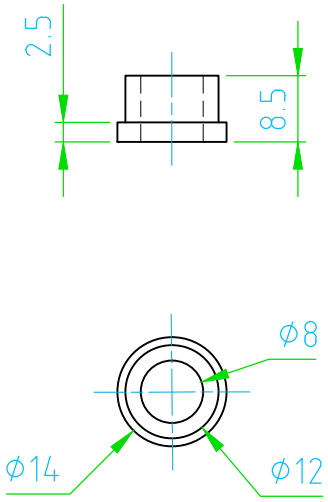


A-A



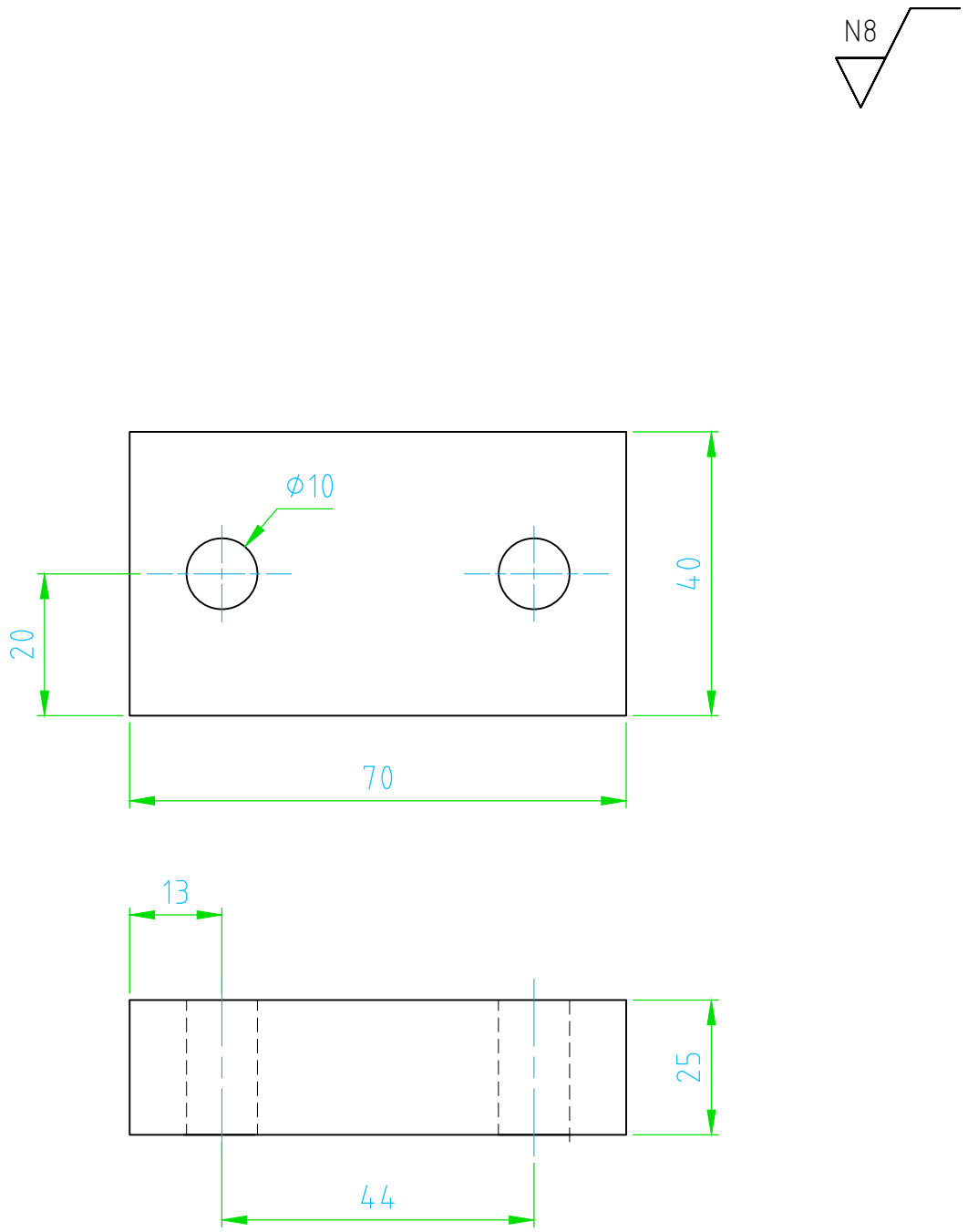
TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	A-36		6x50x50x71
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
SOPORTE DE CILINDRO DE	1 : 1	10.110456-110847.001.006.13		+- 0.1

N8



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:*** AISI 40	***DIM.BRUTAS:*** ø 16 x 9
RECUBRIMIENTO			

CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE: BUJE DE TORNILLO DE	***ESCALA:*** 1 : 1	***CODIGO:*** 10.110456-110847.001.006.17		***TOL.GRAL*** +- 0.1



TRATAMIENT TERMICO		***MATERIAL:***		***DIM.BRUTAS:***
RECUBRIMIENTO	Pintura anticorrosiva	A-36		25x41x71
CARRERA DE INGENIERIA MECANICA	*U.P.S.*	***DIS.***	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		DIB.	Juan Calero / Edison Paneluisa	2015-03-27
		REV.	Ing. Pablo Almeida	2015-03-27
CONTIENE:	***ESCALA:***	***CODIGO:***		***TOL.GRAL***
SEPARADOR	1 : 1	10.800-857.001.000.16		+- 0.1