

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño y construcción de equipo para calibrar manómetros tipo Bourdon
helicoidal con resolución de 200 psi y alcance 10000 psi"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Víctor Xavier Oleas Paredes

José Roberto Córdova Chávez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, hermanos, amigos y novia, por la paciencia y el apoyo en cada una de las etapas de este camino.

Victor Xavier Oleas Paredes

AGRADECIMIENTOS

A Dios por guiarme a lo largo de mi vida, a mi madre Lorena quien es mi pilar fundamental y principal apoyo, mi padre Roberto quien me enseñó a ser una persona transparente y a luchar por mis ideales. A mis hermanos Arianna y Sebastián por su apoyo incondicional. A Gustavo quien estuvo siempre presto a escuchar y aclarar mis dudas sin importar el ámbito de estas, a Erika por sus consejos, a mi novia Iliana quien estuvo presente y apoyándome en el tramo final y fundamental de mi carrera, a “Los peores” quienes hicieron que la universidad sea más llevadera y para terminar a todos los que de alguna forma me ayudaron y acompañaron durante toda esta etapa de mi vida.

José Roberto Córdova Chávez

DECLARACIÓN EXPRESA

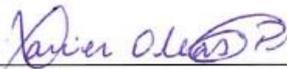
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Víctor Xavier Oleas Paredes

José Roberto Córdova Chávez

MSc. Victor Guadalupe Echeverría

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Victor Oleas Paredes
AUTOR



José Córdova Chávez
AUTOR



MSc. Victor Guadalupe E.
DIRECTOR

RESUMEN

Los instrumentos medidores de presión descalibrados presentan problemas de pérdida de exactitud, errores de medición e histéresis. Estos problemas son causados por diferentes causas, entre estas, la instalación incorrecta del manómetro en posiciones distintas a las de diseño y a la que fue calibrado, vibraciones mecánicas o sacudidas que ocasionan una oscilación en el puntero, variaciones de presión abruptas, humedad y temperaturas inadecuadas, entre otros. Las consecuencias de la falta de calibración de los manómetros involucran daños permanentes en el elemento sensible flexible, desacoplamiento o desajuste de elementos internos del instrumento e incumplimiento de la norma NTE INEN 1825.

El objetivo general del presente proyecto es diseñar y construir un equipo para calibrar manómetros cumpliendo las exigencias metrológicas de exactitud y precisión de la oficina internacional de pesos y medidas (BIPM, por sus siglas en inglés). El equipo por diseñar requiere un alcance de 10000 psi y utilizar como fluido hidráulico agua para generar presión. Entre los objetivos complementarios está realizar pruebas, comisionamiento del equipo y analizar los costos de construcción del mismo.

La metodología se desarrolló en tres secciones, la primera involucró el diseño del cilindro, el diseño del tornillo de avance y el diseño del pistón. El diseño del cilindro se subdividió en el cálculo de espesor de pared y cálculo de esfuerzos producidos en el interior del mismo. El diseño del tornillo de avance se subdividió en el cálculo del torque total, la verificación del auto bloqueo y el cálculo de eficiencia del tornillo y esfuerzos a los que se somete. Finalmente, el diseño del pistón se subdividió en el cálculo de su espesor y la selección del sistema de sellado. Para el diseño de estos elementos se utilizó el libro Diseño de Maquinas por Robert Mott y las normas ANSI B1.5-1973 y ANSI B1.9-1973. Se utilizó la teoría de falla de Von Mises para dimensionar el pistón y la teoría de falla estática en el diseño del cilindro.

El análisis presentó los siguientes resultados: el diámetro para el cilindro hidráulico fue de 1 ½ pulgadas con un factor de seguridad de 3.5. En el análisis del tornillo de potencia se consideró un tornillo de 5/8 de pulgada, este componente fue crítico ya

que se deben considerar criterios como tipo de rosca, paso y diámetros. Se determinó que el tornillo de avance fue auto bloqueante con una eficiencia de 46%. En el análisis del pistón, se utilizó el criterio de fallas de Von Mises y se obtuvo un amplio margen de seguridad de 6.53, se consideró un disco de 1.2 pulgadas de diámetro y una pulgada de espesor.

Por último, según el análisis estadístico realizado, el equipo cumplió con los requerimientos de la norma NTE INEN 1825, presentó un sesgo y linealidad dentro de los límites permitidos, siendo este muy pequeño, menor al 1.5% y así cumplió los objetivos del proyecto.

Palabras Clave: presión, calibración, tornillo de avance, elemento sensible.

ABSTRACT

Decalibrated pressure measuring instruments present problems of loss of accuracy, measurement errors and hysteresis. These problems are produced by a variety of causes, including improper installation of the pressure gauge at positions other than the design and calibration, mechanical vibration or shaking caused by pointer oscillation, abrupt pressure variations, humidity and inadequate temperatures, among others. The consequences of failure to calibrate gauges involve permanent damage to the flexible sensitive element, decoupling or maladjustment of internal elements of the instrument and non-compliance with the NTE INEN 1825 standard.

The overall objective of this project is to design and build a gauge calibration equipment to meet the metrological requirements of accuracy and precision of the BIPM. The equipment to be designed requires a range of 10000 psi and uses water to generate pressure. Among the complementary objectives is to carry out tests, commission the equipment and analyze the construction costs.

*The methodology was developed in three stages, the first involved the design of the cylinder, the design of the lead screw and the design of the piston. The design of the cylinder was subdivided in the calculation of wall thickness and calculation of stresses produced in the interior of the cylinder. The design of the feed screw was subdivided into the calculation of the total torque, the self-blocking check and the efficiency calculation of the screw and the stresses to which it is subjected. Finally, the design of the piston was subdivided in the calculation of its thickness and the selection of the sealing system. For the design of these elements we used the book *Designing Machines* by Robert Mott and ANSI standards B1.5-1973 and ANSI B1.9-1973. The Von Mises fault theory was used to dimension the piston and the static failure theory in cylinder design.*

The analysis presented the following results: the diameter for the hydraulic cylinder was 1 ½ inches with a safety factor of 3.5. In the analysis of the power screw was considered a 5/8-inch screw, this component was critical since criteria such as thread type, pitch

and diameters should be considered. It was determined that the feed screw was self-blocking with an efficiency of 46%. In the piston analysis, the Von Mises fault criterion was used and a wide safety margin of 6.53 was obtained, a disc 1.2 inches in diameter and one inch thick.

Finally, according to the statistical analysis carried out, the equipment complied with the requirements of the NTE INEN 1825 standard, presented a bias and linearity within the allowed limits, being very small, less than 1.5% and thus fulfilled the project objectives.

Keywords: pressure, calibration, feed screw, sensitive element.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN	I
ABSTRACT	III
ÍNDICE GENERAL	V
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	4
1.2.1 Objetivo General	4
1.2.2 Objetivos Específicos.....	4
1.3 Marco teórico.....	4
1.3.1 Definiciones en control	5
1.3.2 Unidades y clases de presión	8
1.3.3 Elementos mecánicos para medición de presión	9
1.3.4 Errores de los instrumentos	11
1.3.5 Procedimiento general de calibración.....	13
1.3.6 Calibración de instrumentos de presión	16
1.4 Alternativas de solución.....	19
1.4.1 Descripción de alternativas de diseño	19
1.4.2 Ventajas y desventajas de las alternativas.....	21

1.5	Selección de la mejor alternativa	22
1.5.1	Factores de influencia	22
1.5.2	Niveles de cumplimiento	23
1.5.3	Matriz de decisión	24
CAPÍTULO 2		26
2.	Metodología	26
2.1	Estrategia de diseño	26
2.2	Bases y consideraciones	27
2.3	Diseño detallado.....	29
2.3.1	Diseño de cilindro hidráulico	30
2.3.2	Diseño de tornillo de potencia	32
2.3.3	Diseño del Pistón Hidráulico o Émbolo.....	38
CAPÍTULO 3		41
3.	Resultados.....	41
3.1	Cilindro hidráulico	41
3.2	Tornillo de potencia	41
3.3	Pistón hidráulico	43
3.4	Análisis estadístico	43
3.5	Análisis de costos	46
CAPÍTULO 4		49
4.	Discusión y Conclusiones	49
4.1	Conclusiones	49
4.2	Recomendaciones.....	50
BIBLIOGRAFÍA		52
APÉNDICES.....		53

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
BIPM	Bureau International des Poids et Mesures
NMI	National Measurements Institutes
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
SAE	Servicio de Acreditación Ecuatoriano
OEM	Original Equipment Manufacturer
NC	Nivel de Cumplimiento
ANSI	American National Standards Institute
AISI	American Iron and Steel Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
NPT	National Pipe Thread
USD	United States Dollars

SIMBOLOGÍA

m	Metro
m ²	Metro cuadrado
°C	Grados centígrados
psi	Libras por pulgada cuadrada
atm	Presión atmosférica
N	Newton
N/m ²	Newton por metro cuadrado
s	Segundo
ec	Ecuación
lb	Libra
J	Joule
in	Pulgada
Pa	Pascal
Kg	Kilogramo
Cm	Centímetro
cm ²	Centímetro cuadrado
Kg/cm ²	Kilogramo por centímetro cuadrado
psia	Libra por pulgada cuadrada absoluta
mm	Milímetro
KPa	Kilo pascal
MPa	Mega pascal
GPa	Giga pascal
mbar	Milibar
lbf	Libra fuerza
k	Módulo de compresibilidad
V	Volumen de recámara
Δp	Variación de presión
ΔV	Variación de volumen
l	Longitud inicial de recámara

Δl	Longitud del tornillo por vuelta
σ_a	Esfuerzo axial
r_i	Radio interior
r_o	Radio exterior
p_i	Presión interna
p_o	Presión externa
S_y	Esfuerzo de fluencia del material
σ	Esfuerzo axial en el interior
η	Factor de seguridad
λ	Ángulo de avance
L	Avance por vuelta del tornillo
d_p	Diámetro de paso de rosca ACME
μ	Coefficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca
P	Fuerza de presión ejercida sobre el pistón
N	Fuerza normal o de contacto de superficie
f	Producto entre la fuerza normal y el coeficiente de fricción
A	Área transversal de la cara del pistón
α	Ángulo radial de cuerda ACME
T_{su}	Torque de subida
T_{sd}	Torque de descenso
T_u	Torque total de subida
T_d	Torque total de descenso
T_c	Torque del collarín
d_c	Diámetro medio del collarín de empuje
μ_c	Coefficiente de fricción del collarín de empuje
W_{ent}	Trabajo de entrada
W_{sal}	Trabajo de salida
e	Eficiencia del tornillo
σ'	Esfuerzo efectivo de Von Mises

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Causas y efectos de equipos de medición de presión no calibrados	3
Figura 1.2 Exactitud y precisión.....	6
Figura 1.3 Curva de histéresis	7
Figura 1.4 Partes de un manómetro tipo Bourdon	10
Figura 1.5 Elemento en espiral	10
Figura 1.6 Curva variable real-lectura.....	11
Figura 1.7 Error de cero.....	12
Figura 1.8 Error de multiplicación	12
Figura 1.9 Error de angularidad.....	13
Figura 1.10 Tornillo de cero de un manómetro	13
Figura 1.11 Tornillo de multiplicación.....	14
Figura 1.12 Tornillo de angularidad de un manómetro.....	14
Figura 1.13 Esquema de comprobador de pesos muertos.....	17
Figura 1.14 Esquema para calibración de instrumentos	18
Figura 1.15 Calibradores de presión neumática e hidráulica	18
Figura 1.16 Esquema para comprobador de pesos muertos	19
Figura 1.17 Esquema para comprobador hidráulico	20
Figura 1.18 Esquema para comprobador neumático	21
Figura 1.19 Diseño de forma del proyecto	25
Figura 2.1 Metodología de diseño del calibrador hidráulico	26
Figura 2.2 Esquema del tornillo de potencia	28
Figura 2.3 Tipos de perfiles de cuerda.....	28
Figura 2.4 Cilindro sometido a presión interna y externa	31
Figura 2.5 Fuerzas en el punto de contacto cuerda ACME	32
Figura 2.6 Eficiencia vs ángulo de avance.....	37
Figura 2.7 Esquema del émbolo y el cilindro	38
Figura 2.8 Elemento de esfuerzo bidimensional	39
Figura 3.1 Gráfico de eficiencias para tornillos de cuerda ACME	42
Figura 3.2 Análisis de la varianza	44

Figura 3.3 Gráfica de intervalos de varianzas real vs medición	44
Figura 3.4 Gráfica de linealidad	45

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Unidades de presión	8
Tabla 1.2 Ventajas y desventajas	22
Tabla 1.3 Matriz de decisión.....	24
Tabla 2.1 Propiedades mecánicas del AISI 304	29
Tabla 2.2 Ángulo de avance y eficiencia para cuerda ACME.....	38
Tabla 3.1 Resultados de diseño del tornillo de potencia	42
Tabla 3.2 Costo de materiales	46
Tabla 3.3 Costo de servicios	47
Tabla 3.4 Equipos adicionales	47

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista general
PLANO 2	Vista explosionada
PLANO 3	Tubo principal
PLANO 4	Reservorio de agua
PLANO 5	Tubería para purga
PLANO 6	Cabezal del tornillo
PLANO 7	Émbolo y pistón

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

El capítulo 1 detalla el problema a resolver con sus respectivas causas y efectos, describe los objetivos generales y específicos, el marco teórico con información útil al proyecto y un análisis de posibles soluciones con una matriz de decisión para la selección de la alternativa más idónea para el proyecto.

1.1 Descripción del problema

El Sistema Metrológico Internacional está formado por la Oficina Internacional de Pesos y Medidas (BIPM, por sus siglas en francés) y el conjunto de Institutos Nacionales de Metrología (NMI, por sus siglas en inglés), se agrupan en Organizaciones Regionales de Metrología que regulan a su vez organismos nacionales, siendo en el Ecuador, el Ministerio de Industrias y Productividad el encargado de regular al Instituto Ecuatoriano de Normalización. El INEN dispone del Laboratorio Nacional de Metrología y este a su vez designa otros laboratorios en el país para servicios de calibración que cumplan la norma NTE INEN 1825 (INEN, 2017).

El Servicio de Acreditación Ecuatoriano SAE, el cual avala el profesionalismo de los organismos de evaluación de conformidad, indica que hay únicamente seis laboratorios acreditados para calibración de equipos de presión en el país y solo uno de estos se encuentra en la ciudad de Guayaquil, por esto no se realizan los debidos controles, lo cual genera que se incumplan las normativas exigidas por la INEN para dichos instrumentos (SAE, 2017).

Las vibraciones mecánicas a las que se somete el instrumento de medición de presión producen una oscilación en el puntero del equipo, con una amplitud mayor al 1/10 de la longitud de la división de escala más pequeña produciendo importantes errores de medición (INEN, 2017).

Un instrumento medidor de presión está mal instalado cuando el extremo de acoplamiento del instrumento no se encuentra en el mismo plano horizontal,

este debe ser montado en la posición especificada por el fabricante, igual a la de diseño y a la que fue calibrado, por lo general en posición vertical, es absolutamente normal que un manómetro en posición vertical no tenga la aguja en cero al colocarlo en posición horizontal (INEN, 2017).

Las variaciones de presión abruptas o sobrepresiones, provocan que se genere efectos de la fuerza de inercia en el instrumento, la presión debe limitarse al 75% del rango de operación en presión constante y el 60% en presiones pulsantes, todo esto produce que los equipos medidores de presión se descalibren (INEN, 2017).

Un instrumento de medición de presión debe operar bajo condiciones ambientales especificadas, la humedad relativa no debe superar el 80% y la temperatura del instrumento fuera del rango ± 20 °C con desviaciones que causan una variación de indicación mayor que 1/5 del error máximo permitido del instrumento (INEN, 2017).

El servicio ecuatoriano de normalización recomienda calibrar los equipos de medición de presión en un periodo de entre 0 y 17 meses para el debido cumplimiento de la norma NTE INEN 1825, los manómetros más utilizados por los Fabricantes de Equipos Originales (OEM, por sus siglas en inglés) de diversas industrias son de tipo Bourdon, para presiones superiores a 870 psi se utiliza Bourdon de tipo helicoidal (INEN, 2017).

Un medidor de presión no calibrado que además no se somete a revisiones periódicas produce pérdida de exactitud del instrumento, errores de medición e histéresis, esto puede ocasionar daños en el elemento flexible del instrumento por sobre presurización o en el peor de los casos, desacoplamiento y daños en los mecanismos internos del instrumento ya sea en los terminales, tirantes o segmentos dentados, los cuales transfieren la deformación del tubo Bourdon a la aguja indicadora del manómetro (Creus, 2017).

En la figura 1.1 se presentan las principales causas y efectos del problema relacionado con los equipos de medición de presión.

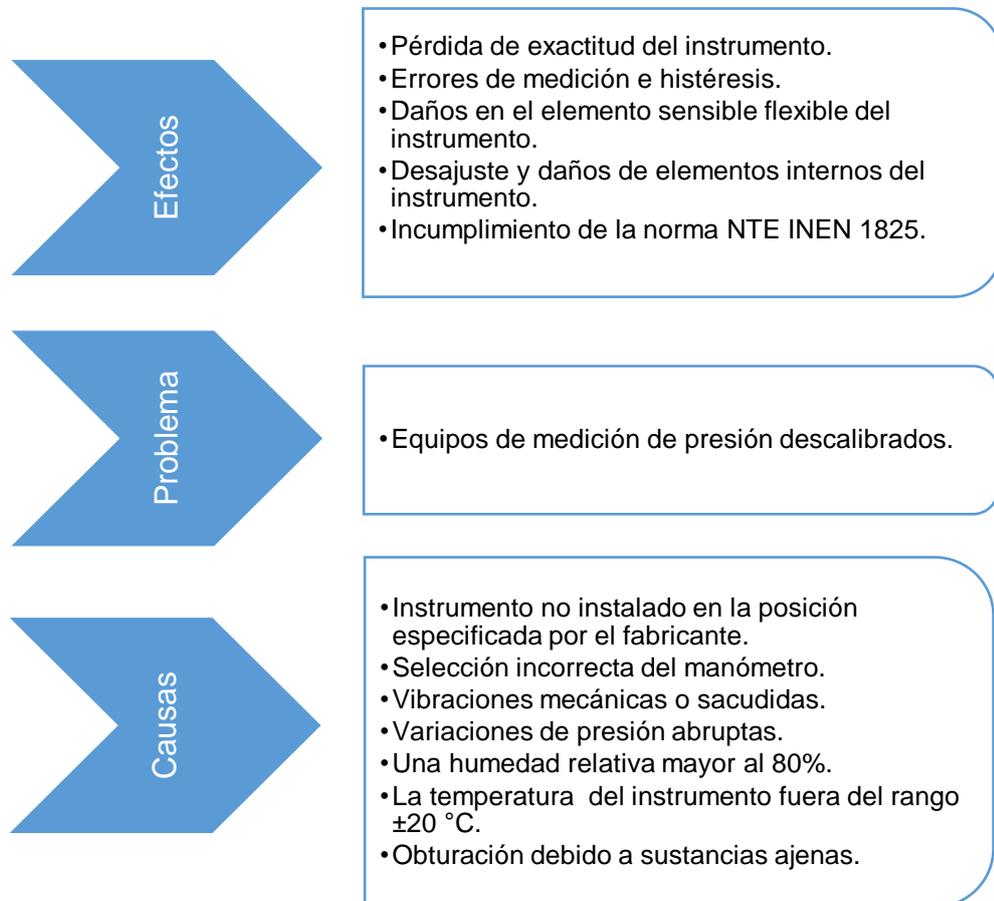


Figura 1.1 Causas y efectos de equipos de medición de presión no calibrados

Fuente: NTE INEN 1825.

Elaborado por: Los Autores

El proyecto propone el diseño de un equipo para calibrar los manómetros tipo Bourdon helicoidales con resolución de 200 psi y rango de 0-10000 psi. Se debe realizar una inspección visual para descartar fisuras, rupturas, golpes, fugas o contaminación. Para la verificación de la exactitud, se debe utilizar un manómetro patrón o balanza de pesos muertos.

El manómetro patrón a emplear debe tener al menos dos veces el grado de exactitud del manómetro a calibrar, por ejemplo, para un manómetro con

exactitud del 0.5% se requiere un manómetro patrón con exactitud del 0.1%. Ambos instrumentos deben estar conectados a la misma línea de suministro de presión para que no exista variación de medición (ASME, 2013).

Un calibrador de manómetros determina el error del instrumento con respecto a un patrón de referencia y determina la exactitud del mismo para certificar o no la aptitud para el uso con un margen de error reducido, estos resultados constan en un certificado de calibración con validez oficial (INEN, 2017).

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar y construir un equipo para calibrar manómetros, cumpliendo las exigencias metrológicas de exactitud y precisión del BIPM (Oficina internacional de pesos y medidas).

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar un calibrador de manómetros con alcance de 10000 psi.
- Construir un equipo para calibrar manómetros.
- Realizar pruebas y comisionamiento del equipo.
- Realizar manuales de funcionamiento y operación del equipo.
- Analizar los costos de construcción del equipo.
- Esquematizar planos ilustrativos del equipo.

1.3 Marco teórico

Esta sección muestra la información, conceptos y teorías involucradas para el desarrollo del proyecto y se tomará como referencia principal el libro de Calibración e Instrumentación Industrial.

1.3.1 Definiciones en control

Los instrumentos de control tienen su propia terminología, estos términos empleados definen las características propias de medida y de control y las estáticas y dinámicas de los diversos instrumentos utilizados. A continuación, se presentan los principales términos utilizados.

Campo de medida: Es el espectro o conjunto de valores de la variable medida que están comprendidos dentro de los límites superior e inferior de la capacidad de medida, de recepción o de transmisión del instrumento. Viene expresado estableciendo los dos valores extremos (Creus, 2010).

Alcance: Es la diferencia algebraica entre los valores superior e inferior del campo de medida del instrumento (Creus, 2010).

Error: Es la desviación que presentan las medidas prácticas de una variable de proceso con relación a las medidas teóricas o ideales, como resultado de las imperfecciones de los aparatos y de las variables parásitas que afectan al proceso. Existen dos tipos de errores, el error absoluto y el relativo. El error absoluto es la diferencia entre el valor leído y el valor verdadero, mientras que el error relativo representa la calidad de la medida y es la relación entre el error absoluto y el error verdadero (Creus, 2010).

Incertidumbre de la medida: Al realizar una calibración, se realiza una comparación del instrumento a calibrar con un aparato patrón para averiguar si el error se encuentra dentro de los límites dados por el fabricante del instrumento. Como el aparato patrón no permite medir exactamente el valor verdadero y como además en la operación de comparación intervienen diversas fuentes de error, no es posible caracterizar la medida por un único valor, lo que da lugar a la incertidumbre (Creus, 2010).

Exactitud: Es la cualidad de un instrumento de medida por la que tiende a dar lecturas próximas al valor verdadero de la magnitud medida. En otras palabras, es el grado de conformidad de un valor indicado a un valor estándar aceptado o valor ideal, considerando este valor ideal como si fuera el verdadero. El grado de conformidad independiente es la desviación máxima entre la curva de calibración de un instrumento y una curva característica especificada, posicionada de tal modo tal que se reduce al mínimo dicha desviación máxima (Figliola & Beasley, 2009).

Precisión: Es la cualidad de un instrumento por la que tiende a dar lecturas muy próximas unas a otras, es decir, es el grado de dispersión de las mismas. Un instrumento puede tener una pobre exactitud, pero una gran precisión (Creus, 2010). En la figura 1.2 se muestra una comparación entre exactitud y precisión.

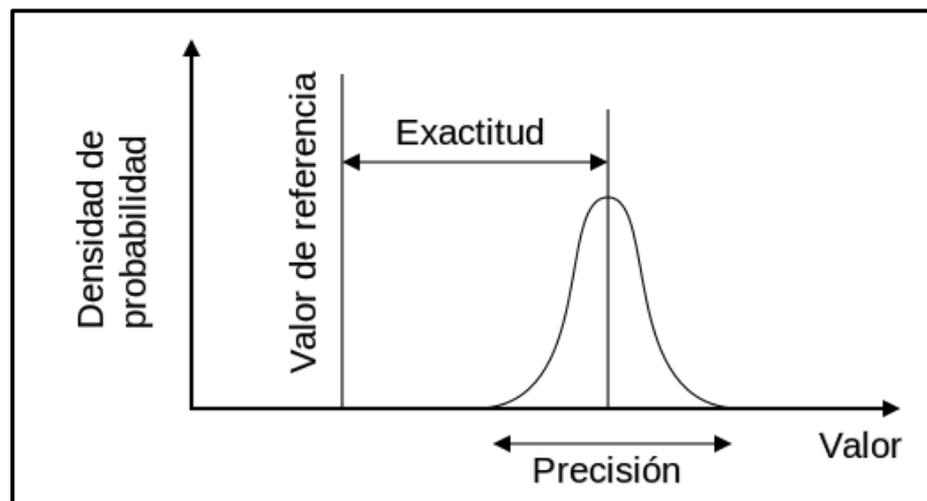


Figura 1.2 Exactitud y precisión

Fuente: Areny, 2004.

Zona muerta: Es el campo de valores de la variable que no hace variar la indicación o la señal de salida del instrumento, es decir, que no produce su respuesta. Viene dada en tanto por ciento del alcance de la medida (Morris, 2003).

Sensibilidad: Es la razón entre el incremento de la señal de salida o de la lectura y el incremento de la variable que lo ocasiona, después de haberse alcanzado el estado de reposo (Creus, 2010).

Repetibilidad: Es la capacidad de reproducción de las posiciones de la pluma o del índice o de la señal de salida del instrumento, al medir repetidamente valores idénticos de la variable en las mismas condiciones de servicio y en el mismo sentido de variación, recorriendo todo el campo (Morris, 2003).

Histéresis: Es la diferencia máxima que se observa en los valores indicados por el índice o la pluma del instrumento o la señal de salida para el mismo valor cualquiera del campo de medida, cuando la variable recorre toda la escala en los dos sentidos, ascendente y descendente (Creus, 2010). En la figura 1.3 se muestra como varían las señales en sentido ascendente y en sentido descendente.

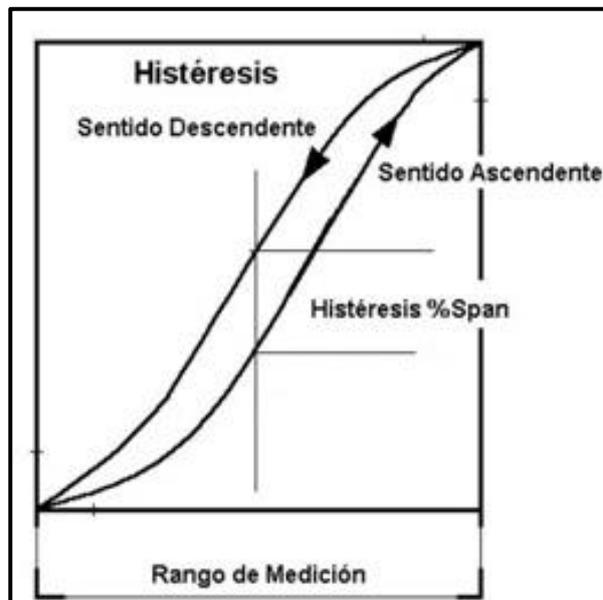


Figura 1.3 Curva de histéresis

Fuente: Beckerath.

1.3.2 Unidades y clases de presión

La presión es una fuerza por unidad de superficie y puede expresarse en unidades tales como pascal, bar, atmósferas, kilogramos por centímetro cuadrado y psi (libras por pulgada cuadrada). El pascal es 1 newton por metro cuadrado (1 N/m^2), siendo el newton la fuerza que aplicada a un cuerpo de masa 1 kg le comunica una aceleración de 1 m/s^2 (Figliola & Beasley, 2009).

Tabla 1.1 Unidades de presión

	Psi	Atm	Kg/cm ²	Bar	Pa
Psi	1	0,0680	0,0703	0,0689	6894,76
Atm	14,7	1	1,033	1,0132	$1,0133 \times 10^5$
Kg/cm ²	14,22	0,9678	1	0,98	98066
Bar	14,5	0,987	1,02	1	10^5
Pa	0,00014	$0,987 \times 10^{-5}$	$0,102 \times 10^{-4}$	10^{-5}	1

Elaborado por: Los autores

Fuente: Creus.

Presión absoluta: Es la presión que se mide con relación al cero absoluto de presión (Creus, 2010).

Presión atmosférica: Es la presión ejercida por la atmósfera terrestre medida mediante un barómetro. A nivel del mar, esta presión es próxima a 760 mm (29,9 pulgadas) de mercurio absolutos o 14,7 psia o bien 1,01325 bar o $1,03322 \text{ Kg/cm}^2$ y estos valores definen la presión ejercida por la atmósfera estándar (Figliola & Beasley, 2009).

Presión relativa: Es la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica del lugar donde se realiza la medición. Hay que señalar que al aumentar o disminuir la presión atmosférica, disminuye o aumenta respectivamente la presión leída (Figliola & Beasley, 2009).

Presión diferencial: Es la diferencia entre dos presiones (Beckerath, 2008).

Vacío: Es la diferencia de presiones entre la presión atmosférica existente y la presión absoluta, es decir, es la presión medida por debajo de la atmosférica (Beckerath, 2008).

1.3.3 Elementos mecánicos para medición de presión

Se clasifican en dos tipos, los elementos primarios de medida directa que miden la presión comparándola con la ejercida por un líquido de densidad y altura conocidas y en elementos primarios elásticos que se deforman con la presión interna del fluido que contienen (Figliola & Beasley, 2009).

Los elementos primarios elásticos más empleados son el tubo de Bourdon, el elemento en espiral, el helicoidal, el diafragma y el fuelle. Los materiales empleados normalmente son acero inoxidable, aleación de cobre o níquel o aleaciones especiales (Morris, 2003).

El tubo de Bourdon es un tubo de sección elíptica que, al aumentar la presión en el interior del tubo, éste tiende a enderezarse y el movimiento es transmitido a la aguja indicadora, por un sector dentado y un piñón. Un extremo del tubo está 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, para amplificar el movimiento, el curvado del tubo puede ser de varias vueltas formando elementos en "C", torcido, espiral, o helicoidal (ASME, 2006).

En la figura 1.4 que se presenta continuación, muestra las partes de un manómetro tipo Bourdon, tales como, la aguja, el muelle tubular, el terminal, el tirante, el segmento dentado, la porta muelle, entre otros.

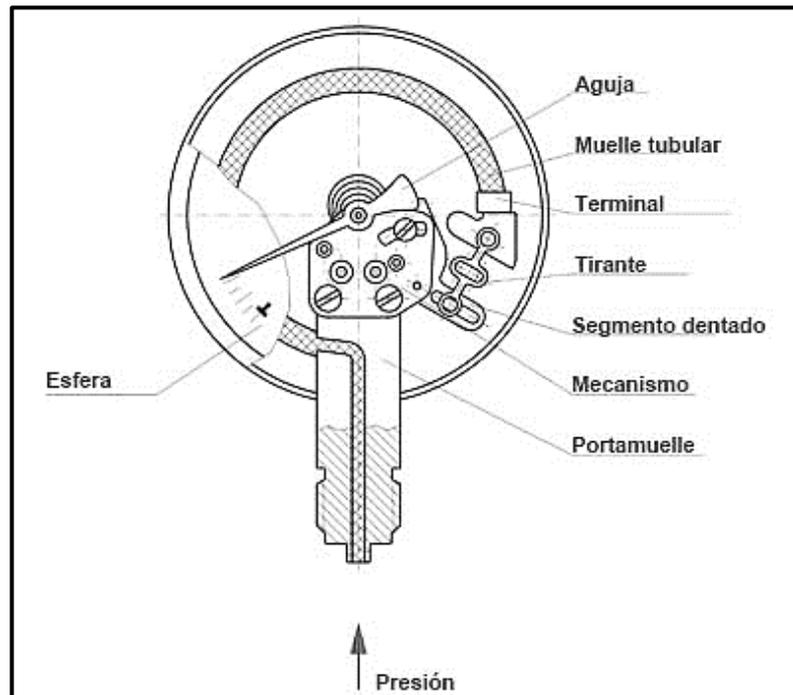


Figura 1.4 Partes de un manómetro tipo Bourdon

Fuente: Guía Metas.

El elemento en espiral se forma arrollando el tubo Bourdon en forma de espiral alrededor de un eje común, y el helicoidal arrollando más de una espira en forma de hélice, ver figura 1.5. Estos elementos proporcionan un desplazamiento grande del extremo libre y, por ello, son ideales para los registradores (Beckerath, 2008).

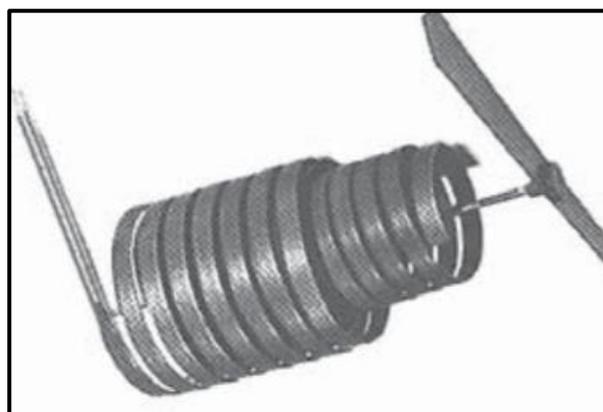


Figura 1.5 Elemento en espiral

Fuente: Creus.

1.3.4 Errores de los instrumentos

Los instrumentos de medición y control indican unos valores inexactos que se apartan en mayor o menor grado del valor real de la señal de entrada. El valor verdadero no se puede establecer, solo sus límites que entran en los términos de la exactitud del instrumento. De este modo, un instrumento estará descalibrado si, al compararlo con otro instrumento patrón, la lectura se aparta del valor de la exactitud dado por el fabricante (Creus, 2010).

Se considera que un instrumento está bien calibrado cuando, en todos los puntos de su campo de medida, la diferencia entre el valor real de la variable y el valor indicado, o registrado o transmitido, está comprendido entre los límites determinados por la exactitud del instrumento (Creus, 2010). En la figura 1.6 se puede observar esta diferencia mencionada entre las variables real y lectura.

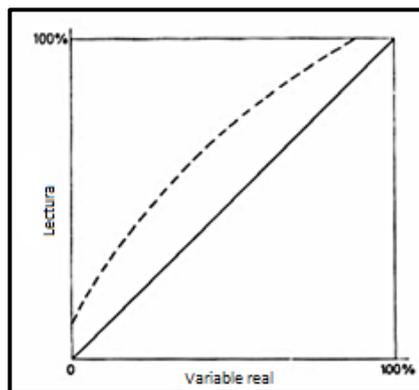


Figura 1.6 Curva variable real-lectura

Fuente: Creus.

En condiciones de funcionamiento estático, las desviaciones de la curva variable real-lectura de un instrumento típico con relación a la recta ideal representan los errores de medida del aparato. Esta curva puede descomponerse en tres que representan individualmente los tres tipos de errores que pueden hallarse en forma aislada o combinada en los instrumentos (Morris, 2003).

Error de cero: Todas las lecturas o señales de salida están desplazadas un mismo valor con relación a la recta ideal, este desplazamiento puede ser positivo o negativo. Cambia el punto de partida o de base de la recta representativa sin que varíe la inclinación de la curva (Creus, 2010).

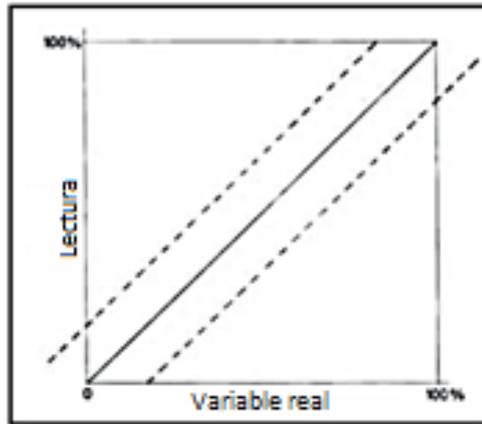


Figura 1.7 Error de cero

Fuente: Creus.

Error de multiplicación: Todas las lecturas o señales de salida aumentan o disminuyen progresivamente con relación a la recta representativa, sin que el punto de partida cambie, esta desviación puede ser positiva o negativa (Creus, 2010).

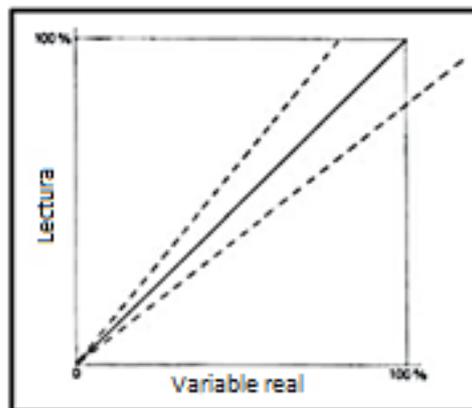


Figura 1.8 Error de multiplicación

Fuente: Creus.

Error de angularidad: La curva coincide con los puntos 0% y 100% de la recta representada, pero se aparta de la misma en los restantes. El máximo de la desviación suele estar a la mitad de la escala (Creus, 2010).

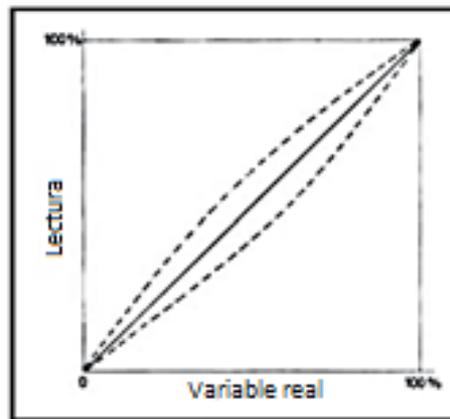


Figura 1.9 Error de angularidad

Fuente: Creus.

1.3.5 Procedimiento general de calibración

En general, el error de cero se corrige con el llamado tornillo de cero que se muestra en la figura 1.10 que modifica directamente la posición final del índice, la pluma o la señal de salida del instrumento.

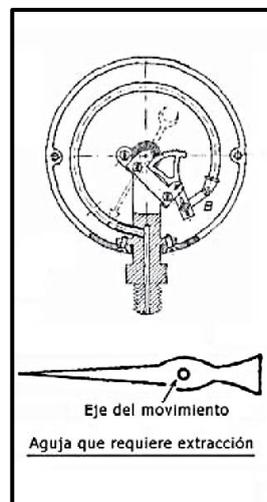


Figura 1.10 Tornillo de cero de un manómetro

Fuente: Creus.

El error de multiplicación se corrige actuando sobre el tornillo de multiplicación que modifica directamente la relación de amplitud de movimientos de la señal de salida (índice o pluma), ver figura 1.11, esto quiere decir que aumenta o disminuye progresivamente las lecturas sobre la escala (Creus, 2010).

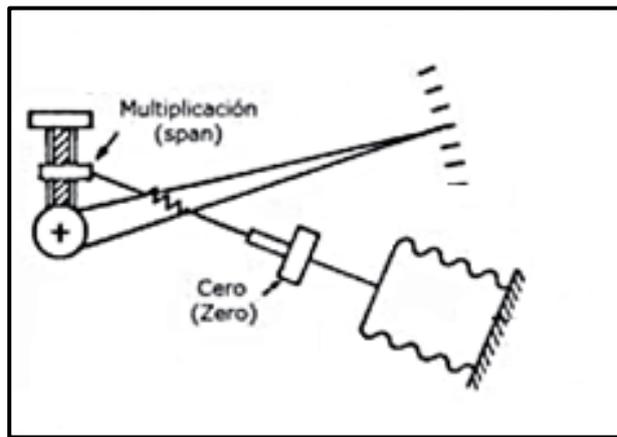


Figura 1.11 Tornillo de multiplicación

Fuente: Creus.

El error de angularidad se presenta únicamente cuando el instrumento tiene una transmisión por palancas del movimiento del elemento primario o de la variable medida al índice de lectura o de registro, esto se ilustra en la figura 1.12 (Creus, 2010).

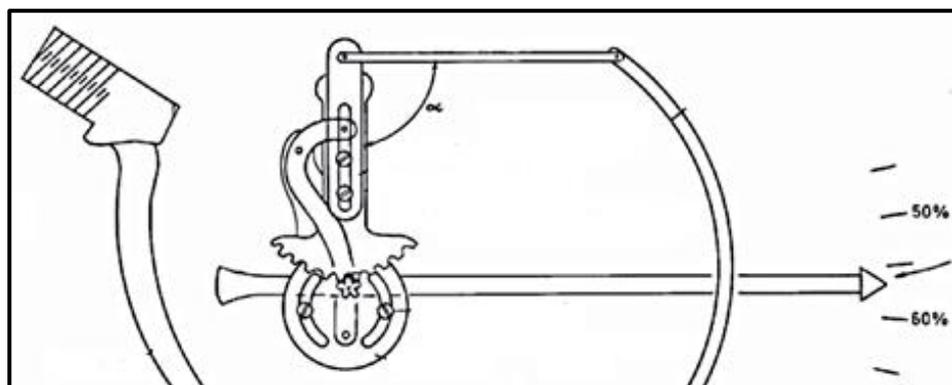


Figura 1.12 Tornillo de angularidad de un manómetro

Fuente: Creus.

El procedimiento general para calibrar un instrumento es el siguiente:

- 1) Situar la variable en el valor mínimo del campo de medida y, en este valor, ajustar el tornillo de cero del instrumento hasta que el índice señale el punto de base.
- 2) Colocar la variable en el valor máximo del campo de medida y, en este valor, ajustar el tornillo de multiplicación hasta que el índice señale el valor máximo de la variable.
- 3) Si el instrumento tiene error de angularidad, ajustar el tornillo hasta mover el índice en la dirección del error unas cinco veces y la curva variable-lectura se aplane.
- 4) Reajustar, nuevamente, los tornillos de cero y de multiplicación hasta conseguir la exactitud deseada o requerida.
- 5) Comprobar los puntos intermedios 25%, 50%, 75% de la calibración.

Otros errores provienen de la lectura del instrumento por el observador, estos son de paralaje y de interpolación que se describen a continuación:

Error de paralaje: Es el que se produce cuando el observador efectúa la lectura de modo que la línea de observación al índice no es perpendicular a la escala del instrumento (Beckerath, 2008).

Para reducir o disminuir este tipo de error, algunos instrumentos tienen el sector graduado separado de la escala y a muy poca distancia del índice, y otros poseen un sector especular, con lo que la línea de observación debe ser perpendicular a la escala para que coincidan el índice y su imagen (Creus, 2010).

Error de interpolación: Es el que se presenta cuando el índice no coincide exactamente con la graduación de la escala y el observador redondea sus lecturas por exceso o por defecto (Creus, 2010).

La calibración de los instrumentos requiere disponer de aparatos patrones y de dispositivos de comprobación colocados, usualmente, en el taller de instrumentos. Los aparatos patrones deben tener una exactitud 4 veces superior, como mínimo, a la de los instrumentos que van a calibrarse (ASME, 2006).

1.3.6 Calibración de instrumentos de presión

Para calibrar los instrumentos de presión pueden utilizarse varios dispositivos que emplean, generalmente, manómetros patrón. Estos son manómetros de alta exactitud del orden del $\pm 0,2\%$ de toda la escala. También pueden utilizarse, como aparatos patrón de presión, los transmisores digitales inteligentes por la exactitud elevada que poseen, del orden del $\pm 0,2\%$ (Creus, 2010).

Comprobador de peso muerto: Consiste en una bomba de aceite o de fluido hidráulico con dos conexiones de salida, una conectada al manómetro patrón y la otra a un cuerpo de cilindro dentro del cual desliza un pistón de sección calibrada que incorpora un juego de pesas (Figliola & Beasley, 2009).

La comprobación se lleva a cabo accionando la bomba hasta levantar el pistón que soporta las pesas calibradas. Con la mano se hace girar este pistón. Su giro libre indica que la presión es la adecuada, ya que el conjunto pistón-pesas está rotando sin fricción (Beckerath, 2008).

Un comprobador de manómetros de pesas puede alcanzar una exactitud del $\pm 0,06\%$, y los pistones y las pesas utilizados pueden acercarse a $\pm 0,008\%$. El uso frecuente del comprobador puede degradar la exactitud en $\pm 0,015\%$ por año, por lo que puede ser necesaria una recertificación periódica. La exactitud general de la medida es de $\pm 0,1\%$ (Creus, 2010).

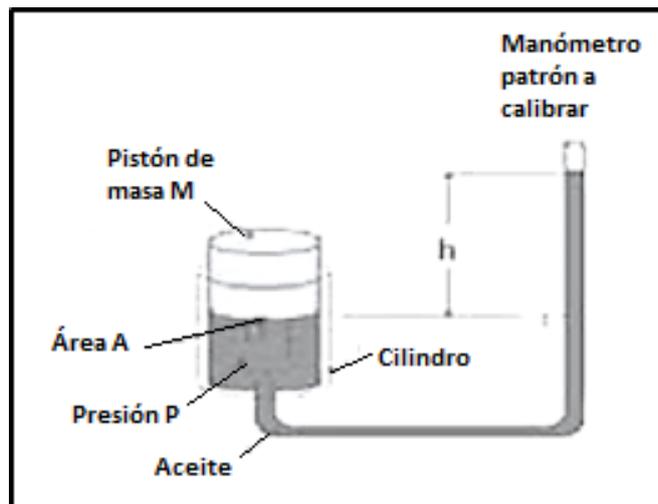


Figura 1.13 Esquema de comprobador de pesos muertos

Fuente: Creus.

En la figura 1.13 se muestra un esquema general de un comprobador de pesos muertos y se indican sus partes, tales como, el cilindro con un área definida, el pistón con masa definida, la presión ejercida, el aceite como fluido hidráulico y la ubicación del manómetro a calibrar.

Las características principales de estos calibradores son:

- Pistones y cilindros de carburo de tungsteno.
- Rangos de presión neumática de -100 kPa (vacío) a 10 MPa de presión relativa (-1 bar de vacío hasta 100 bar de presión relativa).
- Rangos de presión hidráulica desde 20 kPa a 400 MPa de presión relativa (0,2 bar hasta 4.000 bar de presión relativa).

Calibradores de presión neumáticos e hidráulicos: El esquema simple para la calibración de los instrumentos de presión se muestra en la figura 1.15 para un transmisor neumático o hidráulico, la simulación de la presión puede ser por medio de una bomba de vacío, un compresor, un comprobador de manómetros o un esfigmomanómetro. Los valores de presión abarcan márgenes de presiones de 0 – 1 bar, 0 – 2 bar, 0 – 6 bar y 0 – 200 bar o superior (Creus, 2010).

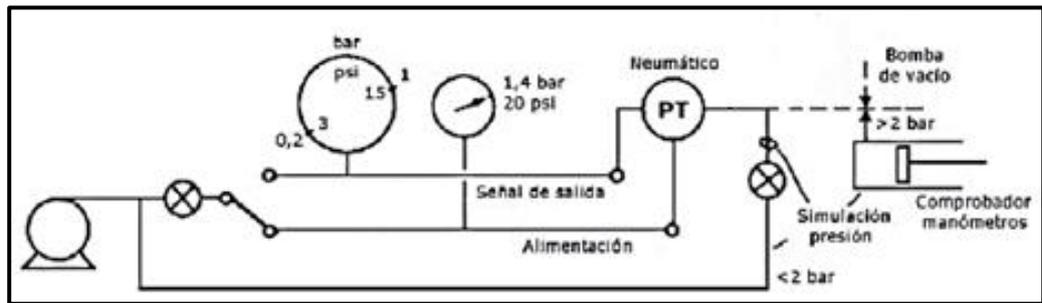


Figura 1.14 Esquema para calibración de instrumentos

Fuente: Creus.

Las maletas de calibración neumáticas consisten en un pequeño compresor de aire sin aceite apto para alimentar dos o tres instrumentos a la presión mínima de 2 kg/cm², a fin de acoplarle un manorreductor que proporcione la presión de alimentación de 1,4 kg/cm² (Creus, 2010).

Otro sistema, utiliza unas bombas manuales que mediante bombeo con la mano consiguen márgenes de presión de 0 – 20 bar para aire y 0 – 700 bar para agua destilada o aceite hidráulico mineral, además de una conexión para un manómetro patrón (Creus, 2010). En la figura 1.15 se muestran los diferentes tipos de calibradores según el fluido de operación.

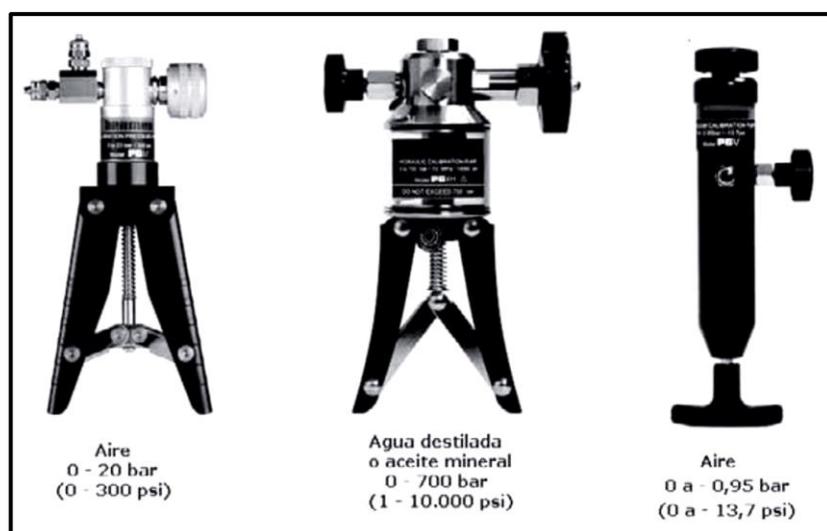


Figura 1.15 Calibradores de presión neumática e hidráulica

Fuente: Creus, 2017.

1.4 Alternativas de solución

Esta sección compara tres tipos de equipos calibradores de manómetros y sus mecanismos de operación, lo cual sirve para realizar un análisis de alternativas y desarrollar una matriz de decisión importante para seleccionar la opción más conveniente para el proyecto.

1.4.1 Descripción de alternativas de diseño

Alternativa A – Comprobador de pesos muertos

En la figura 1.16 se muestra el esquema de diseño de alternativa A, el cual es un sistema de comprobador de pesos muertos que utiliza el principio de un equilibrio de presiones para calibrar los manómetros. Se aplica una presión conocida por medio de pesas certificadas y con un tornillo de avance que comprime un fluido en su interior. La comprobación se lleva a cabo accionando la bomba hasta levantar el pistón que soporta las pesas calibradas. Con la mano se hace girar este pistón. Su giro libre indica que la presión es la adecuada, ya que el conjunto pistón-pesas está rotando sin fricción

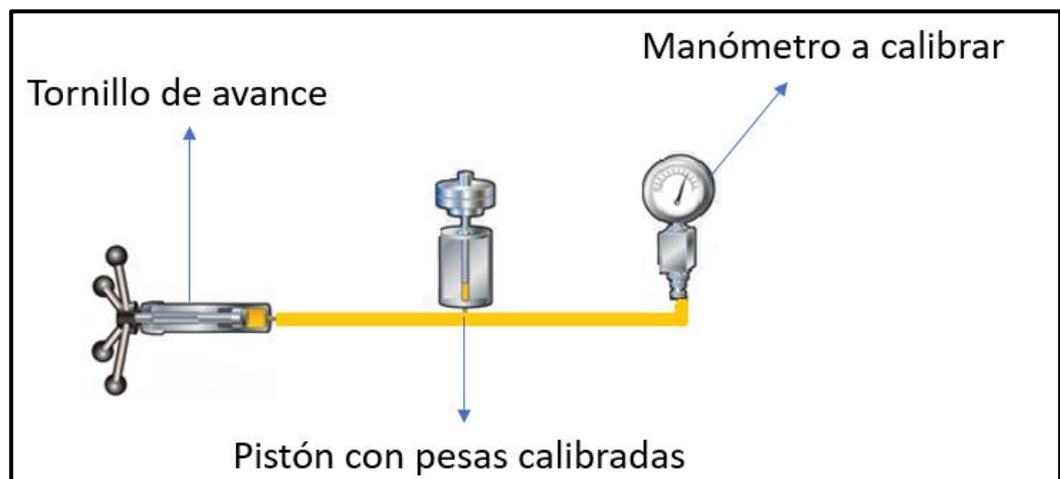


Figura 1.16 Esquema para comprobador de pesos muertos

Fuente: Elaboración propia.

En el esquema se indica cada componente, siendo estos, el tornillo de avance, conexiones para el manómetro a calibrar y el pistón con sus pesas certificadas que generan la presión en el interior del conducto.

Alternativa B – Comprobador de presión hidráulico

Consiste en un sistema donde se genera presión en un medio líquido por medio de un tornillo de avance y un pistón, cuenta con un reservorio para el fluido y una válvula check para evitar el retorno del fluido al interior del reservorio. Al dar avance al tornillo se mueve el pistón dentro del cilindro comprimiendo el fluido en el interior, esto genera una presión la cual es leída por los manómetros y se procede a la comprobación. Este tipo de calibradores se los usa por lo general para calibrar manómetros que operan en el rango de 0 a 700 bar o superior.

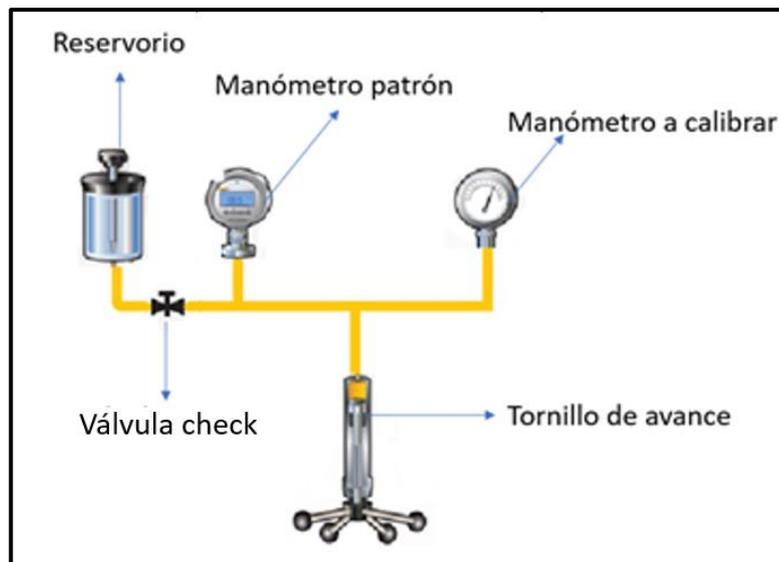


Figura 1.17 Esquema para comprobador hidráulico

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 1.17 se presenta un bosquejo de la alternativa B y se señala cada elemento que compone el sistema, estos son el tornillo de avance con su pistón, válvula check, reservorio y conexiones para el manómetro patrón y manómetro a calibrar.

Alternativa C – Comprobador de presión neumático

Consiste en un sistema que funciona en base a un gas acumulado dentro de un cilindro, este fluido al ser comprimido llega hasta una válvula de distribución que conecta con un manómetro patrón y un manómetro a calibrar para realizar la comprobación, esta presión generada por una bomba neumática debe ser controlada y medida adecuadamente.

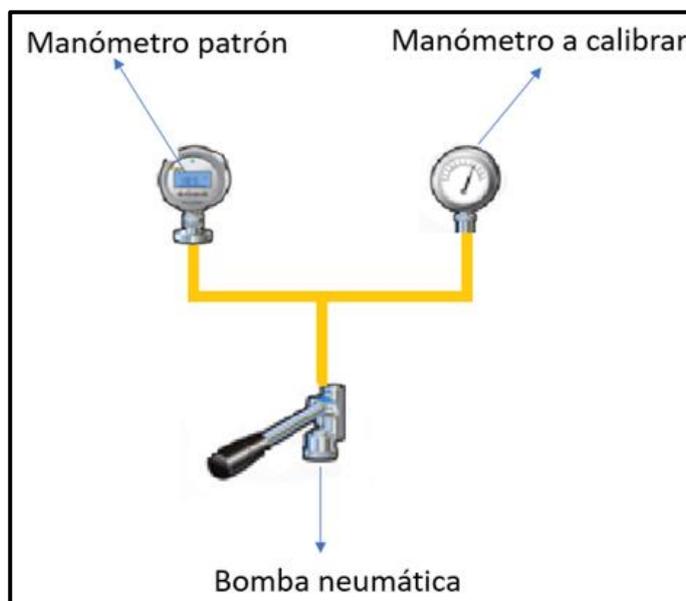


Figura 1.18 Esquema para comprobador neumático

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 1.18 se muestra un bosquejo de esta última alternativa y se indica sus partes: bomba neumática, manómetro patrón y manómetro a calibrar. Cabe mencionar que todos estos elementos se conectan mediante un cilindro de paredes gruesas. Este tipo de calibradores se los usa por lo general para calibrar manómetros que operan en el rango de 0 a 300 bar.

1.4.2 Ventajas y desventajas de las alternativas

A continuación, en la tabla 1.2 se presentan las ventajas y desventajas de las tres alternativas de diseño propuestas para resolver el problema planteado en este proyecto.

Tabla 1.2 Ventajas y desventajas

Alternativas	Ventajas	Desventajas
Comprobador de pesos muertos	Fácil manejo del equipo.	Mayor número de pesas para presiones altas.
	Baja probabilidad de falla.	Alcance hasta 20 bar por lo que requiere sistema auxiliar.
		Fricción en el émbolo donde se aplica la fuerza.
Comprobador de presión hidráulico.	Alcance hasta 700 bar o superior.	Tiempo entre mantenimientos es menor.
	Menor tiempo de operación.	Mayor cantidad de accesorios necesarios para correcto funcionamiento del sistema
	Mayor sensibilidad del sistema.	
Comprobador de presión neumático.	Mayor versatilidad de áreas de trabajo.	Mayor riesgo de fuga.
	Menor tiempo de operación.	Se requiere mayor supervisión durante la operación del equipo.
		Alcance hasta 300 bar.

Elaborado por: Los autores

1.5 Selección de la mejor alternativa

En esta sección se desarrolla una matriz de decisión para poder comparar las alternativas descritas anteriormente por medio de factores de influencia o criterios para poder elegir la alternativa más adecuada según los requerimientos deseados.

1.5.1 Factores de influencia

En el diseño, los factores de influencia son aquellas características que afectan la evaluación de las alternativas descritas, por lo que se las detalla y se las califica según criterio personal, teniendo cada criterio la misma importancia que los demás de 20%. Los criterios evaluados para la matriz de decisión se describen a continuación:

Accesibilidad: Este criterio hace mención a los equipos y accesorios que conforman cada tipo de calibrador. Es otorgada la mayor calificación al equipo, el cual sus partes sean más accesibles en el mercado y presten una mejor mantenibilidad ya que al no poseer algún elemento, implicaría un aumento considerable en costos de fabricación.

Sensibilidad: Este criterio representa la cantidad más pequeña que se puede medir, al equipo con mayor sensibilidad se le otorgará la mayor calificación, de tal forma que los instrumentos más sensibles son capaces de detectar los cambios más pequeños y esto es una característica importante de los equipos de calibración (Beckerath, 2008).

Capacidad de compresión: Este criterio tiene relación a las propiedades de cada fluido de trabajo, puede ser aire, aceite hidráulico o agua desionizada, este criterio influye también en el tamaño final del equipo. La mayor calificación será para el sistema que use un fluido con mayor módulo de compresibilidad que nos permita alcanzar los 10000 psi requeridos.

Capacidad de operación: Hace referencia al número máximo de instrumentos que se calibran en cada operación. El acople de válvulas permite conectar un mayor número de manómetros en el mismo nivel de referencia para evitar variaciones de medidas de presión.

Costo de fabricación: Este criterio se refiere a buscar la alternativa más económica, la inversión se realiza después de analizar costos en la adquisición de los mecanismos que componen cada calibrador.

1.5.2 Niveles de cumplimiento

El nivel de cumplimiento (NC) se refiere al grado de desempeño de cada alternativa en factor a cada factor de influencia. Se calificará cada criterio en una escala del 1 al 3, siendo 1 muy malo y 3 muy bueno.

1.5.3 Matriz de decisión

En la tabla descrita en esta sección, se muestran las alternativas presentadas previamente con los diferentes factores de influencia con sus respectivas ponderaciones y niveles de cumplimiento. Al final de la tabla se presentan los resultados de la evaluación realizada lo que nos permite seleccionar la alternativa más idónea para el proyecto.

Tabla 1.3 Matriz de decisión

	Calibrador de pesos muertos	Calibrador de presión hidráulica	Calibrador de presión neumática
Accesibilidad (20%)	Pesas certificadas, pistón, manómetro a calibrar. (3/3) (20%)	Tornillo de avance, reservorio, manómetro patrón, manómetro a calibrar, válvula check, válvula de alivio. (2/3) (13.33%)	Bomba neumática, manómetro a calibrar, manómetro patrón. (2/3) (13.33%)
Sensibilidad (20%)	40 mbar (1/3) (6.67%)	5 mbar (3/3) (20%)	20 mbar (2/3) (13.33%)
Capacidad de compresión (20%)	Aceite hidráulico (3/3) (20%)	Aceite hidráulico o agua desionizada (3/3) (20%)	Aire (1/3) (6.67%)
Capacidad de operación (20%)	No cumple (1/3) (6.67%)	Cumple (3/3) (20%)	Cumple (3/3) (20%)
Costo de fabricación (20%)	Elevado (1/3) (6.67%)	Mediano (2/3) (13.33%)	Mediano (2/3) (13.33%)
Total (15/15) (100%)	9/15 (60%)	13/15 (80%)	10/15 (66.66%)

Fuente: Elaboración propia.

La matriz presentada en la tabla 1.3 señala que la mejor opción para resolver el problema es el calibrador de presión hidráulica. El diseño que se propone produce un trabajo continuo, donde el fluido a comprimir cumple las propiedades para alcanzar la presión deseada de 10000 psi. Los elementos que lo conforman se encuentran disponibles en el mercado y son de fácil mantenibilidad.

A continuación, se muestra un diseño de forma de la alternativa seleccionada, el tornillo de avance con su pistón, una recámara para almacenar el fluido, una válvula check, una válvula de alivio y dos conexiones para los manómetros, observar figura 1.19.

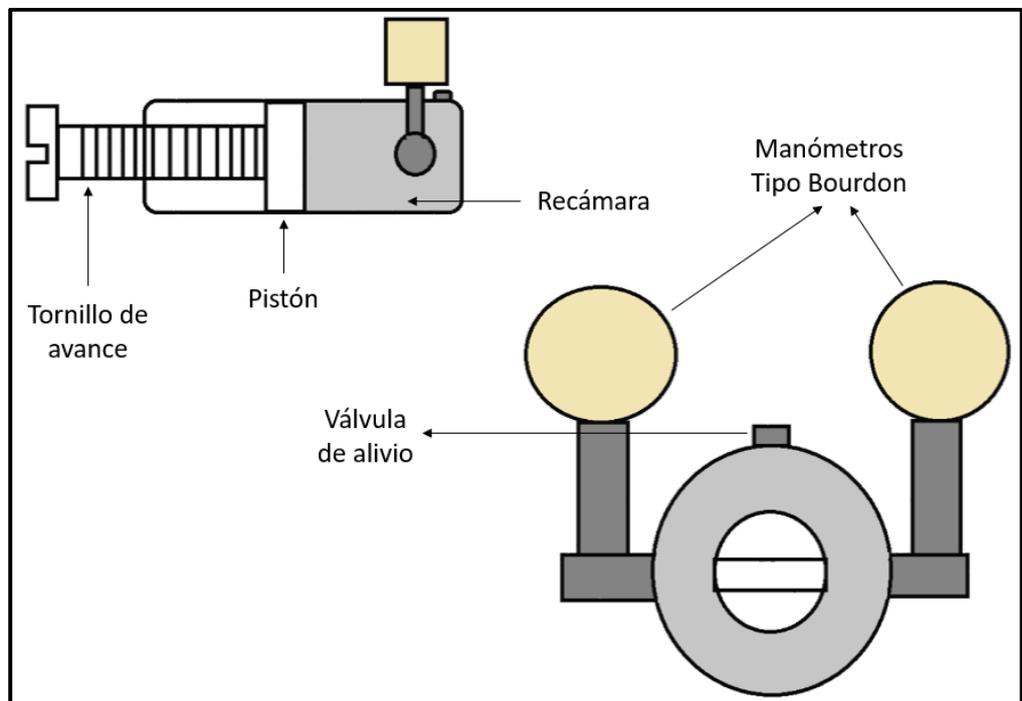


Figura 1.19 Diseño de forma del proyecto

Fuente: Elaboración propia.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En esta sección se presenta en forma detallada las consideraciones que se han tomado en cuenta para el diseño del calibrador hidráulico y sus respectivos componentes, todo esto, con el fin de lograr una solución que cumpla los requerimientos planteados.

2.1 Estrategia de diseño

En la figura 2.1 se muestra un flujograma donde se describe cada una de las etapas de diseño para el calibrador hidráulico.

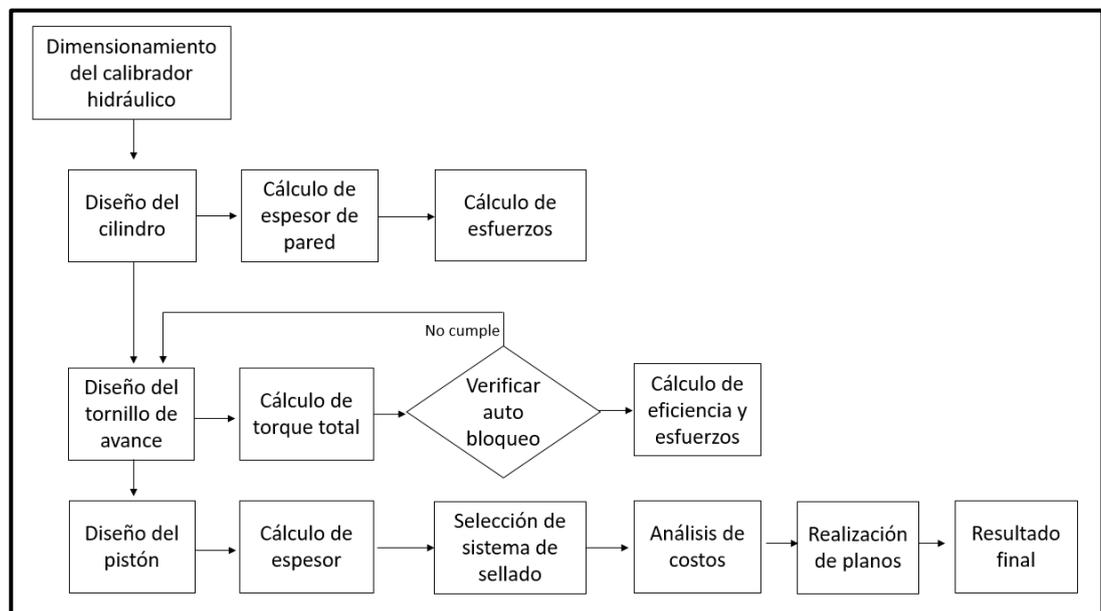


Figura 2.1 Metodología de diseño del calibrador hidráulico

Fuente: Elaboración propia.

El libro principal que se utilizará para el diseño de los componentes del calibrador es Diseño de Maquinas por Robert Mott, norma ANSI B1.5-1973 y ANSI B1.9-1973.

Para el dimensionamiento del calibrador hidráulico, se inicia con la presión a la que se quiere llegar y la selección del material en el que se desea trabajar

de acuerdo al fluido de compresión que se empleará. A continuación, se detalla los pasos para el diseño completo del sistema:

Diseño del cilindro: Se inicia con el diseño del cilindro donde se alojará el fluido de compresión, por seguridad y cuidados al medioambiente se selecciona el agua como fluido idóneo. Para elaborar el diseño y dimensionamiento del cilindro hidráulico se inicia con el cálculo de espesor de la pared calculando los esfuerzos, se considerará como un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna de extremos cerrados donde está presente un esfuerzo tridimensional llamado longitudinal o axial.

Diseño del tornillo de potencia: Se realiza el dimensionamiento del tornillo de potencia el cual generará la presión dentro del cilindro mediante la aplicación de un torque. Una vez calculado el ángulo de avance del tornillo considerando un diámetro y longitud estándar de perfil ACME, se procederá a realizar los cálculos de fuerzas, torques de subida y bajada. El siguiente paso es verificar el auto bloqueo del tornillo, es decir, que no regrese a su posición inicial, en caso de no cumplir se debe rediseñar el tornillo hasta que lo haga. Finalmente se procederá a realizar el cálculo de la eficiencia del tornillo.

Diseño del pistón: Se realiza el dimensionamiento del pistón, se realizará el cálculo del espesor en base a los esfuerzos que se producen en el mismo. Una vez calculado el esfuerzo efectivo se lo procede a comparar con el esfuerzo de fluencia del material seleccionado y se calcula el factor de seguridad. Luego se selecciona el sistema de sellado y de lubricación del pistón para reducir la fricción entre el pistón y el cilindro.

2.2 Bases y consideraciones

Se considerará como un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna de extremos cerrados donde está presente un esfuerzo tridimensional llamado longitudinal o axial.

Se considerará también para el diseño, un tornillo de potencia, estos convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal, estos elementos mecánicos son capaces de obtener una gran ventaja al momento de desplazar grandes cargas (Norton, 2011).

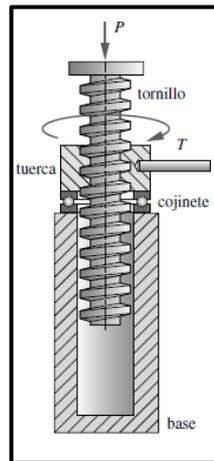


Figura 2.2 Esquema del tornillo de potencia

Fuente: Norton.

En este tipo de aplicaciones se requiere de perfiles de cuerda lo suficientemente fuertes para tolerar las cargas generadas. El perfil más eficiente y resistente es el perfil cuadrado, además, por su geometría elimina las componentes radiales de fuerza entre la tuerca y el tornillo, sin embargo, por la perpendicularidad en sus caras su fabricación es complicada y es por esto que se utilizará perfil ACME (Norton. 2011).

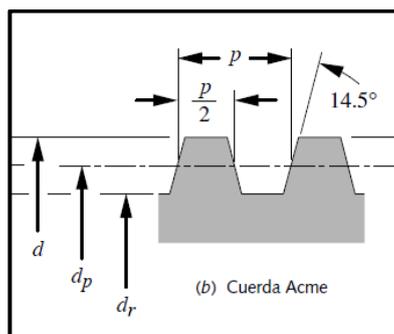


Figura 2.3 Tipos de perfiles de cuerda

Fuente: Norton.

Un factor importante a considerar es la presencia de fricción, ya que la encontramos significativamente entre el tronillo y la tuerca, del mismo modo se encuentra fricción entre la tuerca y la base.

Los experimentos indican que el coeficiente de fricción en un conjunto cuerda-tuerca, lubricado con aceite, es de aproximadamente 0.15 ± 0.05 . La fricción en un cojinete plano, sin rodamientos, de empuje es aproximadamente la misma que en las cuerdas (ASME, 2006).

El material que se utilizará es el acero inoxidable AISI 304, es de tipo austenítico y proporcionan una buena combinación de resistencia a la corrosión contra el fluido que se empleará. Es esencialmente no magnético en estado recocido y sólo puede endurecerse en frío. Su bajo contenido en carbono con respecto a la aleación 302 otorga una mejor resistencia a la corrosión. A continuación, se presenta las propiedades de este acero:

Tabla 2.1 Propiedades mecánicas del AISI 304

Propiedades mecánicas	
Alargamiento (%)	60
Dureza Brinell	160 – 190
Impacto Izod ($J m^{-1}$)	20 – 136
Módulo de elasticidad (GPa)	190 – 210
Resistencia a la tracción (MPa)	460 – 1100

Fuente: UNE-EN 10088-5:2010.

2.3 Diseño detallado

Para comenzar el diseño de nuestro sistema se debe considerar el módulo de compresibilidad del fluido seleccionado para trabajar que es agua, y así calcular la cantidad de volumen que se debe reducir para alcanzar los 10000 psi requeridos en el equipo. El módulo de compresibilidad está definido con la siguiente expresión:

$$k = -V \frac{\Delta p}{\Delta V}$$

Donde:

k: Módulo de compresibilidad, 319083.02 [psi]

V: Volumen de la recámara [in³]

Δp : Variación de presión en el cilindro [psi]

ΔV : Variación del volumen de la recámara por acción del pistón [in³]

Despejando la variación del volumen de la definición anterior, se tiene que:

$$\Delta V = -V \frac{\Delta p}{k} \quad \text{ec. (1)}$$

Considerando que la variación de presión será 800 psi y que cada vuelta es la mínima medida que se desea censar, en este caso 200 psi, y que el área transversal permanece constante, se puede transformar la ecuación (1) a la siguiente ecuación:

$$\Delta l = -l \frac{\Delta p}{k} \quad \text{ec. (2)}$$

Donde:

l: Longitud inicial de la recámara, 12 [in]

Δl : Longitud de la recámara o avance del tornillo por vuelta [in]

Reemplazando los valores en la ecuación (2) se obtiene:

$$\Delta l = -0.03 \text{ in}$$

2.3.1 Diseño de cilindro hidráulico

Para el diseño completo del cilindro de extremos cerrados, el esfuerzo axial en la pared esta dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{ec. (3)}$$

Donde:

r_i : Radio interior, 0.605 [in]

r_o : Radio exterior, 0.75 [in]

p_i : Presión interna, 12000 [psi]

p_o : Presión externa [psi]

Para una mejor comprensión, observar figura 2.4.

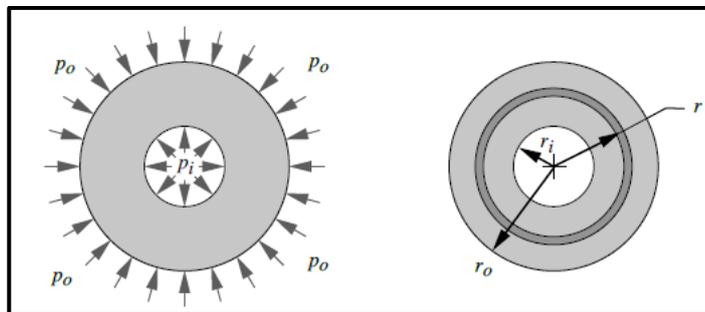


Figura 2.4 Cilindro sometido a presión interna y externa

Fuente: Norton.

La variación de esfuerzos no es lineal a través del espesor de la pared. Al ser la presión externa manométrica $p_o = 0$ y el esfuerzo máximo del material 78320.4 *psi*, la ecuación para extremos cerrados se reduce a:

$$\sigma_a = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{ec. (4)}$$

Considerando que los factores presión, radio interno y el radio externo ya son conocidos, se obtiene el valor del esfuerzo al cual están sometidas las paredes del cilindro. Reemplazando los valores en la ecuación (4) se obtiene:

$$\sigma_a = 22335.52 \text{ psi}$$

El factor de seguridad de diseño de la pared del cilindro estará dado por la ecuación:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{ec. (5)}$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de fluencia del material, 78320.4 [psi]

σ : Esfuerzo axial en el interior del cilindro, 22335.52 [psi]

Reemplazando los datos en la ecuación (5) se obtiene:

$$\eta = 3.5$$

2.3.2 Diseño de tornillo de potencia

Cálculo de fuerzas y torque en un tornillo de potencia

Se puede hacer la analogía que la cuerda de un tornillo, es un plano inclinado que se enrolla alrededor de un cilindro y este crea una hélice (ASME, 2006), así mismo, se puede considerar a la tuerca un bloque que se desliza sobre este plano, observar figura 2.5.

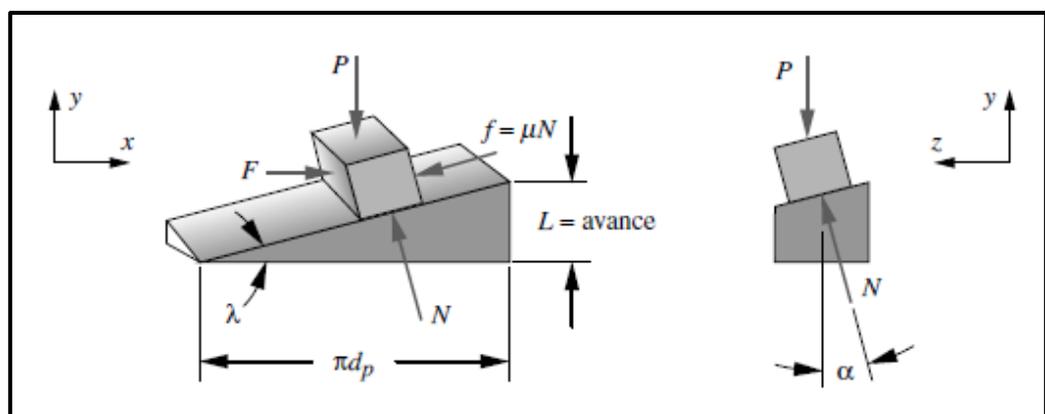


Figura 2.5 Fuerzas en el punto de contacto cuerda ACME

Fuente: Norton.

El ángulo de avance se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad \text{ec. (6)}$$

Donde:

λ : Ángulo de avance

L : Avance por vuelta del tornillo, 0.3 [in]

d_p : Diámetro de paso de rosca ACME de 5/8 in de diámetro mayor, 0.5 [in]

Reemplazando los valores en la ecuación (6) se obtiene:

$$\lambda = 10.81$$

Para la elevación de las cargas sobre la hélice del tornillo se realiza una sumatoria de fuerzas en los ejes x y y con lo cual se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda) \quad \text{ec. (7)}$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad \text{ec. (8)}$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca, 0.2

P : Fuerza de presión ejercida sobre el pistón [lbf]

N : Fuerza normal o de contacto de superficie [lbf]

f : Producto entre la fuerza normal y el coeficiente de fricción [lbf]

Para obtener una expresión para la fuerza F se debe combinar las ecuaciones anteriores, dando como resultado la siguiente ecuación:

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad \text{ec. (9)}$$

Antes de obtener la fuerza de elevación se debe obtener la fuerza de presión P con la siguiente ecuación:

$$P = p_i A \quad \text{ec. (10)}$$

Donde:

A : Área transversal de la cara del pistón, $0.196 \text{ [in}^2\text{]}$

Reemplazando los datos en la ecuación (10) se obtiene:

$$P = 3681.55 \text{ lbf}$$

Los experimentos indican que el coeficiente de fricción en un conjunto cuerda-tuerca, lubricado con aceite, es de aproximadamente 0.15 ± 0.05 (ASME, 2006). La fricción en un cojinete plano, sin rodamientos, de empuje es aproximadamente la misma que en las cuerdas. Reemplazando los datos en la ecuación (9) se obtiene:

$$F = 1496 \text{ lbf}$$

El ángulo radial de una cuerda ACME, introduce un factor más en las ecuaciones de torque, ya que la fuerza normal entre el tornillo y la tuerca está angulada en dos planos. El torque de elevación necesario está definido como:

$$T_{su} = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} \quad \text{ec. (11)}$$

Donde:

α : Ángulo radial de cuerda ACME, 14.5°

T_{su} : Torque de subida [$lb \cdot in$]

Luego se debe calcular el torque necesario para girar el collarín de empuje, ya que este también contribuye con la fricción, este torque está dado por la siguiente ecuación:

$$T_c = \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad \text{ec. (12)}$$

Donde:

μ_c : Coeficiente de fricción del collarín de empuje

d_c : Diámetro medio del collarín de empuje [*in*]

T_c : Torque del collarín [*lb · in*]

Se debe tomar en cuenta que el torque del collarín puede ser igual o superior al torque del tornillo, a menos que se usen cojinetes de rodamientos en el collarín. Para el descenso de carga se hace el mismo análisis, tomando en cuenta que la fuerza y la fricción cambian su sentido. Por lo tanto, el torque total para levantar la carga T_u y el torque total para descender la carga T_d se define con las siguientes ecuaciones:

$$T_u = T_{su} + T_c = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad \text{ec. (13)}$$

$$T_d = T_{sd} + T_c = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p - L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha + \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad \text{ec. (14)}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones (13) y (14) se obtiene:

$$T_u = 562.38 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$$T_d = 198.06 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Verificación de auto bloqueo y retroceso en tornillos de potencia

El tornillo es capaz de mantener la carga en su lugar sin aplicación de torque alguno, ni la presencia de algún tipo de freno (Norton, 2011). El tornillo es auto bloqueante si cumple la siguiente condición:

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha \quad \text{ec. (15)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (15) se tiene que la condición se cumple, por lo tanto el sistema si es auto bloqueante.

$$0.2 \geq 0.185$$

Esta relación supone una carga estática sobre la junta, cualquier tipo de vibración o carga dinámica que implique movimiento relativo entre los elementos de esta, inevitablemente ocasionará un deslizamiento hacia abajo en la cuerda del tornillo (Norton, 2011).

Cálculo de la eficiencia del tornillo

La eficiencia está dada por la razón entre el trabajo saliente sobre el trabajo entrante, para los tornillos de potencia el trabajo es el producto del torque por el desplazamiento angular en radianes y el trabajo de salida es el producto de la fuerza de carga y el avance (Norton, 2011).

$$W_{ent} = 2\pi T \quad \text{ec. (16)}$$

$$W_{sal} = PL \quad \text{ec. (17)}$$

Donde:

W_{ent} : Trabajo de entrada [$lb \cdot in$]

W_{sal} : Trabajo de salida [$lb \cdot in$]

Para el trabajo de entrada se considera una sola revolución. Por lo tanto, la eficiencia se define con la siguiente ecuación:

$$e = \frac{W_{sal}}{W_{ent}} = \frac{PL}{2\pi T} = \frac{\cos \alpha - \mu \tan \lambda}{\cos \alpha + \mu \cot \lambda} \quad \text{ec. (18)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (18) se obtiene:

$$e = 46\%$$

La eficiencia del tornillo depende netamente de su geometría y el coeficiente de fricción en la junta. En la figura 2.6 se observa una gráfica de eficiencia vs ángulo de avance λ , despreciando la fricción del collarín. Si se considera la fricción del collarín como es de esperarse la eficiencia disminuye (Norton, 2011).

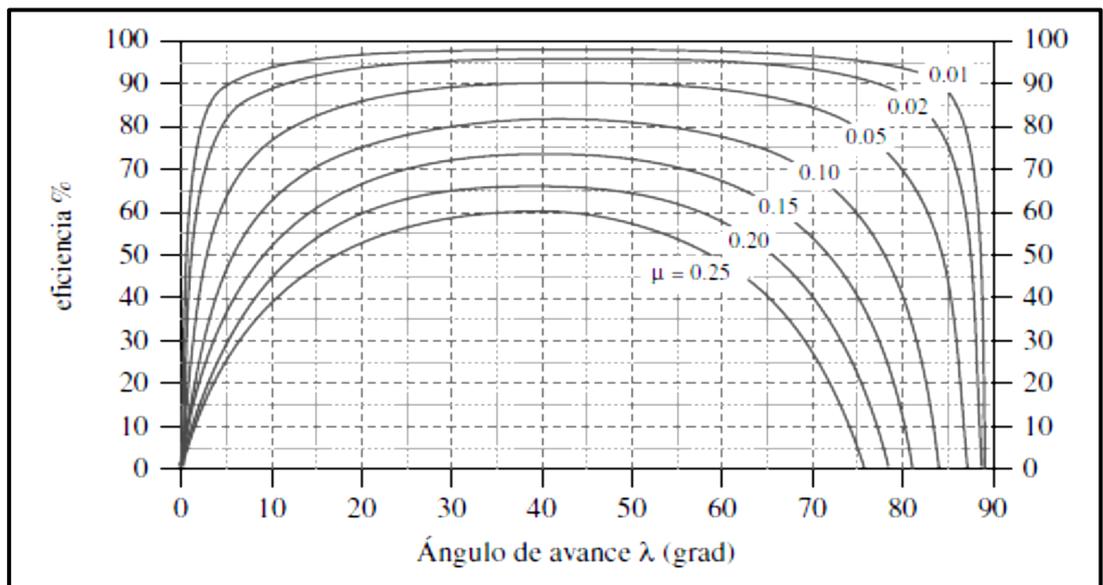


Figura 2.6 Eficiencia vs ángulo de avance

Fuente: Norton.

La eficiencia real es menor a la mostrada en la gráfica de la figura 2.6. Los tornillos estándares ACME tienen ángulos de avance que varían entre 2° y 5° , como se indica en la tabla 2.2 la eficiencia oscila entre 18% y 36%

considerando un coeficiente de fricción de 0.15. Si se reduce la fricción en la cuerda, se incrementaría significativamente la eficiencia (Norton, 2011).

Tabla 2.2 Ángulo de avance y eficiencia para cuerda ACME

Tamaño (in)	Ángulo de avance	Eficiencia %
1/4 - 16	5.2	36
5/16 - 14	4.7	34
3/8 - 12	4.5	34
7/16 - 12	3.8	30
1/2 - 10	4.0	31
5/8 - 8	4.0	31
3/4 - 6	4.5	34
7/8 - 6	3.8	30
1 - 5	4.0	31

Fuente: Norton.

2.3.3 Diseño del Pistón Hidráulico o Émbolo.

Para el diseño del pistón hidráulico o émbolo que se encuentra dentro del cilindro se utiliza el criterio de esfuerzo plano, este elemento al moverse alternativamente cambia la presión del fluido dentro del cilindro como se observa en la siguiente figura:

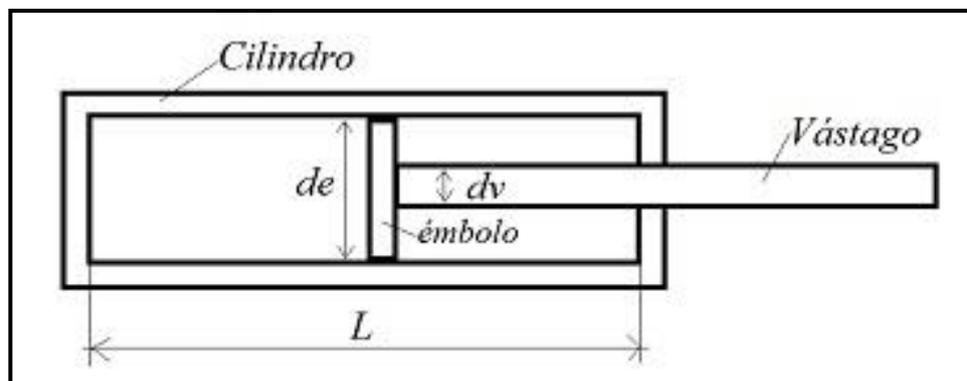


Figura 2.7 Esquema del émbolo y el cilindro

Fuente: Norton.

Cálculo de esfuerzo

Los esfuerzos normales actúan de forma perpendicular, es decir, normalmente a la cara del pistón y tienden a halarla hacia afuera (esfuerzo normal de tensión) o empujarla hacia el interior (esfuerzo normal de compresión). Tales componentes de los esfuerzos normal y cortante que actúan sobre un elemento infinitesimal dan como resultado un tensor (Norton,2011).

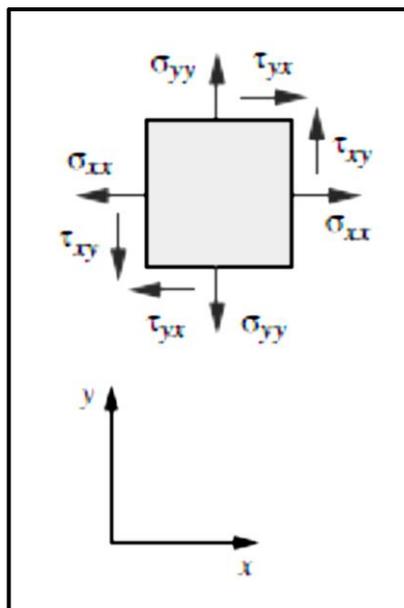


Figura 2.8 Elemento de esfuerzo bidimensional

Fuente: Norton.

Se considera que en el pistón solo existirán esfuerzos de compresión a lo largo de su cara y será causado únicamente por la presión interna del cilindro en el momento máximo, esta presión ha sido considerada con un valor extra a la presión máxima de trabajo, es decir, el esfuerzo que sufre el pistón es igual a $\sigma_x = 12000 \text{ psi}$.

Factor de Seguridad

En esta sección se utiliza el criterio de esfuerzo efectivo de Von Mises donde σ' se define como el esfuerzo de tensión uniaxial que crea la misma

energía de distorsión que la combinación real de los esfuerzos aplicados. (Norton, 2011).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad \text{ec. (19)}$$

En este caso:

$$\sigma' = \sigma_x \quad \text{ec. (20)}$$

Una vez calculado el esfuerzo efectivo se lo procede a comparar con el esfuerzo de fluencia del material seleccionado y se calcula el factor de seguridad con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{ec. (21)}$$

Donde:

η : Factor de seguridad

S_y : Esfuerzo de fluencia del material, 78320.4 [psi]

Reemplazando los datos en la ecuación (21) se obtiene:

$$\eta = 6.53$$

Este factor de seguridad nos da un amplio margen de trabajo en cuanto al sistema.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En esta sección se analizan y comentan los resultados obtenidos, se describe si eran los esperados o existió algún inconveniente en el proceso de obtención de los mismos. Se utilizan tablas de resultados obtenidas en el capítulo anterior. También se presentan los datos estadísticos más representativos y finalmente se incluye una sección de análisis de costos, en donde se realiza una descripción de los costos relacionados para el desarrollo de la solución.

3.1 Cilindro hidráulico

Luego del resultado obtenido del cálculo de esfuerzos sometidos dentro de la recámara en la sección 2.3, se utilizó como variables las dimensiones de un tubo de acero inoxidable AISI 304 de 1 ½ pulgadas de diámetro y de diámetro interno de 45 mm (1.75 pulgadas), accesible en el mercado ecuatoriano, refleja que se obtiene un factor de seguridad de:

$$\eta = 3.5$$

El factor de diseño planteado por los diseñadores es de 1.2, en este caso el material y el diseño cumplen a cabalidad y no se presenta riesgo de fallas. El tubo fue maquinado en su interior hasta llegar a 1.21 pulgadas de diámetro y dejarle un acabado superficial N4, para disminuir la fricción del émbolo.

3.2 Tornillo de potencia

Siendo el tornillo el elemento crítico en el diseño del equipo calibrador de manómetros, durante el proceso de diseño se consideró un tornillo de 5/8 de pulgada, pero al pasar a la etapa de construcción y por facilidad de acceso se usó un tornillo de 10/8 de pulgada, obteniendo los siguientes resultados y se compararán con los obtenidos en el capítulo 2.

Tabla 3.1 Resultados de diseño del tornillo de potencia

	Ø5/8	Ø10/8
λ (°)	10.81	4.75
P (lbf)	3681.55	14760
F (lbf)	1496	4249
T_u (lbf.in)	562.38	4201.07
T_d (lbf.in)	198.06	2728.22
Autobloqueo	0.185	0.08
Eficiencia(%)	46	28

Fuente: Elaboración propia.

Al aumentar el diámetro del tornillo se ha aumentado la fuerza y los torques para el manejo del equipo, pero se favorece al auto bloqueo. El tornillo cae en la zona típica de eficiencia de un tornillo de cuerda ACME como se puede observar en la figura 3.1.

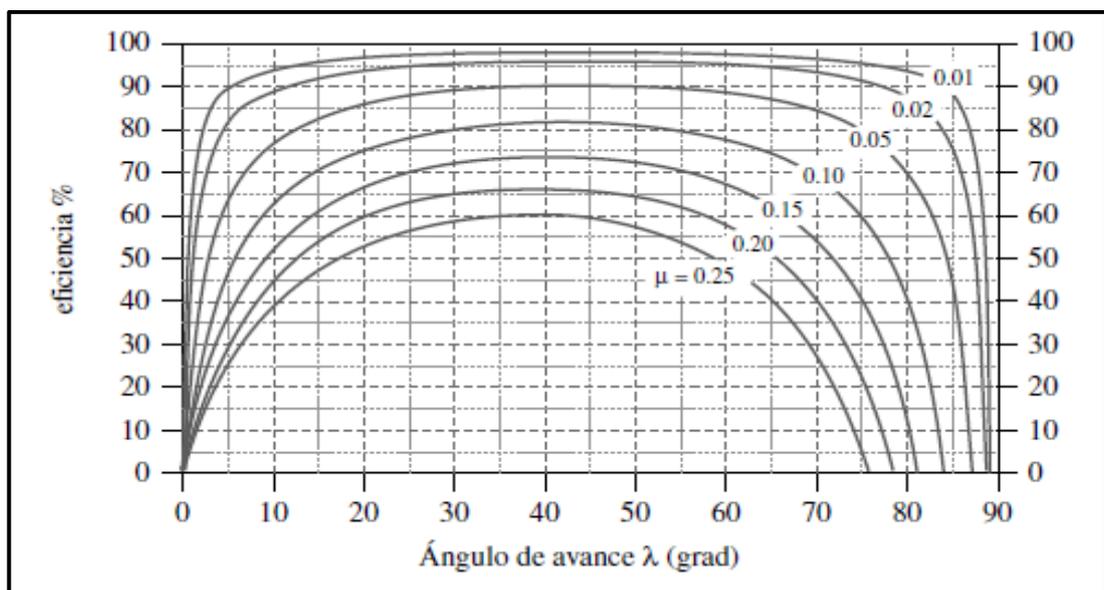


Figura 3.1 Gráfico de eficiencias para tornillos de cuerda ACME

Fuente: Norton.

3.3 Pistón hidráulico

En el diseño del pistón, se toma consideraciones de diseño basados en el libro de diseño de Norton, utilizando el criterio de fallas de Von Mises se obtiene un amplio margen de seguridad a la falla siendo este de:

$$\eta = 6.53$$

Se considera un disco de 1.2 pulgadas de diámetro y 1 pulgada de espesor, para la construcción de este émbolo el extremo es soldado al final del tornillo.

3.4 Análisis estadístico

En esta sección se presenta el análisis de la varianza (ANOVA, por sus siglas en inglés) utilizando Minitab 2017, este software trabaja con un $\alpha = 0.05$, siendo este valor el determinante para rechazar o no la hipótesis nula, para contrastar la igualdad de medias de dos muestras que se distribuyan de forma normal se puede utilizar la prueba de la t-student.

El valor p, también llamado alfa, es totalmente arbitrario y representa simplemente la probabilidad de que la diferencia observada se deba exclusivamente al azar. Las mediciones obtenidas se presentan en el apéndice B, estos resultados fueron obtenidos mediante pruebas realizadas por dos operadores distintos.

Para el análisis de varianza en la figura 3.2, se asume varianzas iguales en los datos tomados de las pruebas y se toma como hipótesis nula que las varianzas son iguales. Como se puede observar el valor de 1-p es menor que 0.05 por ende se debe rechazar la hipótesis nula, en la imagen previamente mencionada se puede observar valores de las pruebas tales como la desviación estándar y la media de cada prueba.

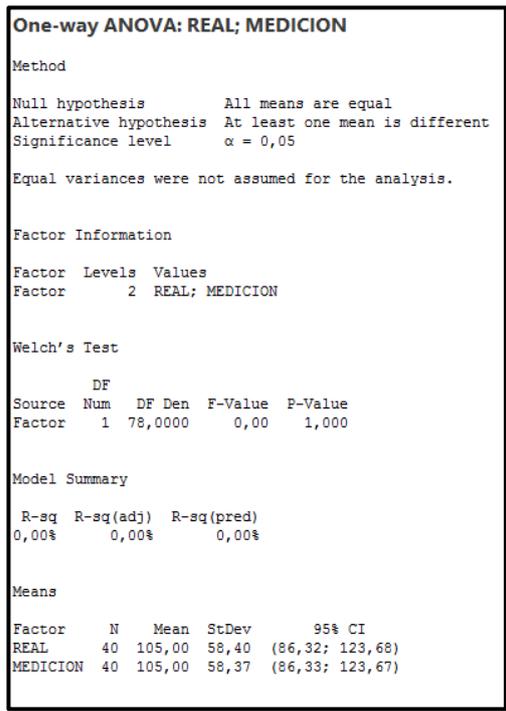


Figura 3.2 Análisis de la varianza

Fuente: Elaboración propia

La figura 3.3 muestra la gráfica de intervalos de la primera hipótesis y un resumen del análisis previamente mencionado, se observa la tendencia y variabilidad de las muestras con un intervalo de confianza del 95%.

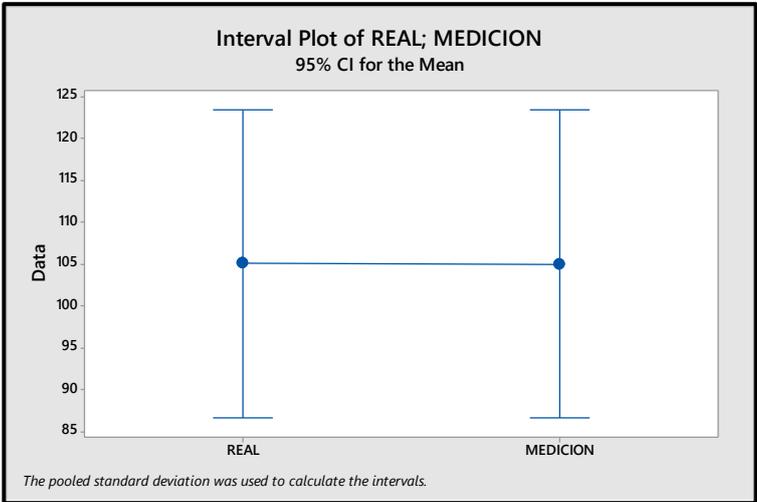


Figura 3.3 Gráfica de intervalos de varianzas real vs medición

Fuente: Elaboración propia

Una vez analizados los datos tomados por los operadores del equipo, se comprueba la exactitud del sistema de medición verificando el sesgo y la linealidad del sistema. El sesgo quien examina la diferencia entre la medición promedio observada y el valor de referencia de nuestro instrumento patrón.

El sesgo indica cual es la exactitud del sistema de medición cuando se compara con un valor de referencia. La linealidad examina que tan exactas son las mediciones en todo el rango esperado, esta característica indica si el sistema de medición tiene la misma exactitud para todos los valores de referencia.

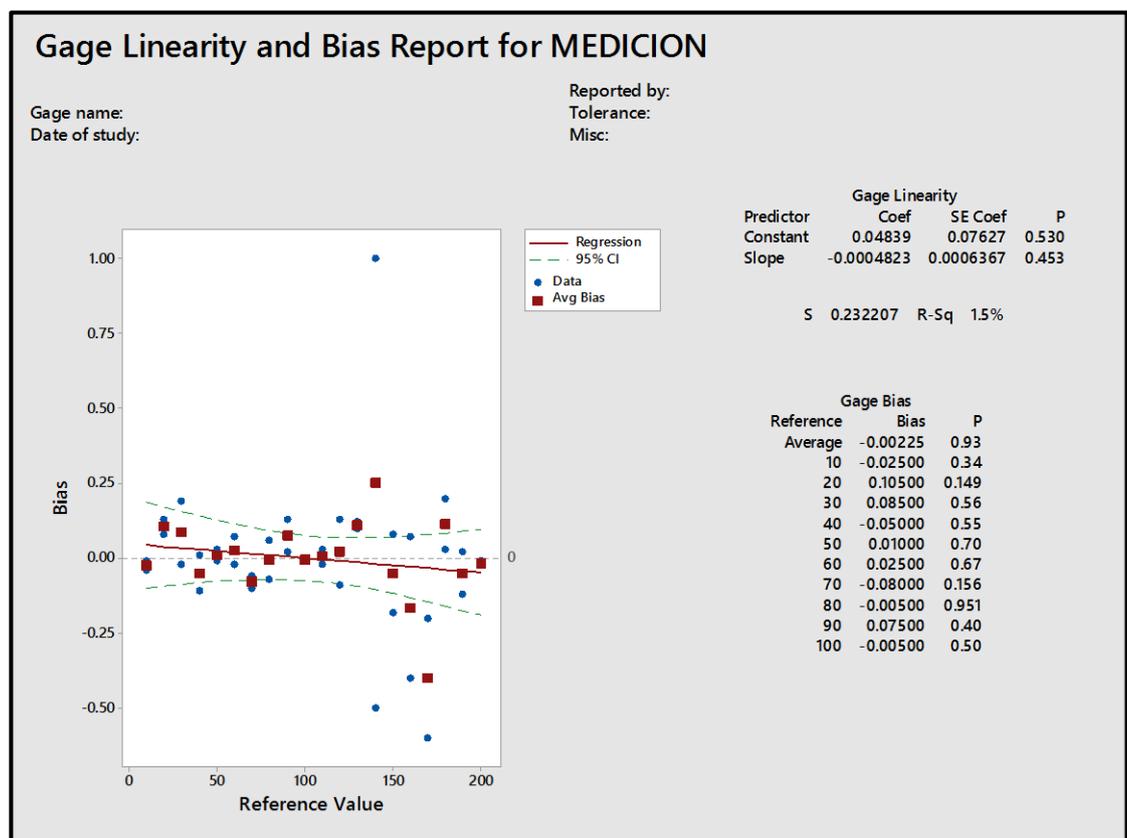


Figura 3.4 Gráfica de linealidad

Fuente: Elaboración propia

Al momento de realizarse el análisis con el software, se muestra en la gráfica 3.4 la mejor línea ajustada del sesgo para todos los valores de referencia. Se puede observar que la pendiente es pequeña, la linealidad del sistema de

medición es adecuada. Este sesgo indica que tan cercanas están las mediciones del equipo a los valores de referencia. La gráfica muestra un sesgo negativo y esto quiere decir que el sistema de medición incurre en una subestimación.

3.5 Análisis de costos

La tabla 3.2, muestra los materiales a utilizar para la construcción del calibrador de presión hasta su ensamble. Se observa que como materiales existen un tubo de acero inoxidable de cédula 40 de diámetro 2 in, dos conectores de acero inoxidable rectos de ½ in tipo OD X 3/8 in NPT, dos codos de acero inoxidable 90 grados x ½ in OD 3/8 in NPT, 1 codo de acero inoxidable 90 grados 3/8 in NPT, 4 neoplos de acero inoxidable ½ in x ½ in, 1 plancha rolada acero inoxidable, 2 válvulas de paso acero inoxidable ½ in y tubería flexible NPT 3/8 in. Se aclara que existirá un excedente de tubo el cual no se utilizará.

Tabla 3.2 Costo de materiales

Descripción	Costo (USD)
Tubo de acero inoxidable AISI 304 cédula 40 2"	110.50
2 conectores de acero inoxidable rectos de ½" tipo OD X 3/8" NPT	31.88
2 codos de acero inoxidable 90 grados x ½" OD 3/8" NPT	42.50
1 codo de acero inoxidable 90 grados 3/8" NPT	22.30
4 neoplos de acero inoxidable 3/8" x 3/8"	13.92
1 plancha rolada acero inoxidable	76.50
2 válvulas de paso acero inoxidable ½"	64.30
Tubería flexible NPT 3/8"	7.80
Costo total de materiales	369.7

Fuente: Elaboración propia.

La tabla 3.3, relaciona los costos de servicios cotizados para la construcción del calibrador. La elaboración del tornillo de potencia incluye el corte del tubo y fabricación del pistón ya que la dimensión inicial del tubo es de 5800 mm, la rosca del tubo debe ser mecanizada y el servicio de soldadura está presente para la junta de los neoplos en el tubo y así evitar posibles fugas de presión. No se utiliza servicio de pintura ya que los componentes están fabricados en acero inoxidable para prevenir corrosión debido al fluido de trabajo.

Tabla 3.3 Costo de servicios

Descripción	Costo (USD)
Preparación del tubo	50.00
Mecanizado del cilindro	200.00
Servicio de soldadura	75.00
Servicio de ingeniería	400.00
Costo total de servicios	725.00

Fuente: Elaboración propia.

La tabla 3.4, contiene la información de costos de equipos necesarios para el funcionamiento del proyecto, involucra el costo de los elementos para poder llevar a cabo la calibración de los manómetros.

Tabla 3.4 Equipos adicionales

Descripción	Costo (USD)
Manómetro patrón digital certificado 10000 psi	4580.00
Manómetro análogo resolución 200 psi	80.50
Costo total de equipos adicionales	4660.50

Fuente: Elaboración propia.

El costo total del proyecto no supera la cantidad de 5800 dólares de Estados Unidos (USD, por sus siglas en inglés). La construcción de equipos para calibración de instrumentos es conocido por tener un alto costo de operación debido a la adquisición de instrumentos certificados para realizar la comparación de medición. Sin embargo, los costos de materiales y costos de construcción no superan los 1100 USD. Se espera que los costos relacionados a la operación superen a los de la construcción del equipo.

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En esta sección se describe la importancia del trabajo desarrollado, las fortalezas y las debilidades. Se explica lo que los resultados significan, las implicaciones de este trabajo y los posibles trabajos futuros.

4.1 Conclusiones

Un medidor de presión que no se somete a las revisiones periódicas en el tiempo que la norma nacional indica (entre 0 y 17 meses), produce pérdida de exactitud del instrumento, errores de medición e histéresis y esto puede ocasionar daños en el elemento flexible del instrumento por sobre presurización o en el peor de los casos, desacoplamiento y daños en los mecanismos internos del instrumento, además de fallas en los sistemas o procesos que estos manómetros se encuentren involucrados. Se diseñó y construyó un equipo calibrador de manómetros de tipo Bourdon de tipo hidráulico, lo cual permitirá realizar una comparación entre un manómetro patrón y un manómetro por calibrar. El alcance y la sensibilidad del equipo son dos factores que condicionan los resultados, esto limita el proyecto a ser utilizado en manómetros con un rango específico. Este diseño es una solución para los problemas relacionados que se presentan cuando los equipos medidores de presión presentan errores de medición.

El diseño del tornillo es parte fundamental para el sistema, ya que en este componente hay muchos criterios a tomar en consideración (tipo de rosca, paso y diámetros) para los cálculos, de ellos depende la sujeción, auto bloqueo, sensibilidad y rango al cual el equipo calibrador podrá trabajar.

- En el proceso de construcción del equipo, se comparó los valores que arrojaban los cálculos con los materiales disponibles en el mercado y se seleccionó alternativas que cumplan todos los requerimientos, lo que permite que la fabricación del equipo no tenga un costo elevado. Los planos ilustrativos del equipo se encuentran en el apéndice A del documento, donde podemos encontrar las dimensiones de cada uno de los componentes del sistema.
- Según el análisis estadístico realizado, mostrado anteriormente en la sección 3.4, el equipo cumple con los requerimientos de la norma NTE INEN 1825, teniendo un sesgo y linealidad dentro de los límites permitidos, siendo este muy pequeño, menor al 1.5% y así cumpliendo los objetivos del proyecto.
- El manual de operación indica las precauciones que se deben tener al momento de utilizar el equipo. En caso de no seguir las instrucciones de operación indicadas, el equipo puede sufrir deformaciones o daños permanentes debido a que no fue diseñado para soportar presiones mayores a los 10000 psi, lo que comprometerá la eficiencia y operación del sistema.

4.2 Recomendaciones

- En el momento de la construcción del equipo, para aumentar la precisión se debe manufacturar el tornillo bajo las indicaciones dadas en los cálculos y no usar un tornillo comercial con especificaciones similares ya que las pequeñas variaciones repercuten en la sensibilidad del equipo.
- Para mayor estabilidad, construir un soporte o banco para el equipo y así garantizar una correcta operación del sistema y obtener mejores mediciones por los manómetros a calibrar.

- Automatizar el equipo en la fase de purga y operación del sistema colocando electroválvulas, un circuito de potencia y un circuito de activación; de ser posible utilizar un sensor de presión para poder recolectar la información censada y visualizarla en el ordenador utilizando LabView.
- Mejorar el acabado realizando un pulido en la parte interna del embolo del pistón, para eliminar todo tipo de fricción y así disminuir las posibles pérdidas de sensibilidad del sistema, además de alargar la vida de los componentes en el interior del tubo donde se ubica el pistón.
- El operador del equipo debe leer previamente el manual presentado en el apéndice C y estar apto para la lectura de mediciones, el equipo es muy sensible al error humano tanto al momento de ingresar la presión, como al momento de la toma de estos resultados.

BIBLIOGRAFÍA

Areny, R. P. (2004). *Sensores y acondicionadores de señal*. Marcombo.

ASME. (2006). *B40.100-2005*.

Beckerath, E. J. (2008). *Pressure and temperature measurement*.

Creus, A. (2010). *Instrumentación Industrial*. Alfaomega Grupo Editor.

Elicrom. (22 de Julio de 2017). *Agilent Technologies*. Obtenido de www.elicrom.com/calibradores-de-presion/

Figliola, R., & Beasley, D. (2009). *Mediciones Mecánicas Teoría y Diseño* (Tercera ed.). Alfaomega.

Gobierno Nacional del Ecuador. (20 de Mayo de 2017). *INEN*. Obtenido de Servicio Ecuatoriano de Normalización: <http://www.normalizacion.gob.ec/informacion-metrologia/>

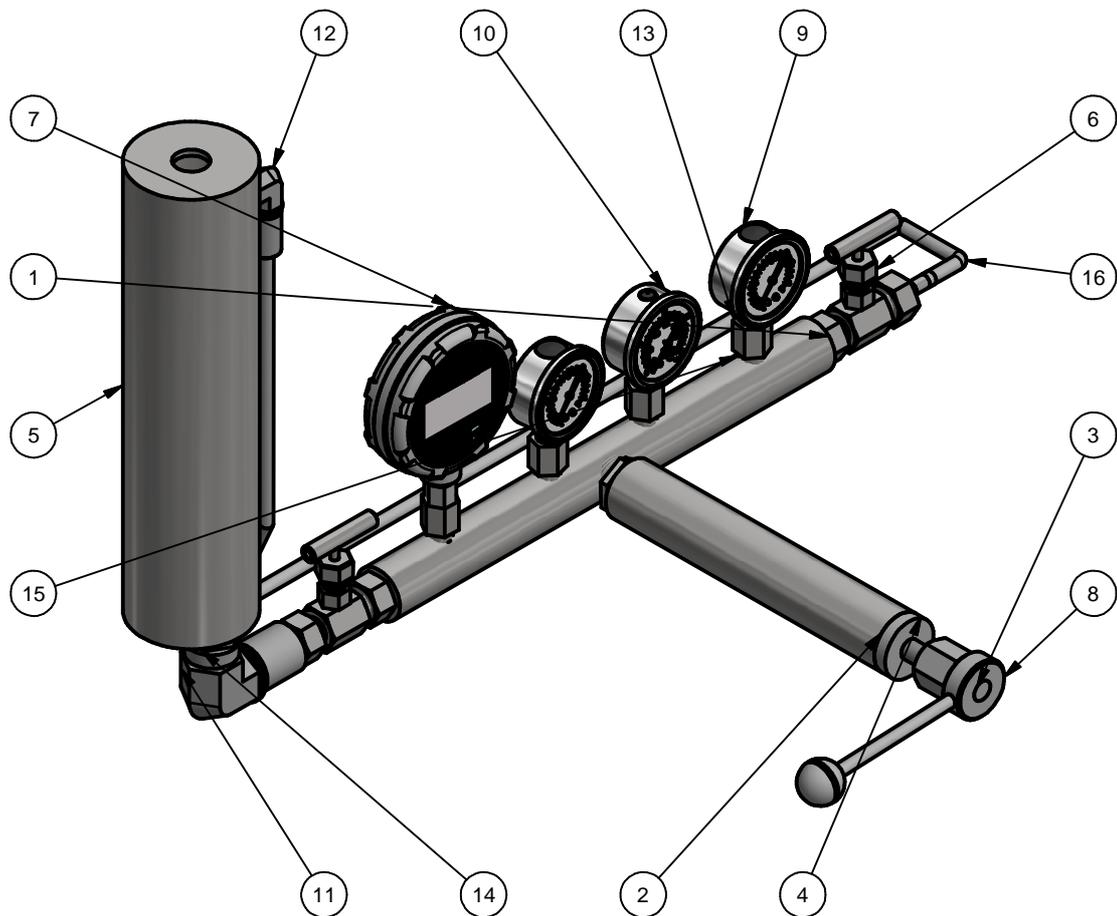
Gobierno Nacional del Ecuador. (20 de Mayo de 2017). *MIP*. Obtenido de Ministerio de Industrias y Productividad: <http://www.industrias.gob.ec/>

Gobierno Nacional del Ecuador. (20 de Mayo de 2017). *SAE*. Obtenido de <http://www.acreditacion.gob.ec/>

Morris, A. S. (2003). *Measurement and Calibration Requirements*. Wiley.

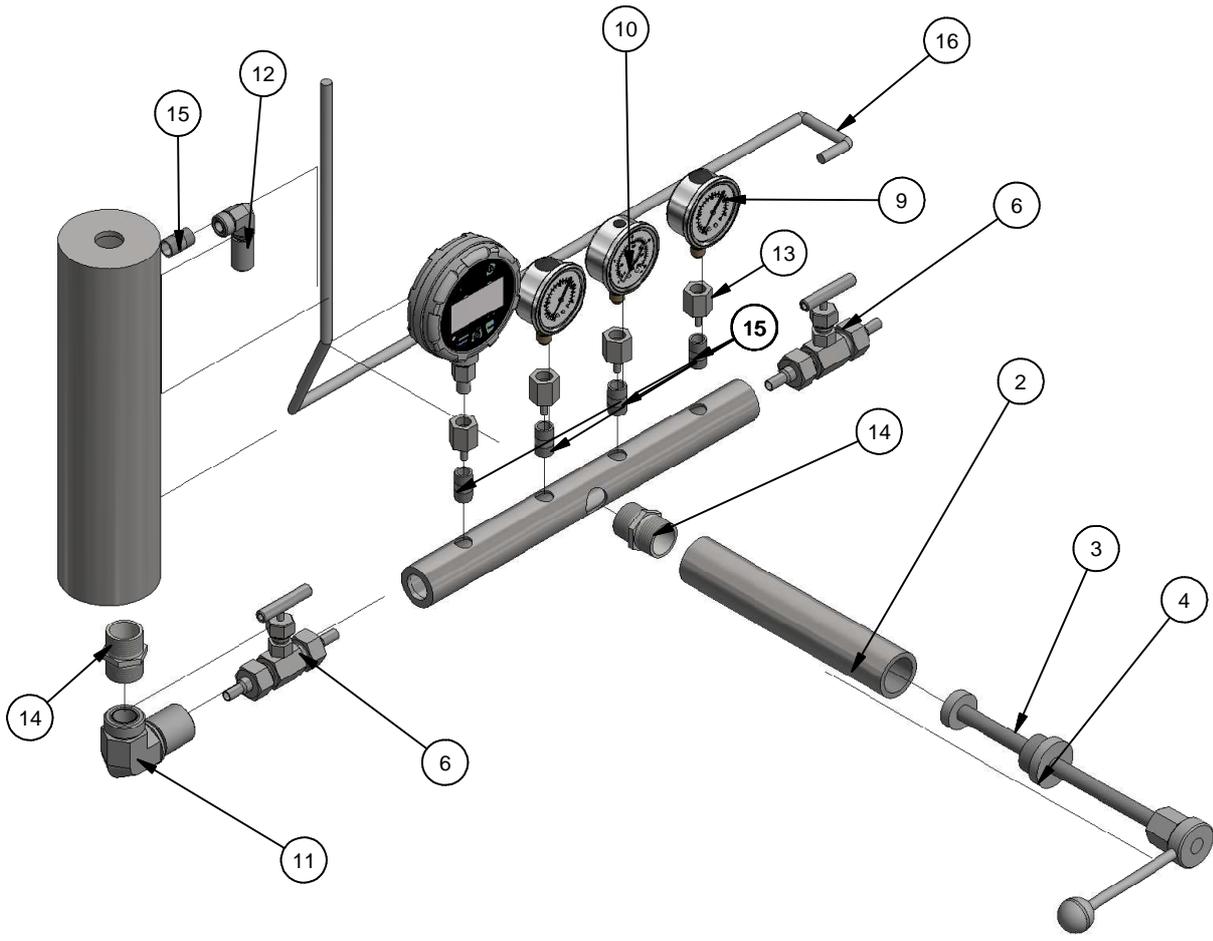
APÉNDICES

APÉNDICE A
Planos Esquemáticos

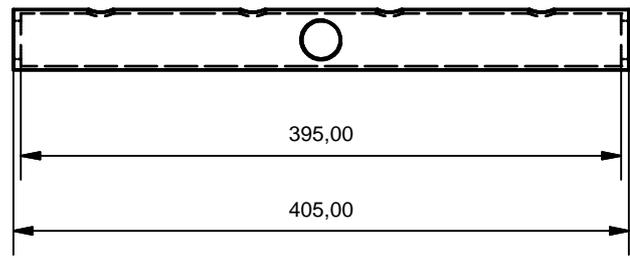
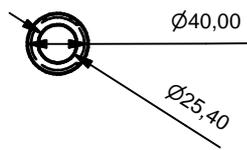
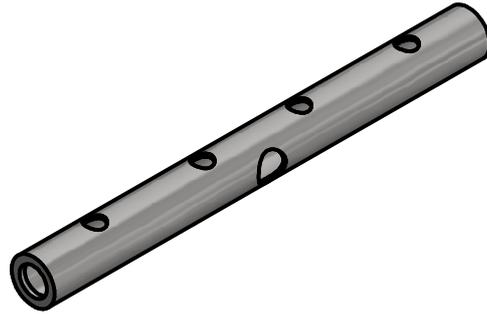
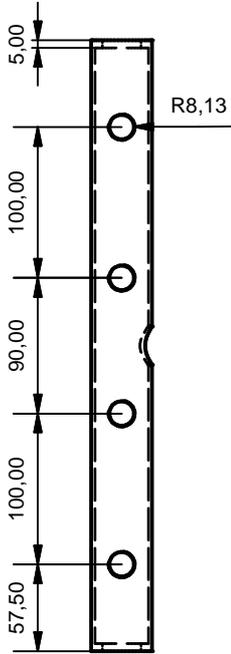


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tubo principal	
2	1	Tubo secundario	
3	1	Pistón	
4	1	Tapa tubo pistón	
5	1	Reservorio	Contenedor de fluido para el sistema
6	2	Válvulas senoidales	Válvulas de acero inoxidable
7	1	Manómetro Patrón	Marca Fluke
8	1	Cabezal con manija	Accionador rotación de tornillo
9	2	Manómetro a calibrar	
10	1	Manómetro a calibrar	
11	1	Codo 90 1/2 in	Codo de acero inoxidable
12	1	Codo 90 3/8 in	Codo de acero inoxidable
13	4	Rosca cónica hembra A-Lok - Tubo fraccional de Parker 1/4 x 3/8	Adaptador de componentes
14	2	ISO 4145 Boquilla hexagonal N8 1	ISO 4145 Boquilla hexagonal N8
15	5	JIS B 2302 Boquilla roscada 3/8	Boquilla para acoplar componentes
16	1	Conducto	Tubería para purgar el sistema

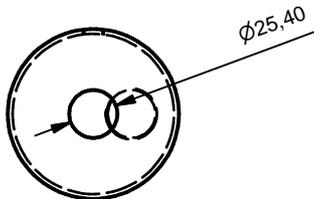
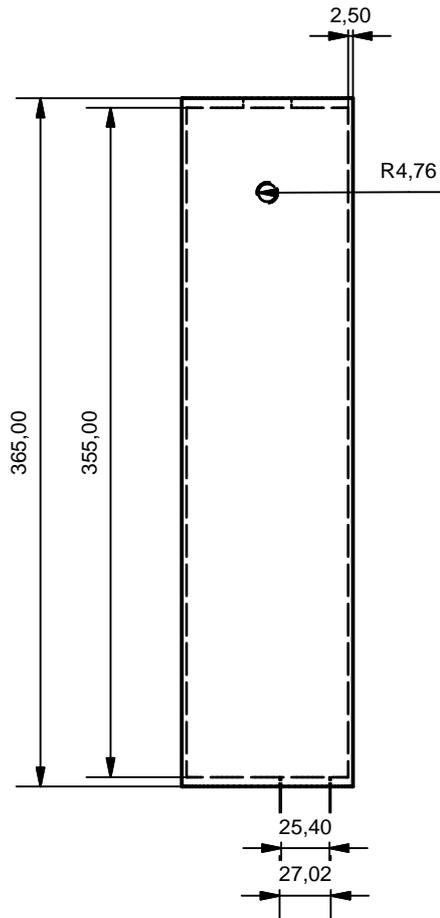
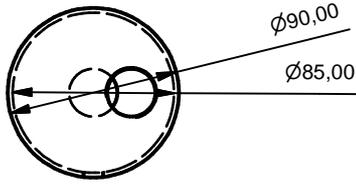
Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL			ENSAMBLE GENERAL	
			Edición	Hoja 1 / 7



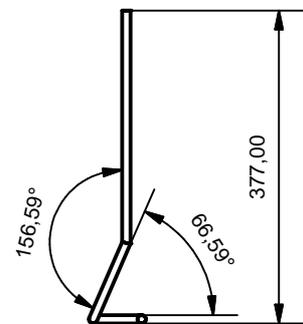
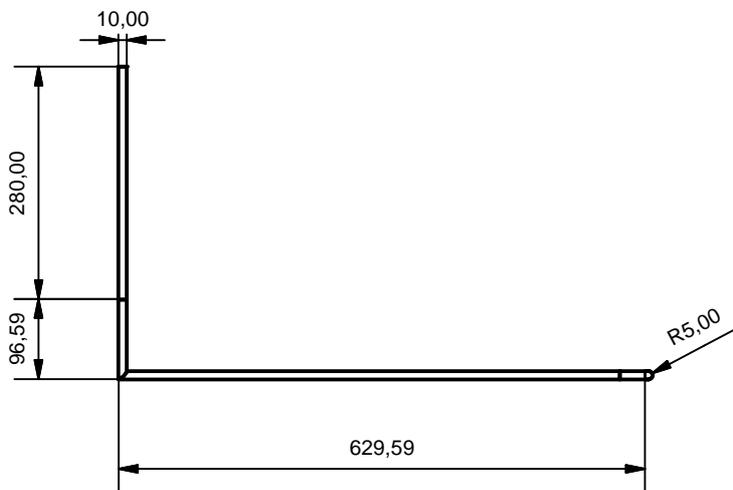
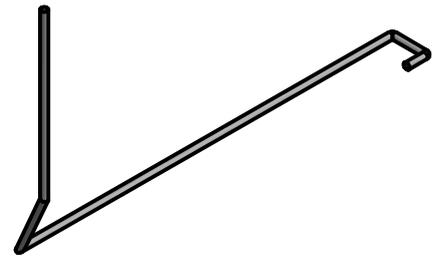
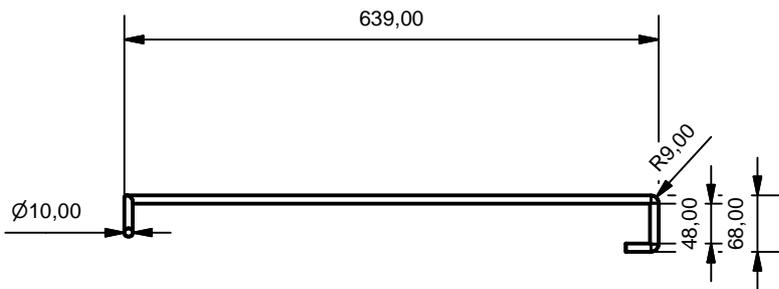
Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL			VISTA EXPLOSIONADA	Edición
				Hoja 2 / 7



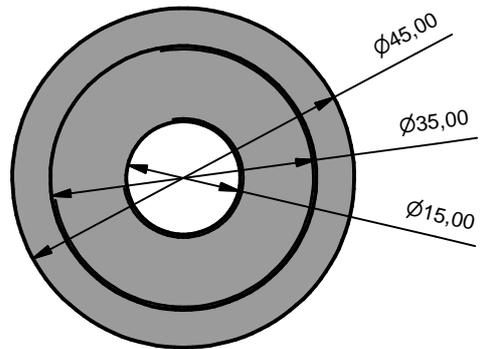
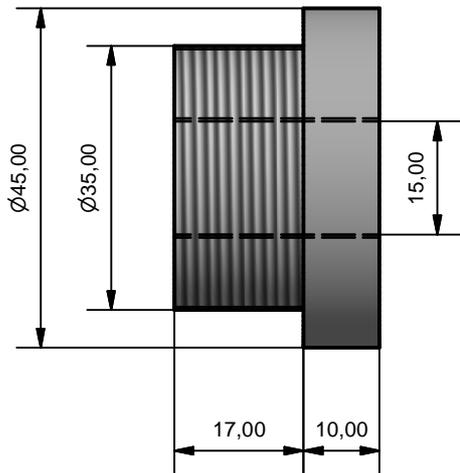
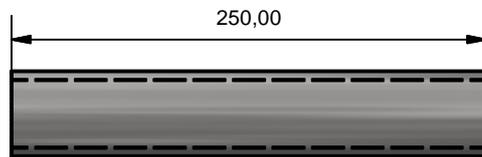
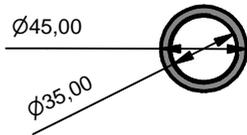
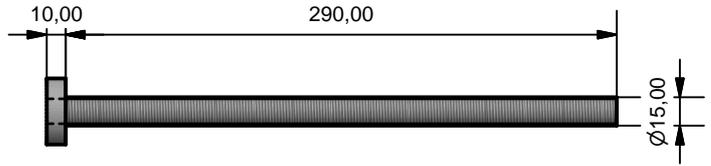
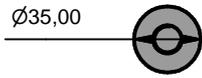
Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL		TUBO PRINCIPAL	Edición
			Hoja 3 / 7



Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL			RESERVORIO DE AGUA	
			Edición	Hoja 4 / 7



Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL			TUBERIA DE PURGA	
			Edición	Hoja 5 / 7



Diseño de OLEAS V.	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha AGOSTO 2017
ESPOL			EMBOLO	
			Edición	Hoja 7 / 7

APÉNDICE B
Datos de pruebas

Análisis Estadístico

Los siguientes datos de la tabla, fueron obtenidos mediante 2 pruebas realizadas por 2 operadores distintos. Estos datos serán analizados con el software MINITAB 2017.

PRUEBA	REAL (psi)	MEDICIÓN (psi)	ERROR	PRUEBA	REAL (psi)	MEDICIÓN (psi)	ERROR
1	10	9.96	0.04	1	110	109.98	0.02
2	10	9.99	0.01	2	110	110.03	-0.03
1	20	20.13	-0.13	1	120	119.91	0.09
2	20	20.08	-0.08	2	120	120.13	-0.13
1	30	30.19	-0.19	1	130	130.1	-0.1
2	30	29.98	0.02	2	130	130.12	-0.12
1	40	39.89	0.11	1	140	141	-1
2	40	40.01	-0.01	2	140	139.5	0.5
1	50	50.03	-0.03	1	150	150.08	-0.08
2	50	49.99	0.01	2	150	149.82	0.18
1	60	60.07	-0.07	1	160	159.6	0.4
2	60	59.98	0.02	2	160	160.07	-0.07
1	70	69.94	0.06	1	170	169.4	0.6
2	70	69.9	0.1	2	170	169.8	0.2
1	80	79.93	0.07	1	180	180.2	-0.2
2	80	80.06	-0.06	2	180	180.03	-0.03
1	90	90.02	-0.02	1	190	190.02	-0.02
2	90	90.13	-0.13	2	190	189.88	0.12
1	100	100	0	1	200	199.99	0.01
2	100	99.99	0.01	2	200	199.98	0.02

APÉNDICE C
Manual de operación

Manual de Usuario para Equipo Calibrador de Manómetros

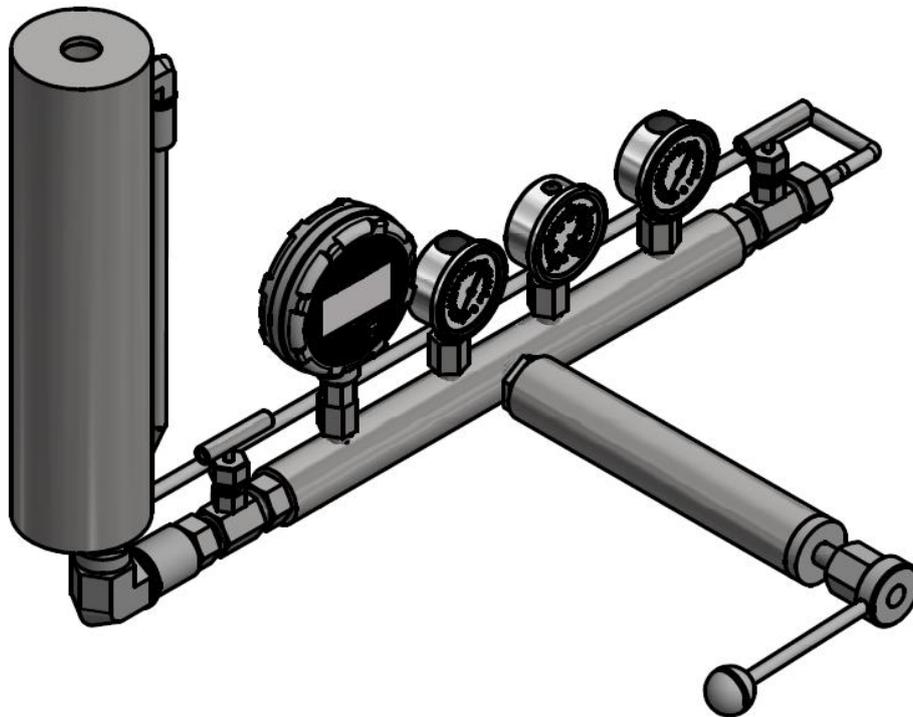
Este equipo calibrador de manómetros es usado para comparar medidas de presión, contra un elemento de medición patrón.

Este sistema será tan preciso como lo sea el instrumento patrón a usar. El equipo patrón debe ser regularmente calibrado, para no perder la precisión. Este equipo debe ser montado en una posición estable en una mesa de trabajo.

Información de Seguridad

Las siguientes son precauciones generales de seguridad que no están relacionadas con procedimientos específicos. Estas son las precauciones recomendadas que el personal debe entender y aplicar durante la operación y mantenimiento del equipo para garantizar la seguridad y la salud y la protección de la propiedad.

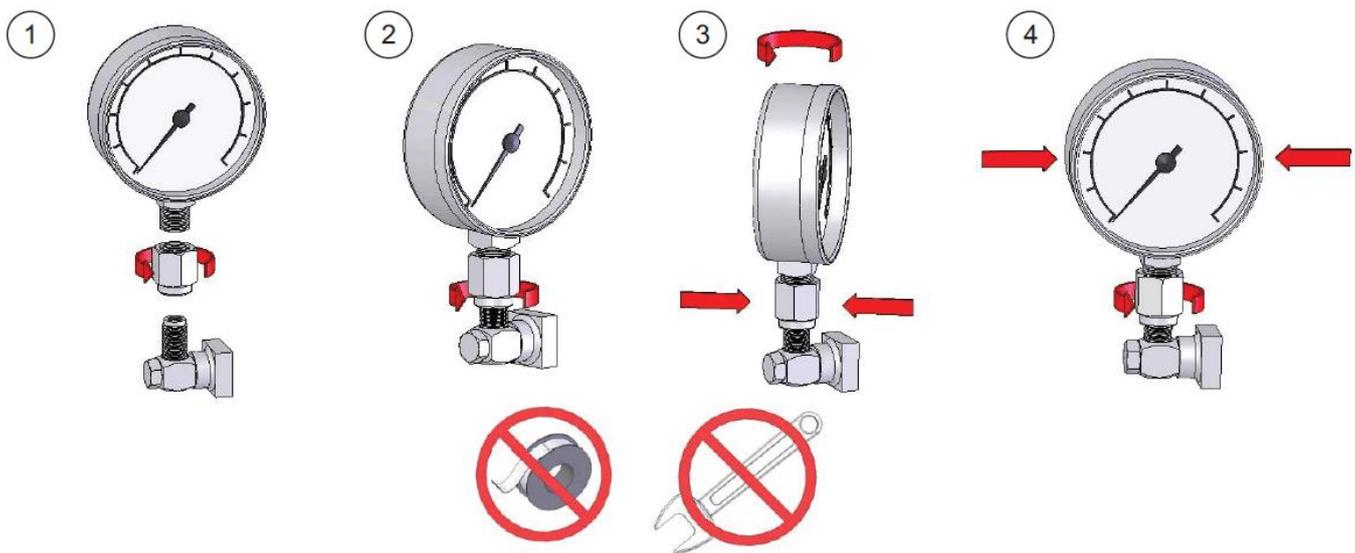
Las precauciones de seguridad del sistema de presión se aplican a todos los rangos de presión. Se debe tener cuidado durante la prueba para asegurarse de que todas las conexiones hidráulicas estén bien y firmemente antes de aplicar presión. El personal debe usar protección ocular para evitar lesiones.



Asegúrese de que todos los dispositivos estén interiormente limpios y libres de contaminación antes de conectarse al probador. La contaminación por partículas puede dañar los conjuntos sensibles del pistón, los asientos de las válvulas y la bomba de tornillo. Para evitar la contaminación cruzada de otros fluidos y proteger el sistema de partículas, recomendamos el uso de un separador Líquido-Líquido.

Ensamble de Manómetros:

1. Enrosque completamente el adaptador de medida adecuado en el instrumento a probar.
2. Atornille el conjunto hacia abajo en el sentido de las agujas del reloj en el puerto de prueba (ajuste manual es suficiente).
3. Para ajustar la posición hacia delante, sujete el adaptador de indicador y gire el instrumento en sentido anti horario, de modo que se enfrente hacia adelante.
4. Sostenga el instrumento en posición fija, mientras gira el adaptador de medida en el sentido de las agujas del reloj hasta que caiga sobre el puerto de prueba.



Operación

Purgado:

1. Abra la válvula del depósito (6) una vuelta en sentido antihorario y gire el tornillo completamente.
2. Cierre la válvula (6) y gire completamente la prensa de tornillo.
3. Abra la válvula y gire completamente la prensa de tornillo.

Nota

Durante esta operación, pueden aparecer burbujas en el depósito, ya que el aire atrapado es expulsado. Para grandes volúmenes, repita los pasos 2 y 3 hasta que no aparezcan más burbujas.

4. Con la válvula abierta, gire la prensa de tornillo completamente hacia fuera y cierre la válvula. La bomba de prueba ya está lista para su uso.

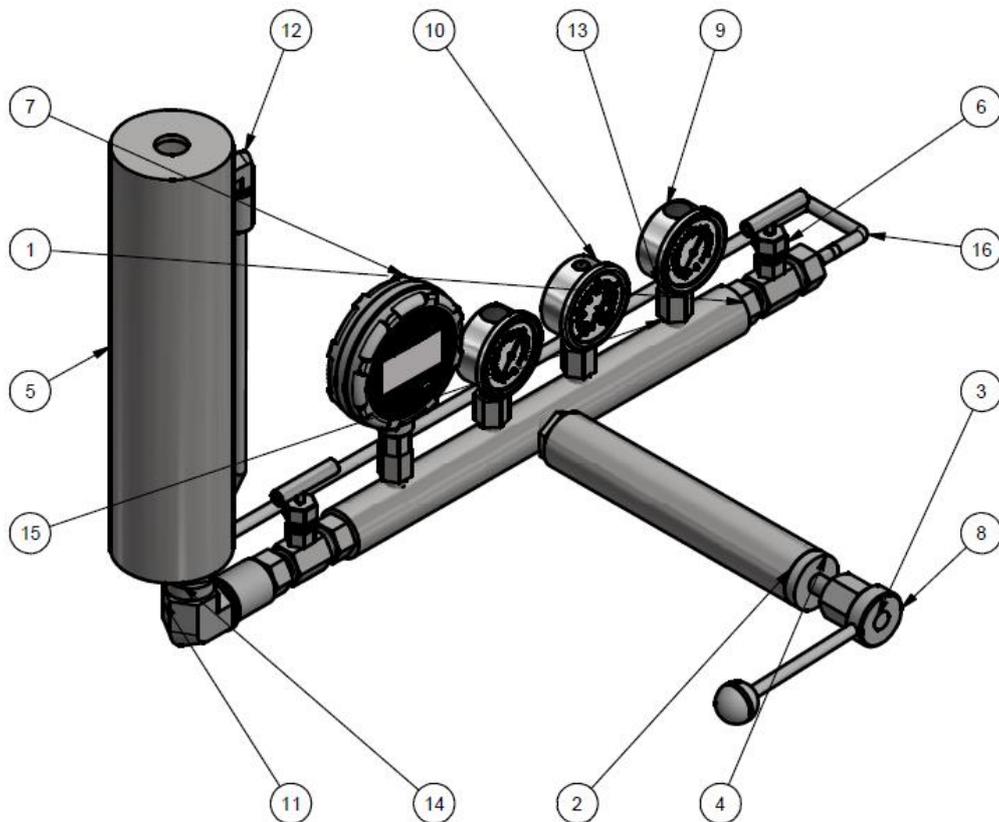
Operación del Calibrador:

1. Gire la prensa de tornillo para generar presión.
2. Deje unos momentos para que el sistema se estabilice antes de tomar cualquier lectura, especialmente después de grandes cambios en la presión del sistema.

Nota

Cambios repentinos y grandes en la presión harán que la temperatura del sistema aumente o disminuya, lo que puede hacer que las lecturas del instrumento cambien a medida que el fluido en el sistema se expande o se contrae, aumentando o disminuyendo la presión.

3. Compare la lectura del manómetro bajo prueba con la del calibrador patrón.
4. Para el siguiente punto de calibración más alto, repita el paso 1.
5. Para medir las presiones de reducción, gire hacia afuera el tornillo (hacia la izquierda).
6. Despresurice el sistema girando el tornillo presione completamente hacia fuera, luego abra la válvula del depósito.



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tubo principal	
2	1	Tubo secundario	
3	1	Pistón	
4	1	Tapa tubo pistón	
5	1	Reservorio	Contenedor de fluido para el sistema
6	2	Válvulas senoidales	Válvulas de acero inoxidable
7	1	Manómetro Patrón	Marca Fluke
8	1	Cabecal con manija	Accionador rotación de tornillo
9	2	Manómetro a calibrar	
10	1	Manómetro a calibrar	
11	1	Codo 90 1/2 in	Codo de acero inoxidable
12	1	Codo 90 3/8 in	Codo de acero inoxidable
13	4	Rosca cónica hembra A-Lok - Tubo fraccional de Parker 1/4 x 3/8	Adaptador de componentes
14	2	ISO 4145 Boquilla hexagonal N8 1	ISO 4145 Boquilla hexagonal N8
15	5	JIS B 2302 Boquilla roscada 3/8	Boquilla para acoplar componentes
16	1	Conducto	Tubería para purgar el sistema

Mantenimiento

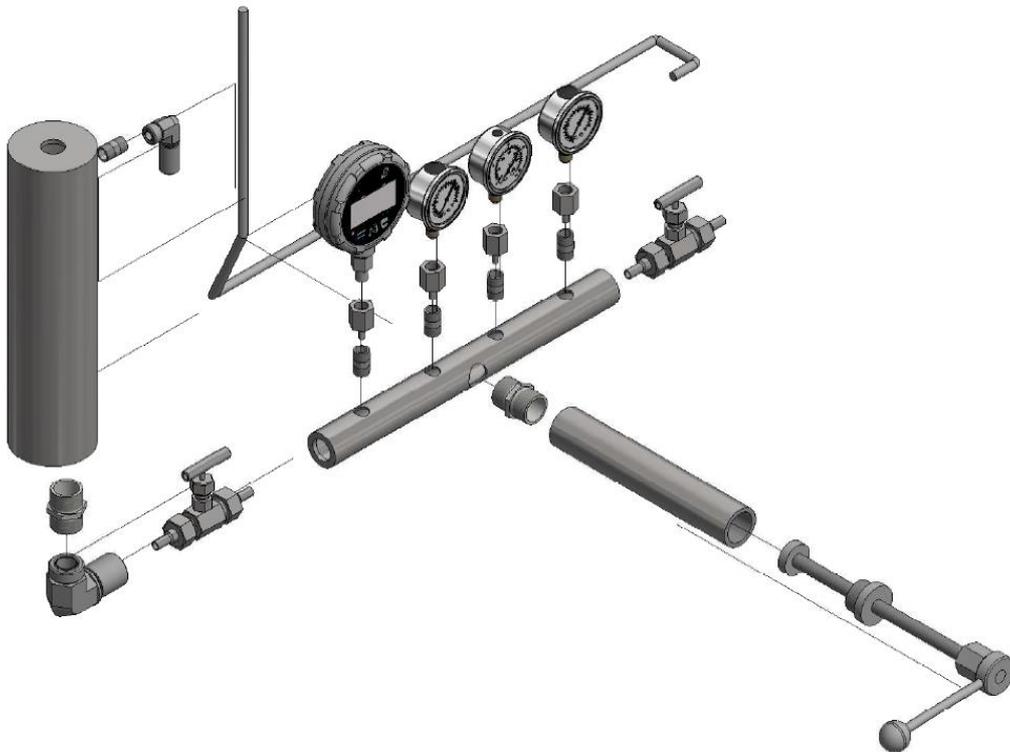
Antes de comenzar cualquier mantenimiento, retire los instrumentos que puedan montarse en la bomba de prueba y drene el fluido del sistema.

Sellos de presión de los tornillos:

1. Gire el tornillo hacia afuera de modo que haya una distancia de al menos 1 "/ 2,5 cm entre la tuerca de unión grande en el extremo del cañón.
2. Desenroscar la tuerca de unión y retirar el conjunto de tornillo de cabeza del cañón, teniendo cuidado de no dejar caer el rodillo.
3. Inspeccione los sellos para ver si hay signos de desgaste o daño, reemplácelos según sea necesario.
4. Cuando retire los sellos, tenga cuidado de no usar ninguna herramienta que pueda tener un filo afilado que rayará las superficies, de lo contrario puede escaparse cuando se reensambla.
5. Empuje completamente el conjunto de tornillo de avance al cañón, asegurándose de que la llave en la tuerca se sitúa correctamente en la ranura del cañón.
6. Vuelva a apretar la tuerca de unión del barril.

Desmontaje Completo:

1. Retire el conjunto de la prensa de tornillo como se describe anteriormente.
2. Desenrosque y quite el vástago de la válvula, teniendo cuidado de no perder el resorte y la arandela de nylon.
3. Retire la cubierta del depósito.
4. Desenrosque la contratuerca y retire el depósito.
5. Desenrosque el cuerpo de la válvula, teniendo cuidado de no perder el sello adherido ni el O-ring.
6. Retirar los pernos, junto con los orificios de prueba, teniendo cuidado de no perder los O-rings.
7. Para quitar el cilindro, la contratuerca debe aflojarse aproximadamente 1/2 vuelta. El tambor puede entonces ser desenroscado del colector.
8. Antes de volver a montar el cañón, asegúrese de que el sello del cilindro esté correctamente situado en el orificio de paso en la parte delantera del cañón. Atornille el barril completamente en la estación de prueba, y asegure con la contratuerca.
9. Inspeccione todas las juntas para ver si están gastadas o dañadas. Sustitúyalas según sea necesario.



APÉNDICE D
Equipo final



Imagen 1.- Pistón, tornillo, manivela equipo final.



Imagen 2.-Pistón, tornillo, manivela y recámara equipo final.



Imagen 3.-Válvulas de paso al ingreso sistema, tanque de alimentación.



Imagen 4.-Tubería flexible de retorno, válvula de paso, manómetro a calibrar equipo final.



Imagen 5.- Equipo final ensamblado.



Imagen 6.- Equipo final ensamblado listo para pruebas.