

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA CON
DIÁMETRO NOMINAL DE 750 mm PARA UNA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA DE 34.7 m DE SALTO NETO**

ANEXOS

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller

LUIS FELIPE VILLARROEL QUINDE

ASESOR: Enrique José Barrantes Peña

Lima, noviembre del 2012

ÍNDICE DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. Verificación de los tiempos de maniobra de la válvula de admisión...	4
ANEXO B. Determinación del caudal de aceite en el pistón durante la apertura y cierre de la válvula de admisión.....	10
ANEXO C. Selección de la unidad de presión y descripción de los componentes involucrados en la maniobra de la válvula de admisión.....	13
ANEXO D. Cálculo de las pérdidas de presión de aceite durante el cierre de la válvula de admisión.....	17
ANEXO E. Diseño de las barras soporte de las pesas.....	23
ANEXO F. Verificación de los pernos soporte de las bridas de la válvula.....	29
ANEXO G. Diseño del eje de freno mecánico.....	41
ANEXO H. Determinación de las fuerzas en el eje con la válvula abierta.....	45
ANEXO I. Verificación del diámetro del pasador por la resistencia a la fatiga.....	54
ANEXO J. Diseño del cabezal del pistón hidráulico.....	58
ANEXO K. Diseño de la soldadura del cubo del brazo palanca.....	61
ANEXO L. Diseño del soporte 1 y 2 de la estructura del pistón.....	64
ANEXO M. Diseño de los pernos del soporte del pistón.....	66
ANEXO N. Diseño de la soldadura del soporte 2 de la estructura del pistón.....	69

ANEXO O.	Selección de componentes del circuito eléctrico de fuerza.....	73
ANEXO P.	Especificaciones de los componentes eléctricos utilizados.....	80
ANEXO Q.	Instrucciones para operar la válvula de admisión tipo mariposa.....	85
ANEXO R.	Análisis del flujo a través de la válvula utilizando el software ANSYS-CFX.....	90
ANEXO S.	Fotografías de equipo real fabricado e instalado.....	107
ANEXO T.	Cotización del proyecto según la empresa IMP Ingenieros E.I.R.L.....	114
ANEXO U.	Cotización del proyecto según la empresa CyM Asociados.....	118

ANEXO A. Verificación de los tiempos de maniobra de la válvula de admisión

Los tiempos de maniobra de una válvula son los tiempos de apertura y cierre de la misma. Estos tiempos pueden ser determinados de forma analítica, aunque para este proyecto de tesis se considerarán como lineamientos principales los tiempos indicados por la empresa dueña de la central. Esto se puede visualizar en la lista de exigencias del diseño, desarrollada en el capítulo 1 de la tesis, donde se anota que el tiempo de apertura de la válvula de admisión debe ser como mínimo 45 segundos y el tiempo de cierre debe ser como mínimo 55 segundos.

La importancia de los tiempos de maniobra radica en que deben ser correctamente seleccionados para poder evitar el surgimiento del fenómeno conocido como golpe de ariete el cual consiste en una gran oscilación de la presión debido a una gran variación de la velocidad del fluido transportado. Si los tiempos de maniobra se determinan adecuadamente, las oscilaciones de presión no serán elevadas y no ocasionarán la falla de la válvula ó de la tubería forzada.

Primero se determinarán los tiempos de maniobra de la válvula en forma analítica, según la metodología de Coz¹. Luego se compararán estos tiempos con el tiempo crítico de maniobra y con los tiempos indicados por la empresa dueña de la central. Si los tiempos de maniobra indicados en la lista de exigencias son mayores a los determinados en este anexo, entonces la instalación no se someterá a los efectos negativos de un golpe de ariete.

En la figura A1 se muestra el esquema de disposición general de la tubería forzada con la válvula principal y la sala de máquinas.

¹ COZ, Federico. *Centrales Hidroeléctricas: Apuntes de clase*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2007.

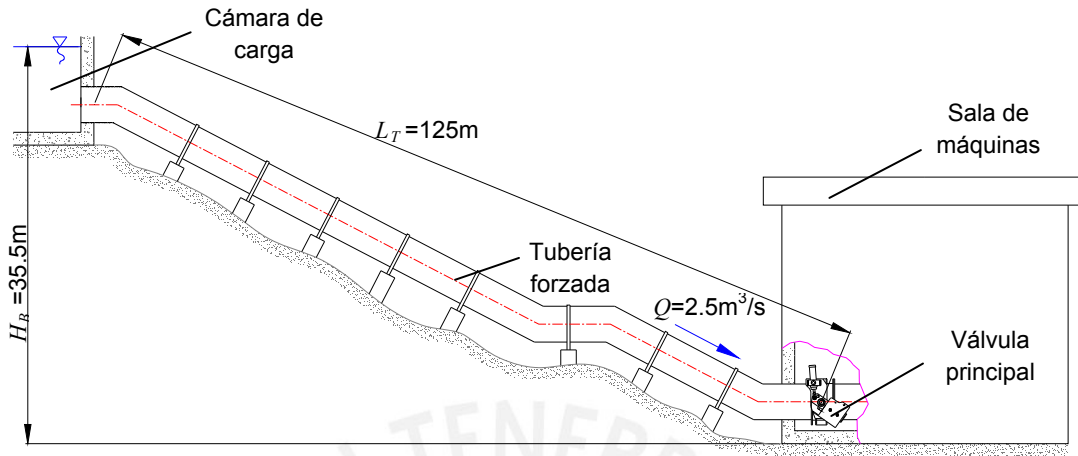


Figura A1. Disposición de la tubería forzada con elementos de la central [Elaboración propia]

En la lista de exigencias del proyecto (sección 1.2 de la tesis) se indica que la sobrepresión del sistema debido al golpe de ariete es el 30% del salto bruto. Por tanto, se determina el factor z_{sp}^2 de Allievi para el caso de sobrepresión el cual está dado por la siguiente expresión:

$$z_{sp}^2 = 1 + \frac{\Delta H_{sp} [\text{m}]}{H_B [\text{m}]} \tag{A.1}$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$z_{sp}^2 = 1 + \frac{0.3(35.5)}{35.5} = 1.3$$

Con este dato, se ingresa a la curva de sobrepresión de Allievi y se determina el factor

$$\frac{\rho}{\theta}(c):$$

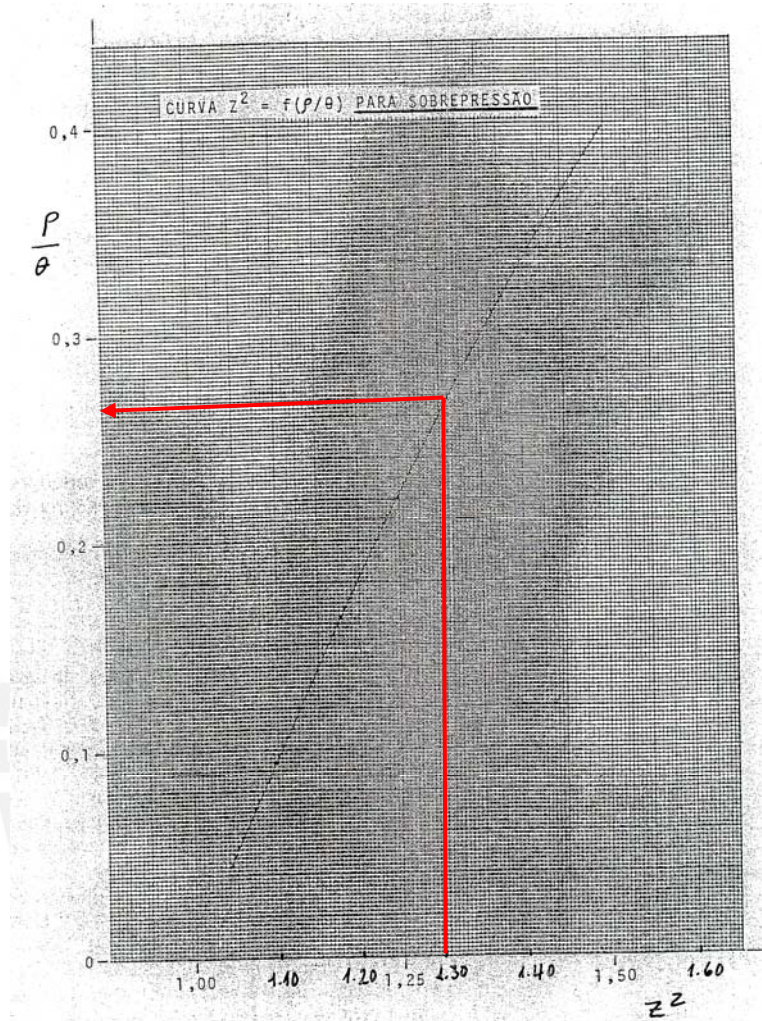


Figura A2. Curva de sobrepresión de Allievi [Coz, 2007]

Luego, en la curva de sobrepresión de Allievi se determina el factor $\frac{\rho}{\theta}$: 0.26. Por otro lado, el tiempo de aceleración del agua en la tubería, en segundos, se define por la siguiente ecuación:

$$t_a [s] = \frac{4000000 Q [m^3/s] L_T [m]}{\pi d_{icu}^2 [mm^2] g [m/s^2] H_B [m]} \tag{A.2}$$

Reemplazando valores en [A.2], se obtiene lo siguiente:

$$t_a = \frac{4000000 (2.5)(125)}{\pi (750)^2 (9.81)(35.5)} = 2.03 s$$

El tiempo mínimo de cierre de la válvula se define por la siguiente ecuación:

$$t_c [s] = \frac{t_a [s]}{\frac{\rho}{\theta} (c)} \quad [\text{A.3}]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$t_c = \frac{2.03}{0.26} = 7.8 s$$

Ahora, la depresión del sistema debe representar el 20% del salto bruto según la lista de exigencias de la tesis. Por tanto, se determina el factor z_{dp}^2 de Allievi para el caso de depresión el cual está dado por la siguiente expresión:

$$z_{dp}^2 = 1 - \frac{\Delta H_{dp} [m]}{H_B [m]} \quad [\text{A.4}]$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$z_{dp}^2 = 1 - \frac{0.2(35.5)}{35.5} = 0.8$$

Con este dato, se ingresa a la curva de depresión de Allievi y se determina el factor $\frac{\rho}{\theta} (a)$:

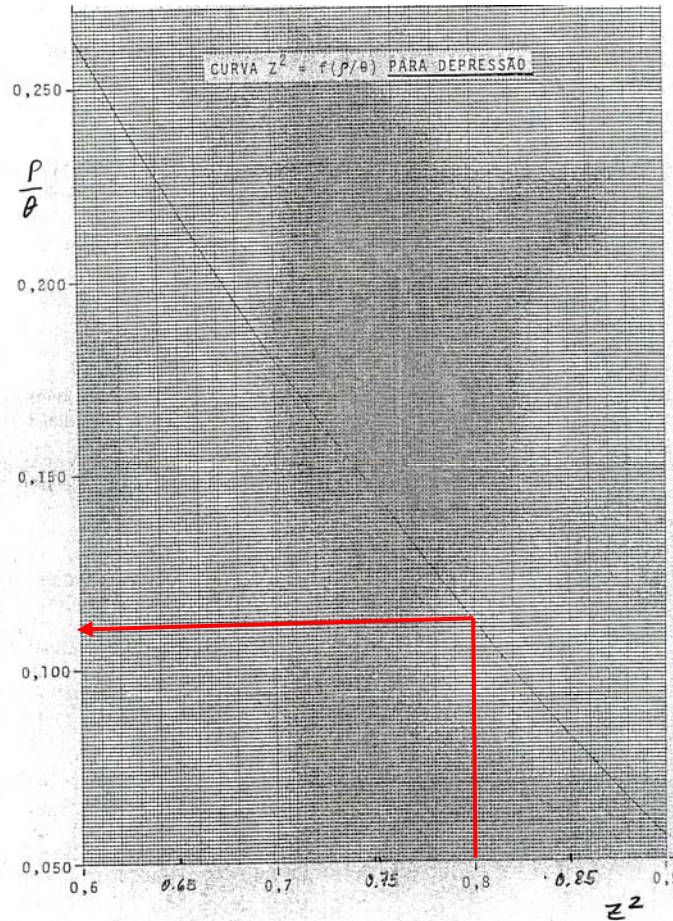


Figura A3. Curva de depresión de Allievi [Coz, 2007]

Luego, en la curva de depresión de Allievi se determina el factor $\frac{\rho}{\theta}(a)$: 0.11. El tiempo mínimo de apertura de la válvula, en segundos, se define por la expresión:

$$t_{ap} [s] = \frac{t_a [s]}{\frac{\rho}{\theta}(a)} \quad [A.5]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$t_{ap} = \frac{2.03}{0.11} = 18.5 s$$

Por último, se determina el tiempo crítico para la maniobra de la válvula principal. El tiempo crítico es el tiempo de propagación de la onda de presión a lo largo de la tubería forzada el cual está dado por la siguiente expresión, en segundos:

$$t_{cr} [s] = \frac{2L_T [m]}{c [m/s]} \quad [A.6]$$

Y la velocidad de propagación, en m/s, está definida por la siguiente expresión:

$$c [m/s] = \frac{\sqrt{\frac{\kappa_w [N/m^2]}{\rho_w [kg/m^3]}}}{\sqrt{1 + \frac{\kappa_w [N/m^2] d_{icu} [mm]}{10^6 e_{cu} [mm] E [N/mm^2]}}} \quad [A.7]$$

El valor de κ_w para el agua, según Serway², es 2.1×10^9 N/m². El valor de ρ_w ha sido tratado en la sección 2.1.2 y el valor de E ha sido tratado en la sección 2.2.5.2 de la tesis. Reemplazando valores en [A.7] se obtiene la velocidad de propagación:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{2.1(10^9)}{999.7}}}{\sqrt{1 + \frac{(2.1(10^9))(750)}{10^6(10)(210000)}}} = 1095.6 \text{ m/s}$$

Se reemplazan valores en [A.6] y se obtiene el tiempo crítico:

$$t_{cr} = \frac{2(125)}{1095.6} = 0.23 \text{ s}$$

∴ Los tiempos de maniobra (t_c y t_{ap}) indicados en la lista de exigencias son más grandes que los determinados en este anexo e inclusive son mucho mayores que el tiempo crítico por lo que esto evitará que se produzca el fenómeno del golpe de ariete al interior del cuerpo de la válvula y de la tubería forzada. Entonces, se utilizarán los tiempos de maniobra indicados en la lista de exigencias ($t_c = 55$ s, $t_{ap} = 45$ s).

² SERWAY, Raymond. *Física para ciencias e ingeniería*. 6ta edición. México, D.F.: Thomson, 2005, Vol 1, p. 374

ANEXO B. Determinación del caudal de aceite en el pistón durante la apertura y cierre de la válvula

Para determinar el caudal de aceite en el pistón durante la apertura y cierre de la válvula de admisión es necesario analizar la cinemática de la apertura y cierre. Primero se analizará la apertura de la válvula de admisión. En la figura B1 se muestra el esquema para analizar la cinemática del movimiento de apertura del pistón.

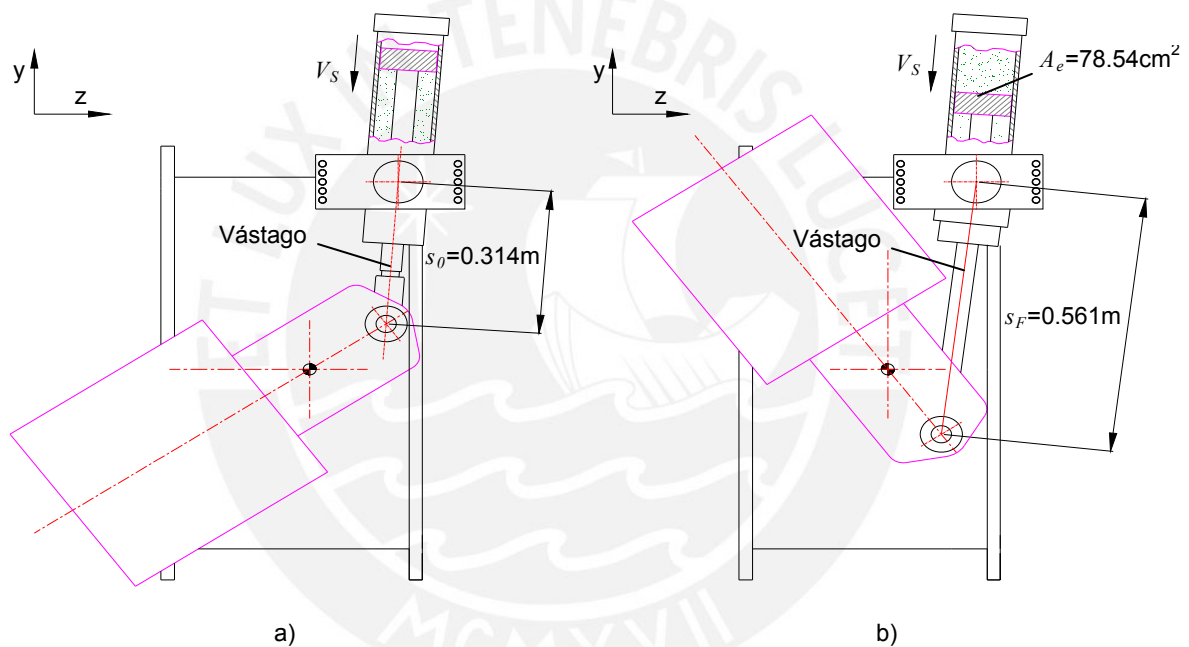


Figura B1. Esquemas para estudiar la cinemática de la apertura de la válvula principal:

a) Válvula cerrada b) Válvula abierta [Elaboración propia]

Durante la apertura de la válvula principal se activa la unidad de presión de aceite la cual emplea una bomba de engranajes para entregar un caudal de aceite casi constante hacia el pistón, lo cual produce la salida del vástago del mismo. Entonces, la velocidad de salida del vástago durante la carrera de apertura, en m/s, está dada por:

$$V_S [\text{m/s}] = \frac{s_F [\text{m}] - s_0 [\text{m}]}{t_{ap} [\text{s}]} \quad \text{[B.1]}$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$V_s = \frac{0.561 - 0.314}{45} = 0.005 \text{ m/s}$$

El caudal de aceite que debe ingresar al pistón, considerando las pérdidas, en L/min, está dado por la siguiente expresión:

$$Q_{ac} [\text{L/min}] = \frac{V_s [\text{m/s}] A_e [\text{cm}^2] [1\text{m}^2] [1000\text{L}] [60\text{s}]}{\eta_{vol} [10000\text{cm}^2] [1\text{m}^3] [1\text{min}]} \quad [\text{B.2}]$$

La eficiencia volumétrica del pistón de acuerdo con la empresa Rexroth³ es aproximadamente 0.95. Reemplazando valores se obtiene el caudal de aceite durante la apertura de la válvula:

$$Q_{ac} = 2.723 \text{ L/min}$$

Para determinar el caudal de aceite durante el cierre de la válvula de admisión se utiliza como referencia el esquema de la figura B1 sólo que las direcciones de movimiento y velocidad del pistón son opuestas. La velocidad de retorno del vástago del pistón está dada por la siguiente expresión:

$$V_R [\text{m/s}] = \frac{|s_o [\text{m}] - s_F [\text{m}]|}{t_c [\text{s}]} \quad [\text{B.3}]$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$V_R = \frac{|0.314 - 0.561|}{55} = 0.004 \text{ m/s}$$

El caudal de aceite que el pistón debe empujar en el retorno, considerando las pérdidas, en L/min, está dado por la siguiente expresión:

$$Q_{rc} [\text{L/min}] = \frac{6 V_R [\text{m/s}] A_e [\text{cm}^2]}{\eta_{vol}} \quad [\text{B.4}]$$

³ REXROTH BOSCH. *Hydraulic Formulary*. Consulta: 06 de agosto del 2013.
<www.boschrexroth.com/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung_en.pdf>

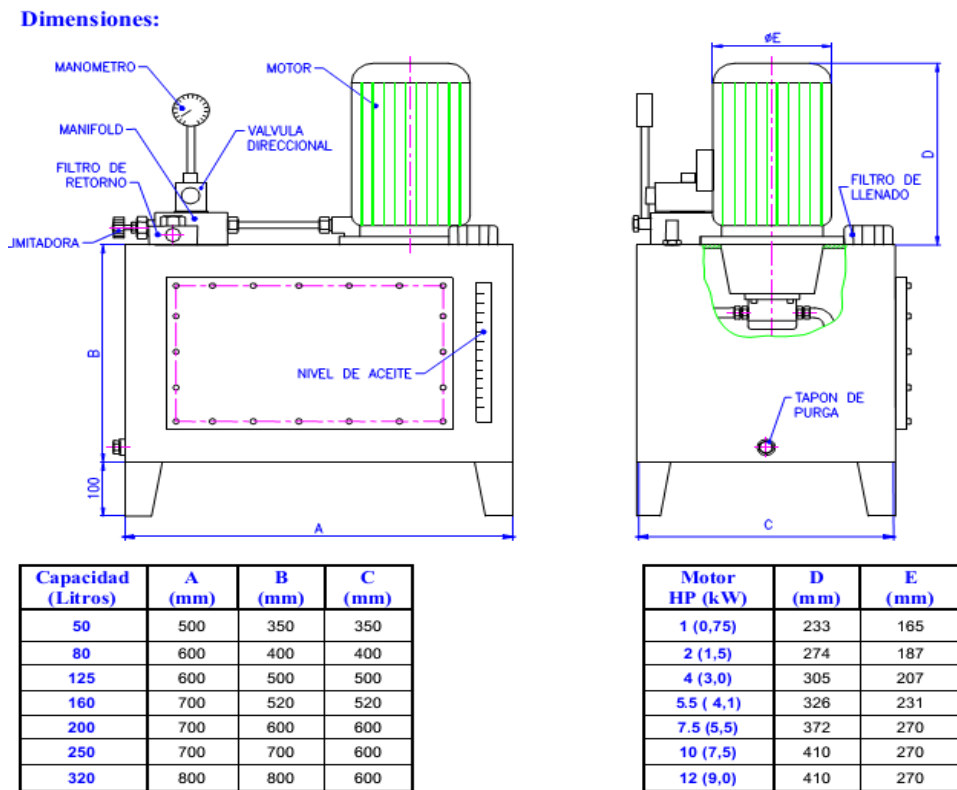
La eficiencia volumétrica del ya ha sido determinada en el análisis de la velocidad del pistón en la apertura. Reemplazando valores se obtiene el caudal de aceite durante el cierre de la válvula de admisión:

$$Q_{rc} = 2.228 \text{ L/min}$$



ANEXO C. Selección de la unidad de presión y descripción de los componentes involucrados en la maniobra de la válvula de admisión

De acuerdo a lo determinado en el cuerpo de la tesis y en anexo B, se determina que el pistón necesita, durante la apertura de la válvula de admisión, un suministro de aceite con una presión de 60bar y un caudal de 2.723 L/min. En la figura C1 se muestra una hoja del catálogo de la empresa Fluidtek S.R.L, referida a las unidades de presión.



Selección de UPH –referencial-:

Potencia del motor eléctrico HP (kW)	Caudal de la bomba (L/min @ 1800 RPM)						Capacidad de tanque recomendado (Litros)						
	5,4	9,0	14,4	18,0	21,6	28,8							
	Presión de trabajo máximo requerido (bar).						50	80	125	160	200	250	320
1,0 (0,75)	120	70	45				Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
2,0 (1,5)	240	140	90	70	60		Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
4,0 (3,0)		280	180	140	120	80	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
5,5 (4,1)			245	190	165	110			Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
7,5 (5,5)				260	220	150				Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
10,0 (7,5)						200					Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ
12,0 (9,0)						240					Ⓢ	Ⓢ	Ⓢ

Figura C1. Catálogo de la unidad de presión hidráulica del sistema [Catálogo de la empresa Fluidtek S.R.L]

De la figura anterior, se selecciona la unidad de presión con el caudal más cercano a 2.723 L/min y la presión más cercana a los 60 bar. La unidad seleccionada tiene las siguientes características:

- Caudal de la bomba : 5.4 L/min a 1800 RPM
- Presión máxima : 120 bar
- Potencia motor eléctrico : 0.75 kW
- Marca del motor eléctrico : WEG (Trifásico)
- Tipo de motor : W22 Carcasa de Hierro Gris– eficiencia estándar- IE1.
- Tensión nominal : 220/380 V
- Corriente nominal : 3.07/1.78 A
- Frecuencia : 60 Hz
- Factor de servicio : 1.15
- Factor de potencia ($\cos \varphi$) : 0.82
- Clase de aislamiento : F
- Capacidad del tanque : 50 L

La unidad de presión tiene además diversos componentes que conforman el circuito hidráulico y que están dispuestos de forma tal que permiten la realización de la apertura y cierre de la válvula de admisión. Estos componentes físicos se muestran en la figura C2 y la relación de los mismos se muestra en la tabla C1

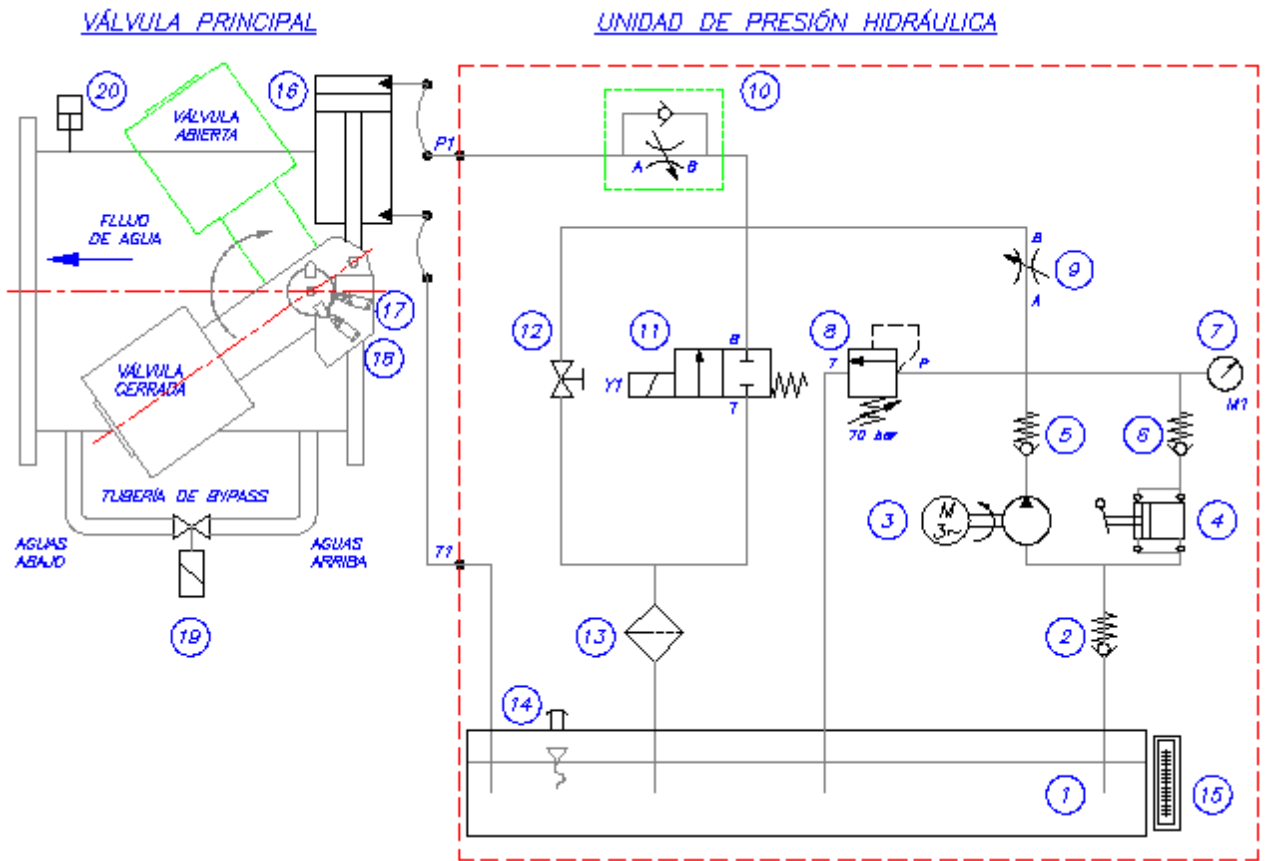


Figura C2. Componentes físicos involucrados en la apertura y cierre de la válvula de admisión
[Elaboración propia]

Tabla C1. Relación de componentes involucrados en la apertura y cierre de la válvula de admisión
[Elaboración propia]

Item	Componente	Observación
1	Depósito	Capacidad: 50 L
2	Válvula check	
3	Bomba con motor eléctrico	Potencia: 0.75 kW. Caudal: 5.4 L/min Presión Máx. : 120 bar
4	Bomba manual	Marca: Cassapa Modelo: EP45. Desplazamiento: 45cm ³ /ciclo Máxima presión: 220 bar

Tabla C1. (Continuación) Relación de componentes involucrados en la apertura y cierre de la válvula de admisión [Elaboración propia]

Item	Componente	Observación
5	Válvula check	
6	Válvula check	
7	Manómetro	Rango: 0-150 bar
8	Válvula limitadora de presión	Tipo: Regulable. Presión activación: 70bar
9	Válvula reguladora de la apertura	Marca: Argo Hytos. Serie: VSV2-1 Presión Máx. : 320 bar. Caudal Máx. : 20 L/min
10	Válvula reguladora del cierre ó VRC	Marca: Argo Hytos. Serie: VSV2-J1 Presión Máx. : 320 bar. Caudal Máx. : 20 L/min
11	Electroválvula Y1	Marca: Argo Hytos. Serie: SD2E-42 Presión Máx. : 350 bar. Caudal Máx. : 30 L/min Bobina: 220VAC /60Hz
12	Válvula manual de cierre	Normalmente cerrada
13	Filtro de retorno	Marca: Argo Hytos. Serie: FR043-266 Caudal: 6.6 gpm
14	Respiradero	
15	Nivel de aceite	
16	Pistón hidráulico	Marca: Fluidtek. Presión Máx. : 200 bar Φ émbolo: 100mm. Φ vástago: 40mm Carrera: 290mm. Conexiones: G 3/4
17	Sensor FC1	Tipo: Fin de carrera – Biela
18	Sensor FC2	Tipo: Fin de carrera – Biela
19	Electroválvula del by-pass	Marca: J+J. Serie : J2-H55 Voltaje: 80-240VAC/VDC.
20	Presostato	Marca: Danfoss. Serie: KP36 Tipo: Regulable Presión Máx. : 17 bar

ANEXO D. Cálculo de las pérdidas de presión de aceite durante el cierre de la válvula de admisión

El suministro de aceite desde la unidad hidráulica hacia el pistón se realiza a través de tuberías, accesorios y mangueras flexibles. Para el análisis de las pérdidas de presión se despreciarán las pérdidas por las mangueras flexibles debido a que son tramos cortos ($L_{mang} \approx 0.5\text{m}$). Primero se determinará la velocidad del flujo a través de las tuberías y finalmente se determinará el valor del Número de Reynolds del flujo. El caudal del aceite del sistema es igual al caudal de aceite durante el cierre de la válvula (lo cual se determinó en el anexo B de la tesis).

$$Q_{rc} = 2.228 \text{ L/min}$$

El diámetro externo de las tuberías de acero es $D_{e-ta} = 0.022 \text{ m}$ y el diámetro interno de las tuberías es $D_{i-ta} = 0.017 \text{ m}$. Por tanto, la velocidad del flujo está dada por:

$$V_{ac} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \frac{4 Q_{rc} \left[\frac{\text{L}}{\text{min}} \right] \left[\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right] \left[\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right]}{\pi D_{i-ta}^2 [\text{m}^2]} \quad [\text{D.1}]$$

Reemplazando valores, se obtiene la velocidad del flujo:

$$V_{ac} = \frac{4(2.228) \left(\frac{1}{60} \right) \left(\frac{1}{1000} \right)}{\pi (0.017^2)} = 0.164 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds está dado por la siguiente expresión:

$$\text{Re} = \frac{V_{ac} [\text{m/s}] D_{i-ta} [\text{m}]}{\nu_{ac} [\text{m}^2/\text{s}]} \quad [\text{D.2}]$$

Donde el valor de v_{ac} del aceite Shell Tellus a 10°C, según la empresa Shell⁴, es de 8×10^{-4} m²/s y su densidad ρ_{ac} es 886 kg/m³. Reemplazando valores, se obtiene el valor del Número de Reynolds:

$$Re = \frac{(0.164)(0.017)}{(0.0008)} = 3.489$$

Entonces el flujo es laminar. Por otro lado, en la figura D1 se muestra el recorrido de las dos tuberías de aceite desde la unidad hidráulica hasta el pistón de doble efecto. Cada tubería tiene 4 codos roscados a 90°.

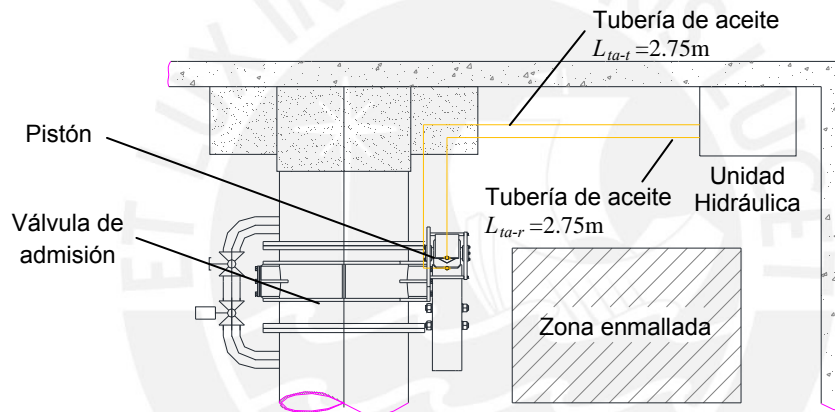


Figura D1. Vista superior de la unidad hidráulica y la válvula principal [Elaboración propia]

En la figura D2 se muestra el esquema del circuito hidráulico al momento del cierre de la válvula de admisión. Se observan las válvulas que el aceite debe atravesar antes de ser descargado en el tanque.

⁴ SHELL GLOBAL. Oils and lubricants. Consulta: 06 de agosto del 2013. Disponible en : [www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_Local_TDS_United_Kingdom_Shell_Tellus_S2_M_68_\(en-GB\)_TDS.pdf](http://www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_Local_TDS_United_Kingdom_Shell_Tellus_S2_M_68_(en-GB)_TDS.pdf)

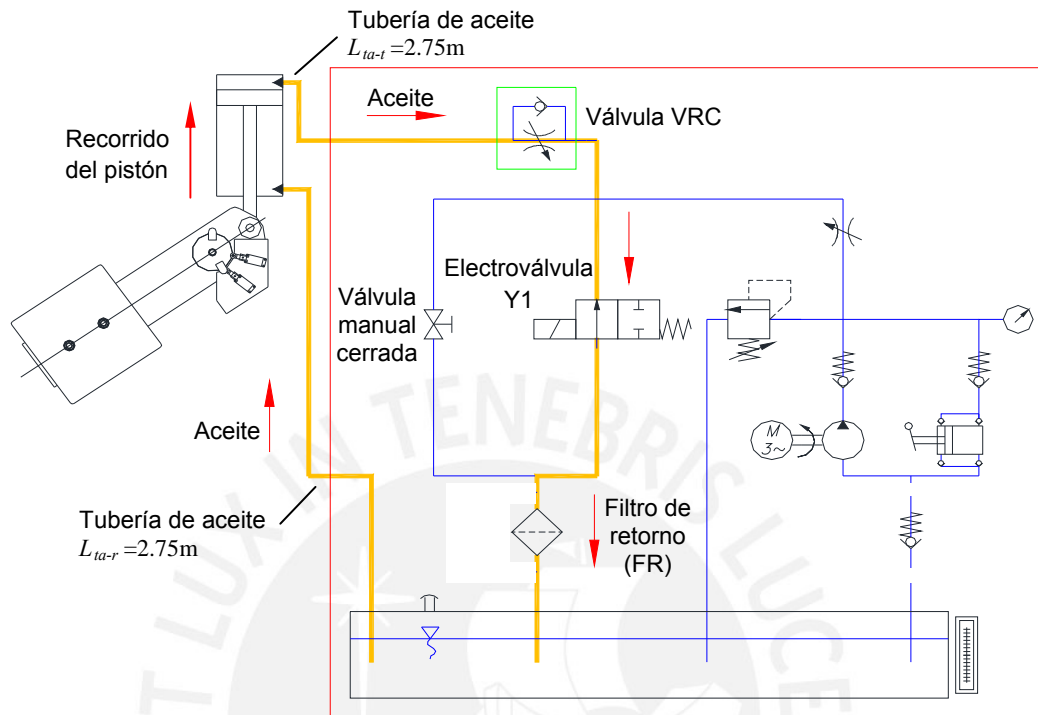


Figura D2. Recorrido del aceite durante el cierre de la válvula de admisión [Elaboración propia]

Por tanto, la pérdida de presión del aceite, durante el cierre de la válvula de admisión, está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta p_{ac} [\text{N/mm}^2] = \Delta p_{ac-te} [\text{N/mm}^2] + \Delta p_{ac-VRC} [\text{N/mm}^2] + \Delta p_{ac-Y1} [\text{N/mm}^2] + \Delta p_{ac-FR} [\text{N/mm}^2] \quad [\text{D.3}]$$

La caída de presión por las dos tuberías y los 8 codos a 90° está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta p_{ac-te} [\text{N/mm}^2] = 2 \left[\frac{\xi \rho_{ac} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] (L_{ta-t} [\text{m}] + L_{ta-r} [\text{m}]) V_{ac}^2 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]}{2 D_{i-ta} [\text{m}] \left[\frac{1000000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ N/mm}^2} \right]} \right] + 8 \left[\frac{K_{codo} \rho_{ac} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] V_{ac}^2 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]}{2 \left[\frac{1000000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ N/mm}^2} \right]} \right] \quad [\text{D.4}]$$

Donde el valor de K_{codo} , según Munson⁵, es 1.5. Para determinar el valor de ξ se puede aplicar la siguiente expresión (debido a que es un flujo laminar):

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad [D.5]$$

Se reemplazan valores y se obtiene el valor del coeficiente de fricción.

$$\xi = \frac{64}{3.489} = 18.343$$

Luego, se reemplazan valores en [D.4] y se obtiene la pérdida de presión por las tuberías y codos:

$$\Delta p_{ac-tc} = 2 \left[\frac{(18.343)(886)(2.75 + 2.75)(0.164^2)}{2(0.017) \left[\frac{1000000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ N/mm}^2} \right]} \right] + 8 \left[\frac{(1.5)(886)(0.164^2)}{2 \left[\frac{1000000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ N/mm}^2} \right]} \right] = 0.070 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La pérdida de presión en la válvula VRC se determinó para 4 giros de la misma y para un caudal $Q_{rc}=2.228 \text{ L/min}$ de acuerdo a la siguiente figura:

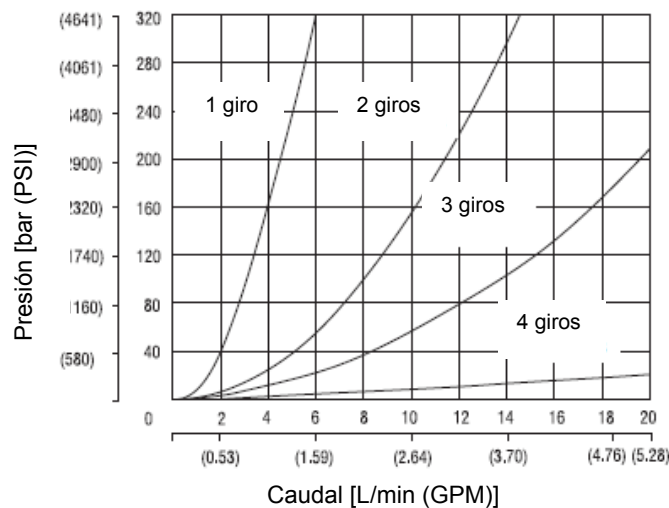


Figura D3. Pérdida de presión en la válvula VSV2-J2 [ARGO HYTOS: <www.argo-hytos.com>]

⁵ MUNSON, Bruce y otros. *Fundamentals of fluid mechanics*. 6ta edición. Massachusetts: Wiley, 2009

De la gráfica anterior se obtiene lo siguiente:

$$\Delta p_{ac-VRC} = 0.64 \text{ bar} = 0.064 \text{ N/mm}^2$$

La pérdida de presión en la electroválvula Y1 se determinó para un caudal $Q_{rc}=2.228 \text{ L/min}$ de acuerdo a la siguiente figura:

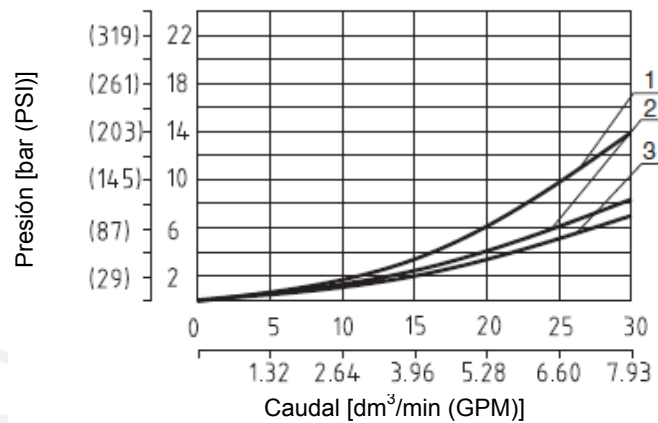


Figura D4. Pérdida de presión en la válvula SD2E-42. La curva 1 es la correspondiente con la válvula analizada [ARGO HYTOS: <www.argo-hytos.com>]

De la gráfica anterior se obtiene lo siguiente:

$$\Delta p_{ac-Y1} = 0.266 \text{ bar} = 0.027 \text{ N/mm}^2$$

Ahora, la pérdida de presión en el filtro de retorno se determinó para un caudal $Q_{rc}=2.228 \text{ L/min}$ de acuerdo a la siguiente figura:

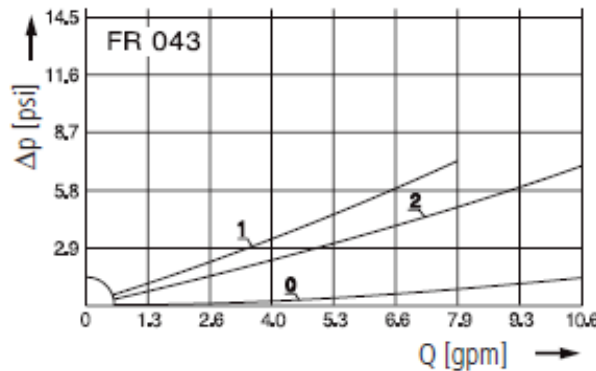


Figura D5. Pérdida de presión en el filtro FR043-266. La curva 1 es la correspondiente con el filtro analizado [ARGO HYTOS: <www.argo-hytos.com>]

De la gráfica anterior se obtiene lo siguiente:

$$\Delta p_{ac-FR} = 0.529 \text{ psi} = 0.004 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, reemplazando en [D.3], se obtiene la pérdida de presión total, en el circuito de aceite, durante el cierre de la válvula de admisión:

$$\Delta p_{ac} = 0.070 + 0.064 + 0.027 + 0.004 = 0.165 \text{ N/mm}^2$$



ANEXO E. Diseño de las barras soporte de las pesas

Las barras soporte de las pesas son componentes mecanizados de acero AISI 1045. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener cada barra para evitar fallas debido a las fuerzas que se generan por soportar esas pesas. En la figura E1 se muestran esquemas necesarios para analizar las barras soporte.

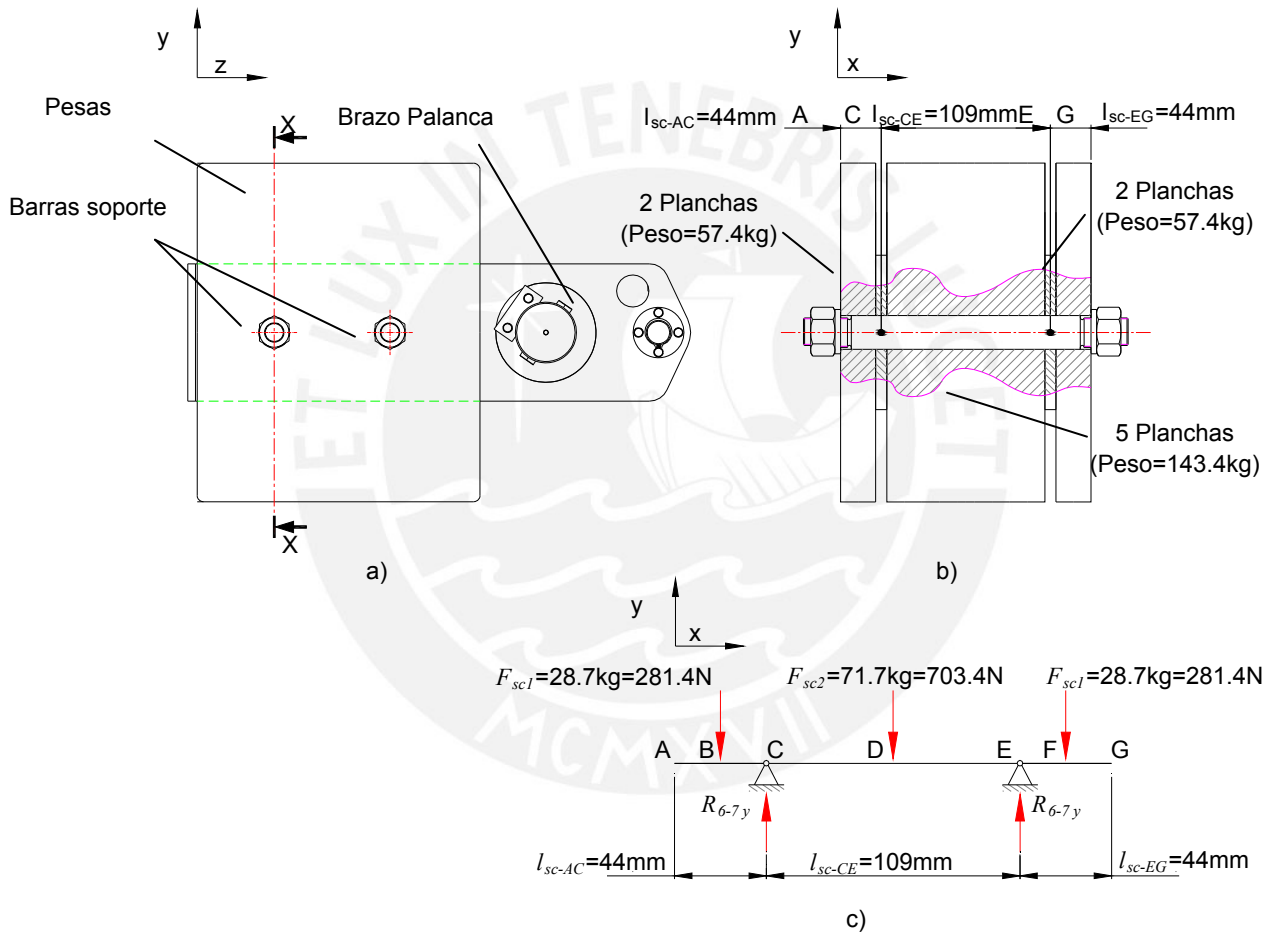


Figura E1. Esquemas de la barra soporte de las pesas a) Disposición general b) Vista del corte X-X c) Diagrama de cuerpo libre de una barra soporte [Elaboración propia]

Determinación del diámetro por resistencia

Las pesas se reparten entre las dos barras soporte y actúan en los puntos medios de los tramos A-C, C-E, E-G (en los puntos B, D y F respectivamente). Aplicando la primera ley

de Newton, se obtiene que $R_{6-7y} = 633.0 \text{ N}$. Despejados todos los valores de las fuerzas, se procede a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector lo cual se muestra en la figura E2.

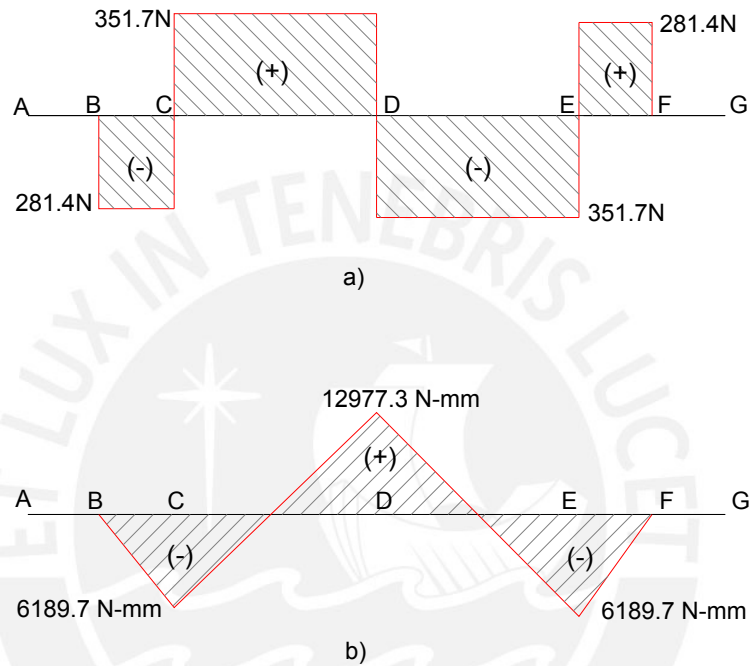


Figura E2. Diagramas de fuerzas internas de la barra soporte de las pesas. a) Diagrama de fuerza cortante. b) Diagrama de momento flector [Elaboración Propia]

De acuerdo a lo observado en la figura E2 el punto crítico es el punto D por lo que se analizarán los esfuerzos internos en la sección transversal en ese punto. El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal está dado por la expresión [2.42] de la tesis:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V}{A} = \frac{4V[\text{N}]}{\pi d_{bsc}^2 [\text{mm}^2]} = \frac{4(351.7)}{\pi d_{bsc}^2} = \frac{447.8}{d_{bsc}^2} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector que actúa en la sección transversal está dado por la expresión [2.43] de la tesis:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{32 M_f [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_{bsc}^3 [\text{mm}^3]} = \frac{32 (12977.3)}{\pi d_{bsc}^3} = \frac{132185.7}{d_{bsc}^3} \text{N/mm}^2$$

Los esfuerzos determinados se reemplazan en la expresión [2.44] de la tesis para poder determinar el esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{132185.7}{d_{bsc}^3}\right)^2 + 3\left(\frac{447.8}{d_{bsc}^2}\right)^2} \text{N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del acero AISI 1045 fue determinado en la sección 2.2.10 de la tesis. Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25] de la tesis. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el diámetro de la barra soporte de las pesas con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{bsc} \geq 10.3 \text{ mm}$$

∴ El mínimo diámetro de la barra soporte para que no falle por resistencia, debe ser 10.3 mm.

Determinación del diámetro por deflexión

Las barras soporte de las pesas se flexionan debido al momento flector interno que actúa en los mismos. En la figura E3 se muestra el esquema de la barra soporte con la forma deformada de su eje. Debe notarse que la barra es simétrica respecto al punto D.

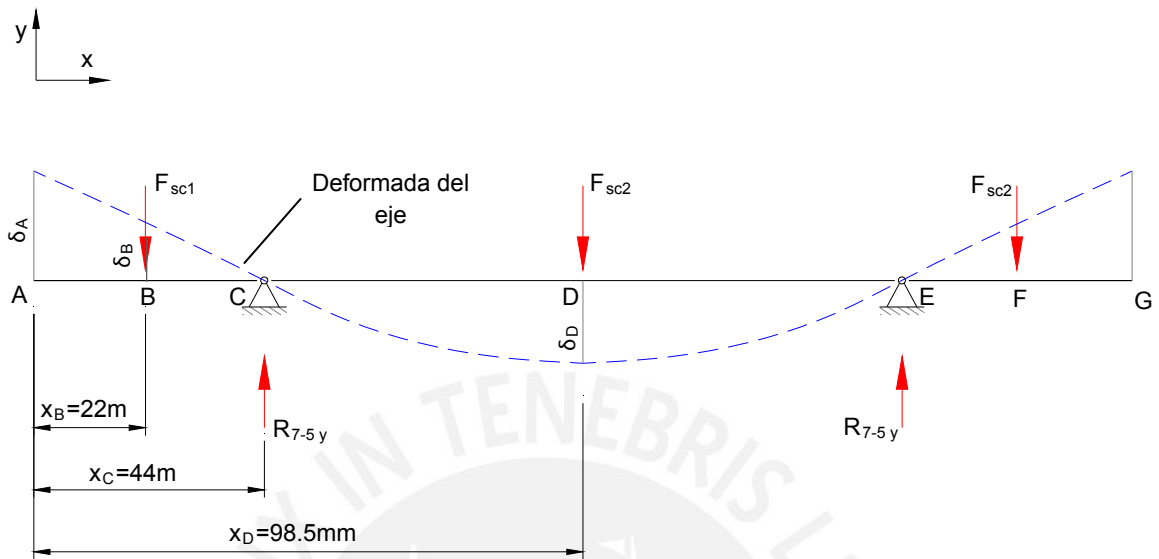


Figura E3. Esquema del eje y su forma deformada [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura E3, los puntos con mayor deflexión son los puntos A y D. Para el punto A, la deflexión está dada por la siguiente expresión:

$$\delta_A = x_C \left(\frac{\delta_B}{x_C - x_B} \right) \quad [E.1]$$

La deflexión en el punto B se determina utilizando el teorema de Castigliano:

$$\delta_B = 2 \int_{x_A}^{x_D} \frac{M_f}{EI} \left(\frac{\partial M_f}{\partial F_{sc1}} \right) dx \quad [E.2]$$

Resolviendo, se obtiene lo siguiente:

$$\delta_B = \frac{128}{E \pi d_{bsc}^4} \left[m_4 (x_C^3 - x_B^3) + n_4 (x_C^2 - x_B^2) + o_4 (x_C - x_B) + m_5 (x_D^2 - x_C^2) + n_5 (x_D - x_C) \right]$$

Donde:

$$m_4 = \frac{F_{sc1}}{3}, \quad n_4 = -F_{sc1} x_B, \quad o_4 = F_{sc1} x_B^2, \quad m_5 = \frac{F_{sc2} (x_B - x_C)}{4}, \quad n_5 = F_{sc1} (x_B - x_C)^2 + \frac{F_{sc2} (x_C^2 - x_C x_B)}{2}$$

El tramo AC tiene una longitud de 44mm. Por tanto la deflexión admisible se determina mediante la expresión [2.46] de la tesis:

$$\delta_{adm} = (0.00175)(44) = 0.077 \text{ mm}$$

Para verificar que el componente no falle por deflexión en el tramo AC se debe comparar la deflexión en A con la deflexión admisible utilizando la expresión [2.47] de la tesis. Se reemplazan valores en [E.1] y en [E.2] y se obtiene el mínimo diámetro de la barra soporte para que el tramo AC no falle por deflexión.

$$d_{bsc} \geq 11.1 \text{ mm}$$

Para el punto D, la deflexión se determina utilizando el teorema de Castigliano:

$$\delta_D = 2 \int_{x_A}^{x_D} \frac{M_f}{EI} \left(\frac{\partial M_f}{\partial F_{sc2}} \right) dx \quad \text{[E.3]}$$

Resolviendo, se obtiene lo siguiente:

$$\delta_D = \frac{128}{E \pi d_{bsc}^4} \left[m_6 (x_D^3 - x_C^3) + n_6 (x_D^2 - x_C^2) + o_6 (x_D - x_C) \right]$$

Donde:

$$m_6 = \frac{F_{sc2}}{12}, \quad n_6 = \frac{2F_{sc1}x_B - 2F_{sc2}x_C - 2F_{sc1}x_C}{8}, \quad o_6 = 2F_{sc1}x_C^2 + F_{sc2}x_C^2 - 2F_{sc1}x_Cx_B$$

El tramo CE tiene una longitud de 109mm. Por tanto la deflexión admisible se determina mediante la expresión [2.46] de la tesis:

$$\delta_{adm} = (0.00175)(109) = 0.191 \text{ mm}$$

Para verificar que el componente no falle por deflexión en el tramo CE se debe comparar la deflexión en D con la deflexión admisible usando la expresión [2.47] de la tesis: Se reemplazan los valores obtenidos y se obtiene el mínimo diámetro de la barra soporte para que el tramo CE no falle por deflexión.

$$d_{bsc} \geq 17.1 \text{ mm}$$

Entonces, comparando los tramos AC y CE, se obtiene que el mínimo diámetro de la barra soporte para que no falle por deflexión debe ser 17.1mm

∴ El mínimo diámetro de la barra soporte es de 17.1mm. Sin embargo, el taller de fabricación solo tenía barras de acero AISI1045 de 1" de diámetro. Aparte, esta barra debe ser ligeramente mecanizada en su superficie por lo que el diámetro final de la barra soporte será de 25mm.



ANEXO F. Verificación de los pernos soporte de las bridas de la válvula

Los pernos soporte de las bridas de la válvula principal son componentes comerciales de diámetro nominal M24 fabricados con acero grado 8.8. Primero se determinan las fuerzas actuantes en las bridas de la válvula. Luego se determinan las fuerzas axiales y cortantes que actúan en cada perno y se seleccionan los valores máximos para poder dimensionar el tamaño de los pernos. El análisis se realiza considerando que la válvula principal se encuentra cerrada.

Determinación de las fuerzas actuantes en las bridas de la válvula

En la figura F1 se muestran los esquemas necesarios para analizar las fuerzas actuantes en las bridas.

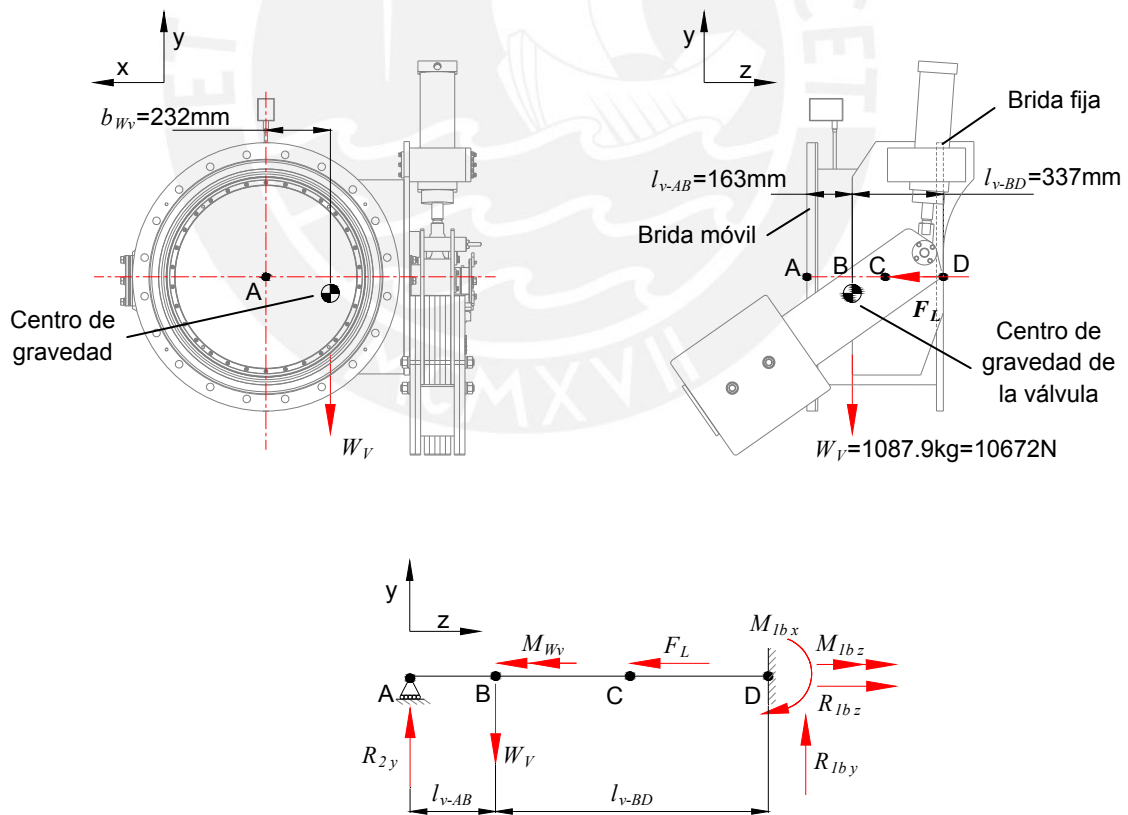


Figura F1. Esquema de los pernos soporte de las bridas de la válvula a) Vista según el plano xy b) Vista según el plano yz c) DCL de la válvula principal [Elaboración propia]

Aplicando la primera ley de Newton se obtienen los valores para las reacciones:

$$R_{1by} = 5033.9\text{N}, R_{1bz} = 139201.3\text{N}, M_{1bx} = 777354.4\text{N} \cdot \text{mm}, M_{1bz} = 2475973.6\text{N} \cdot \text{mm}, R_{2y} = 5638.4\text{N}$$

Determinación de las fuerzas actuantes en los pernos

De acuerdo a lo obtenido, se puede notar que los pernos de la brida fija se encuentran sometidos a las mayores fuerzas. En la figura F2 se muestran los esquemas necesarios para el análisis de los pernos de la brida fija.

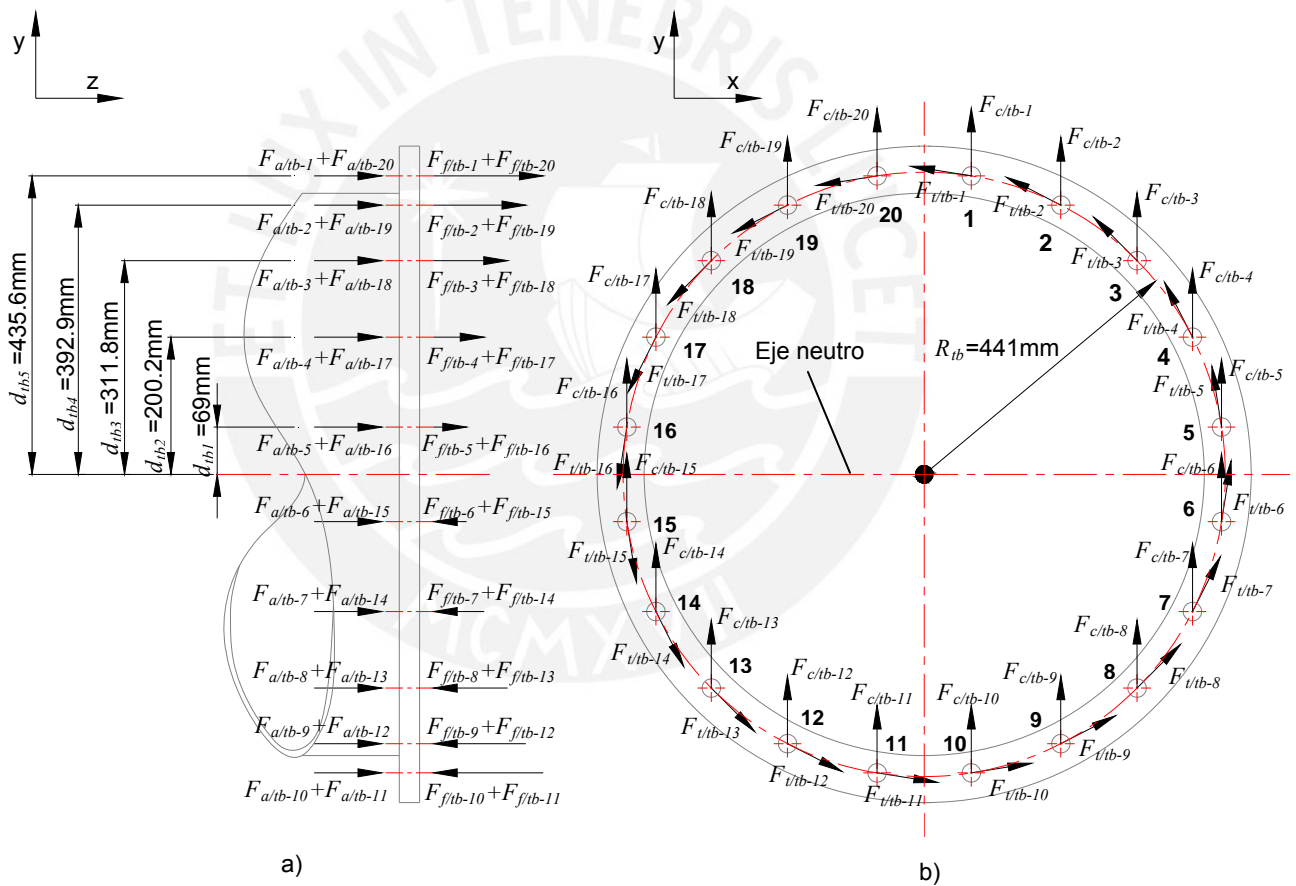


Figura F2. Esquemas de fuerzas en los pernos de la brida fija a) Vista según plano yz con fuerzas axiales y fuerzas debido al momento flector b) Vista según plano xy con fuerzas cortantes y fuerzas debido al momento torsor [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura F2, se deducen las siguientes relaciones:

$$F_{a/tb-1} = F_{a/tb-2} = F_{a/tb-3} = \dots = F_{a/tb-20} = \frac{R_{1bz}}{n_{tb}} \quad \text{[F.1]}$$

$$F_{c/tb-1} = F_{c/tb-2} = F_{c/tb-3} = \dots = F_{c/tb-20} = \frac{R_{1by}}{n_{tb}} \quad \text{[F.2]}$$

$$F_{t/tb-1} = F_{t/tb-2} = F_{t/tb-3} = \dots = F_{t/tb-20} = \frac{M_{1bz}}{n_{tb} R_{tb}} \quad \text{[F.3]}$$

$$F_{f/tb-1} = F_{f/tb-10} = F_{f/tb-11} = F_{f/tb-20} \quad \text{[F.4]}$$

$$F_{f/tb-2} = F_{f/tb-9} = F_{f/tb-12} = F_{f/tb-19} \quad \text{[F.5]}$$

$$F_{f/tb-3} = F_{f/tb-8} = F_{f/tb-13} = F_{f/tb-18} \quad \text{[F.6]}$$

$$F_{f/tb-4} = F_{f/tb-7} = F_{f/tb-14} = F_{f/tb-17} \quad \text{[F.7]}$$

$$F_{f/tb-5} = F_{f/tb-6} = F_{f/tb-15} = F_{f/tb-16} \quad \text{[F.8]}$$

$$2F_{f/tb-1}d_{tb5} + 2F_{f/tb-2}d_{tb4} + 2F_{f/tb-3}d_{tb3} + 2F_{f/tb-4}d_{tb2} + 2F_{f/tb-5}d_{tb1} = \frac{M_{1bx}}{2} \quad \text{[F.9]}$$

$$\frac{F_{f/tb-1}}{d_{tb5}} = \frac{F_{f/tb-2}}{d_{tb4}} = \frac{F_{f/tb-3}}{d_{tb3}} = \frac{F_{f/tb-4}}{d_{tb2}} = \frac{F_{f/tb-5}}{d_{tb1}} \quad \text{[F.10]}$$

Reemplazando valores y ecuaciones, se determinan los valores de las fuerzas axial y cortante que actúan en los pernos y se seleccionan los valores máximos con los cuales se verificará la resistencia de los pernos existentes:

$$F_{ext-t} = 7134.8 N$$

$$F_{ext-c} = 530.78 N$$

Determinación del torque de ajuste de la unión atornillada

Para comenzar el análisis de verificación se debe determinar el torque de ajuste de la unión atornillada por lo que se utilizará el método descrito por Shigley⁶. En la figura F3, se muestra el esquema para poder analizar un perno característico de las bridas de la válvula principal.

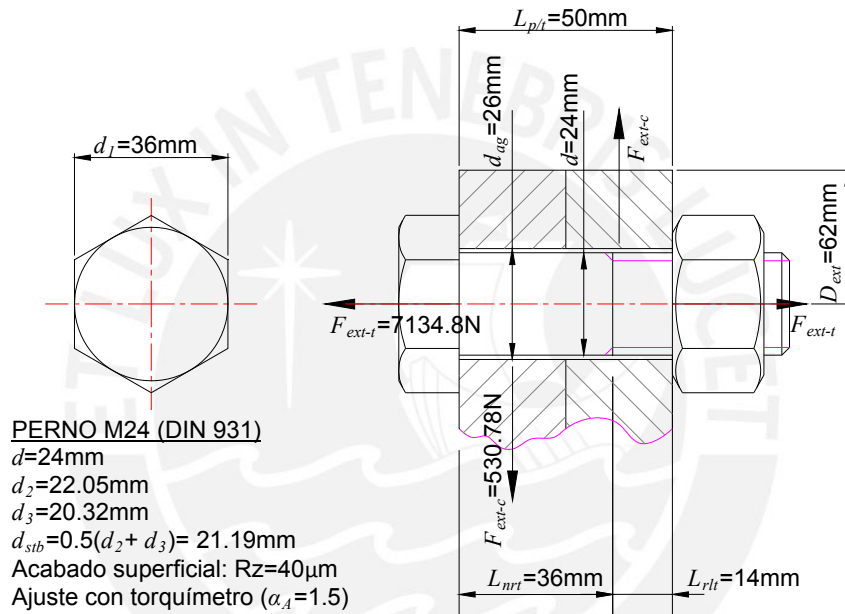


Figura F3. Esquema de disposición general de un perno típico de las bridas de la válvula principal.

De acuerdo con Shigley⁷, el torque de ajuste de la unión atornillada, en N-m, está dada por la siguiente expresión:

$$M_{tM} [\text{N} - \text{m}] = K F_{M \max} [\text{kN}] d [\text{mm}] \tag{F.11}$$

Según Shigley⁸, el valor de K es 0.2 ya que no se conocen los procesos de fabricación de los pernos. Por otro lado, el valor de la fuerza de pretensión es el menor valor que se

⁶ SHIGLEY, Joseph y Otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill. 2002. Págs 480.

⁷ *Ibidem*.

⁸ *Ídem*, p. 481.

obtiene al evaluar las dos siguientes expresiones. La primera corresponde a la fuerza axial admisible a la que se puede someter el perno y la segunda expresión corresponde a la fuerza axial admisible a la que se puede someter a la unión sin provocar aplastamiento en las placas a unir. El valor de 0.75 es un factor de seguridad indicado por Shigley:

$$F_{p-s}[\text{kN}] = 0.75 \frac{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2] S_p [\text{N/mm}^2] [1 \text{ kN}]}{4 [1000 \text{ N}]} \quad [\text{F.12}]$$

$$F_{p-p} = 0.75 \frac{\pi (d_1^2 [\text{mm}^2] - d_{ag}^2 [\text{mm}^2]) \sigma_F [\text{N/mm}^2] [1 \text{ kN}]}{4 [1000 \text{ N}]} \quad [\text{F.13}]$$

El valor de S_p para el acero 8.8, según Shigley⁹, es 600 N/mm². El esfuerzo de fluencia σ_F es el esfuerzo de fluencia del material que conforma las bridas lo cual ha sido desarrollado en el punto 2.2.3 de la tesis. Entonces se reemplazan valores en [F.12] y [F.13] y se obtiene el valor de la fuerza de pretensión:

$$F_{M \max} = \min(F_{p-s}, F_{p-p}) = 90.61 \text{ kN}$$

Se reemplazan valores en [F.11] y se obtiene el torque de ajuste:

$$M_{tM} = (0.2)(90.61)(24) = 435 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A partir de este punto, los siguientes cálculos (incluyendo símbolos y valores) se han tratado de acuerdo al procedimiento mostrado por Paulsen¹⁰.

Determinación del factor de distribución de carga

El factor de distribución de carga está dado por la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{c_p [\text{N/mm}]}{c_{tp} [\text{N/mm}] + c_p [\text{N/mm}]} \quad [\text{F.14}]$$

Para una unión atornillada con agujero pasante, la rigidez del perno está dada por la siguiente expresión:

⁹ SHIGLEY, Joseph y Otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill, 2002, p. 477.

¹⁰ PAULSEN, Kurt. *Elementos de máquinas: uniones atornilladas*. Lima: PUCP, 2009.

$$c_{ip}[\text{N/mm}] = \frac{1}{E_t[\text{N/mm}^2] \pi \left(\frac{d[\text{mm}]}{2} + \frac{d^2[\text{mm}^2]}{4L_{nr}[\text{mm}]} + \frac{d_3^2[\text{mm}^2]}{4L_{rl}[\text{mm}]} + \frac{d_3^2[\text{mm}^2]}{2d[\text{mm}]} + \frac{d[\text{mm}]}{1.6} \right)} \quad \text{[F.15]}$$

El valor de E_t ha sido tratado en el punto 2.2.5.2 de la tesis. Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$c_{ip} = 1012017.4 \text{ N/mm}$$

Para determinar la rigidez de las placas primero se debe determinar el caso al cual pertenece la distribución de esfuerzos en las mismas. Primero se determina el valor de D_{\max} , el cual está dado por la siguiente expresión para una unión con agujero pasante:

$$D_{\max}[\text{mm}] = d_1[\text{mm}] + L_{p/t}[\text{mm}] \text{tg} \gamma \quad \text{[F.16]}$$

Y el valor de $\text{tg} \gamma$ está dado por la siguiente expresión:

$$\text{tg} \gamma = 0.362 + 0.032 \ln \left(\frac{L_{p/t}[\text{mm}]}{2d_1[\text{mm}]} \right) + 0.153 \ln \left(\frac{D_{ext}[\text{mm}]}{d_1[\text{mm}]} \right) \quad \text{[F.17]}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$D_{\max} = 57.68 \text{ mm}$$

La distribución de esfuerzos en las placas corresponde al caso 2 ya que $D_{ext} > D_{\max}$. Por tanto, la rigidez de las placas para una unión con agujero pasante está dada por:

$$c_p[\text{N/mm}] = \frac{E_t[\text{N/mm}^2] \pi d_{ag}[\text{mm}] \text{tg} \gamma}{2 \ln \left[\frac{(d_1[\text{mm}] + d_{ag}[\text{mm}]) (d_1[\text{mm}] + L_{p/t}[\text{mm}] \text{tg} \gamma - d_{ag}[\text{mm}])}{(d_1[\text{mm}] - d_{ag}[\text{mm}]) (d_1[\text{mm}] + L_{p/t}[\text{mm}] \text{tg} \gamma + d_{ag}[\text{mm}])} \right]} \quad \text{[F.18]}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$c_p = 4357980.3 \text{ N/mm}$$

Por tanto, se reemplazan los resultados en la expresión [F.14] y se obtiene el factor de distribución de carga:

$$\phi = 0.19$$

Determinación de la fuerza total de asentamiento

La fuerza total de asentamiento, en N, se determina mediante la siguiente expresión:

$$F_{as} [N] = F_{asa} [N] + F_{ast} [N] \tag{F.19}$$

La fuerza de asentamiento debido a la carga axial, en N, se define como:

$$F_{asa} [N] = \frac{c_{tp} [N/mm] c_p [N/mm] (\delta_{asa/c-p} [\mu m] + \delta_{asa/p-p} [\mu m] + \delta_{asa/p-t} [\mu m] + \delta_{asa/r-t} [\mu m]) (0.001 \text{ mm})}{(c_{tp} [N/mm] + c_p [N/mm]) (1 \mu m)} \tag{F.20}$$

Los asentamientos para la carga axial se determinan de acuerdo a lo mostrado en la figura F4 :

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

Figura F4. Valores recomendados para el asentamiento [Ref. VDI 2230 Parte 1 – Febrero 2003]

Por tanto, se obtiene lo siguiente:

$$\delta_{asa/c-p} = 3 \mu m, \delta_{asa/p-p} = 2 \mu m, \delta_{asa/p-t} = 3 \mu m, \delta_{asa/r-t} = 3 \mu m$$

Se reemplazan valores en [F.20] y se obtiene lo siguiente:

$$F_{asa} = 9034.24 \text{ N}$$

La fuerza de asentamiento debido a la carga transversal, en N, se define como:

$$F_{ast} [N] = \frac{c_{tp} [N/mm] c_p [N/mm] (\delta_{ast/c-p} [\mu m] + \delta_{ast/p-p} [\mu m] + \delta_{ast/p-t} [\mu m] + \delta_{ast/r-t} [\mu m]) (0.001 mm)}{(c_{tp} [N/mm] + c_p [N/mm]) (1 \mu m)} \quad [F.21]$$

Los asentamientos para la carga transversal se determinan de acuerdo a la figura F4:

$$\delta_{ast/c-p} = 4.5 \mu m, \quad \delta_{ast/p-p} = 2.5 \mu m, \quad \delta_{ast/p-t} = 4.5 \mu m, \quad \delta_{ast/r-t} = 3 \mu m$$

Se reemplazan valores en la expresión [F.21] y se obtiene lo siguiente:

$$F_{ast} = 11908.78 \text{ N}$$

Finalmente se reemplazan valores en [F.19] y se obtiene:

$$F_{as} = 20943.02 \text{ N}$$

Determinación de las fuerzas actuantes en el perno y las placas

Se definen las siguientes expresiones para las fuerzas actuantes en el perno y en las placas (en N):

$$F_{M \min} [N] = \frac{F_{M \max} [kN] [1000 \text{ N}]}{\alpha_A [1 \text{ kN}]} \quad [F.22]$$

$$F_{ext-t/t} [N] = \phi F_{ext-t} [N] \quad [F.23]$$

$$F_{ext-t/p} [N] = (1 - \phi) F_{ext-t} [N] \quad [F.24]$$

$$F_{\max-t/t} [N] = \frac{F_{M \max} [kN] [1000 \text{ N}]}{[1 \text{ kN}]} + F_{ext-t/t} [N] \quad [F.25]$$

$$F_{res} [N] = F_{M \min} [N] - F_{as} [N] - F_{ext-t/p} [N] \quad [F.26]$$

Reemplazando valores en las expresiones anteriores, se obtiene lo siguiente:

$$F_{M \min} = 60408.2 \text{ N}, F_{\text{ext-t/t}} = 1344.5 \text{ N}, F_{\text{ext-t/p}} = 5789.7 \text{ N}, F_{\text{max-t/t}} = 91956.8 \text{ N}, F_{\text{res}} = 33675.5 \text{ N}$$

Se observa que el valor de F_{res} es mayor que cero con lo que se asegura que la unión no se separará luego de aplicar la carga externa.

Verificación en el perno durante el montaje

Durante el montaje, en el perno se origina un esfuerzo de tracción (en N/mm^2) y un esfuerzo cortante (en N/mm^2) los cuales están dados por las siguientes expresiones:

$$\sigma_{a/Mt} [\text{N/mm}^2] = \frac{4 F_{M \max} [\text{kN}] [1000 \text{ N}]}{\pi d_{\text{stb}}^2 [\text{mm}^2] [1 \text{ kN}]} \quad [\text{F.27}]$$

$$\tau_{t/Mt} [\text{N/mm}^2] = \frac{16000 M_{tM} [\text{N} - \text{m}] [1000 \text{ N} - \text{mm}]}{\pi d_{\text{stb}}^3 [\text{mm}^3] [1 \text{ N} - \text{m}]} \quad [\text{F.28}]$$

El perno no fallará si es que se cumple lo siguiente:

$$\sigma_{\text{eq}/Mt} = \sqrt{\sigma_{a/Mt}^2 + 3\tau_{t/Mt}^2} < 0.9\sigma_F \quad [\text{F.29}]$$

El acero para tornillos y tuercas 8.8 tiene un límite de fluencia de 660 N/mm^2 según Shigley¹¹. Entonces, se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$478.5 \text{ N/mm}^2 < 594 \text{ N/mm}^2$$

∴ El perno no fallará durante el montaje de la unión atornillada.

Verificación en el perno durante la aplicación de la carga externa

Durante la aplicación de la carga externa, en el perno se origina un esfuerzo de tracción (en N/mm^2) y dos esfuerzos cortantes (ambos en N/mm^2) los cuales están dados por las siguientes expresiones:

¹¹ SHIGLEY, Joseph y Otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill, 2002, p. 435.

$$\sigma_{a/ext-t} [\text{N/mm}^2] = \frac{4 F_{\max-t/t} [\text{N}]}{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]} \quad \text{[F.30]}$$

$$\tau_{c/ext-t} [\text{N/mm}^2] = \frac{4 F_{ext-c} [\text{N}]}{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]} \quad \text{[F.31]}$$

$$\tau_{t/ext-t} [\text{N/mm}^2] = 0.5 \tau_{t/Mt} [\text{N/mm}^2] \quad \text{[F.32]}$$

El perno no fallará si es que se cumple lo siguiente:

$$\sigma_{eq/ext-t} = \sqrt{\sigma_{a/ext-t}^2 + 3(\tau_{c/ext-t} + \tau_{t/ext-t})^2} < \sigma_F \quad \text{[F.33]}$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$331.4 \text{ N/mm}^2 < 660 \text{ N/mm}^2$$

∴ El perno no fallará durante la aplicación de la carga externa.

Verificación en el perno por carga oscilante (fatiga)

La carga externa que actúa en la unión es una carga de tipo pulsante. Por tanto, se determinará el esfuerzo alternante que actúa sobre el perno para poder verificar si es que fallará o no por fatiga. Las fuerzas oscilatorias que actúan en la unión y en el perno se definen a través de las siguientes expresiones:

$$F_{ext-ts} = F_{ext-t} \quad \text{[F.34]}$$

$$F_{ext-ti} = 0 \quad \text{[F.35]}$$

$$F_{ext-cs} = F_{ext-c} \quad \text{[F.36]}$$

$$F_{ext-ci} = 0 \quad \text{[F.37]}$$

$$F_{ext-ts/t} = \phi F_{ext-ts} \quad \text{[F.38]}$$

$$F_{ext-ti/t} = \phi F_{ext-ti} \quad \text{[F.39]}$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$F_{ext-ts} = 7134.2\text{ N}, F_{ext-ti} = 0\text{ N}, F_{ext-cs} = 530.8\text{ N}, F_{ext-ci} = 0\text{ N}, F_{ext-ts/t} = 1344.5\text{ N}, F_{ext-ti/t} = 0\text{ N}$$

Entonces, los esfuerzos alternantes que actúan en el perno (en N/mm^2) están dados por las siguientes expresiones:

$$\sigma_{a/alt-t} [\text{N/mm}^2] = \frac{2(F_{ext-ts/t} [\text{N}] - F_{ext-ti/t} [\text{N}])}{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]} \quad \text{[F.40]}$$

$$\tau_{c/alt-t} [\text{N/mm}^2] = \frac{2(F_{ext-cs} [\text{N}] - F_{ext-ci} [\text{N}])}{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]} \quad \text{[F.41]}$$

Estos esfuerzos se combinan en un único esfuerzo alternante equivalente:

$$\sigma_{eq/alt-t} = \sqrt{\sigma_{a/alt-t}^2 + 3\tau_{c/alt-t}^2} \quad \text{[F.42]}$$

Entonces, para determinar el valor del límite de fatiga del perno (σ_A), se debe cumplir la siguiente relación:

$$0.3 \leq \frac{F_{tm}}{F_{0.2\min}} < 1 \quad \text{[F.43]}$$

Donde:

$$F_{tm} [\text{N}] = \left(\frac{F_{ext-ts/t} [\text{N}] - F_{ext-ti/t} [\text{N}]}{2} \right) + 0.9\sigma_{0.2\min} [\text{N/mm}^2] \frac{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]}{4} \quad \text{[F.44]}$$

$$F_{0.2\min} [\text{N}] = \sigma_{0.2\min} [\text{N/mm}^2] \frac{\pi d_{stb}^2 [\text{mm}^2]}{4} \quad \text{[F.45]}$$

El valor de $\sigma_{0.2\min}$, según información de la norma ISO898¹², es de 660 N/mm^2 . Se reemplazan valores y se obtiene:

$$0.3 \leq 0.903 < 1$$

¹² PAULSEN, Kurt. Elementos de máquinas: uniones atornilladas. Lima: PUCP, 2009, Anexo 7.

Entonces, se cumple con la relación [F.43]. Por tanto, el límite de fatiga del perno sin recibir tratamiento térmico (en N/mm^2) está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_A [\text{N/mm}^2] = 0.85 \left(\frac{150}{d [\text{mm}]} + 45 \right) \quad [\text{F.46}]$$

El perno no fallará por fatiga si se cumple lo siguiente:

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_{eq/alt-t}} \geq 1.2 \quad [\text{F.47}]$$

En las expresiones anteriores se reemplazan valores para finalmente obtener:

$$18.7 \geq 1.2$$

Entonces, se determina que el perno no fallará por fatiga durante la aplicación de la carga externa.

∴ Considerando los resultados obtenidos, se ha verificado que los pernos M24 (grado 8.8), que se utilizaban para sujetar la antigua válvula de admisión, pueden ser utilizados para sujetar satisfactoriamente la nueva válvula de admisión.

ANEXO G. Diseño del eje de freno mecánico

El eje de freno mecánico es un componente mecanizado a partir de una barra de acero AISI 4340H. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener el componente para anular el movimiento de la lenteja cuando la válvula se encuentre en posición cerrada. En la figura G1 se muestran esquemas para analizar el eje de freno mecánico.

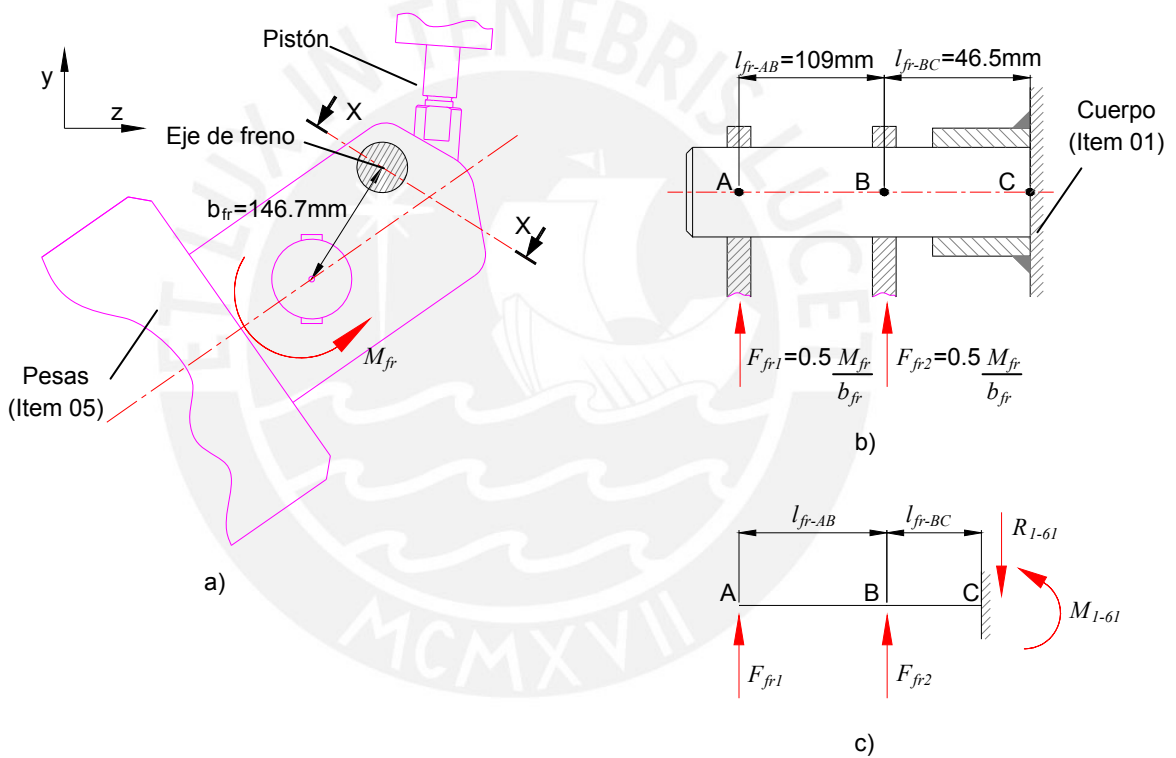


Figura G1. Esquemas del eje de freno mecánico a) Disposición general con fuerzas actuantes b) Vista de corte X-X c) Diagrama de cuerpo libre del componente [Elaboración propia]

De acuerdo a lo mostrado en la figura G1, se puede deducir la siguiente expresión:

$$F_{fr1}[N] = F_{fr2}[N] = \frac{0.5 M_{fr} [N - mm]}{b_{fr} [mm]} \tag{G.1}$$

El valor de M_{fr} , en N-mm, se define de acuerdo a la siguiente expresión:

$$M_{fr} [N - mm] = T_{hc} [N - mm] + T_{cwa} [N - mm] \quad [G.2]$$

Los valores de T_{hc} y T_{cwa} han sido determinados en la sección 2.1.2 de la tesis. Se reemplazan valores en [G.1] y [G.2] para obtener el valor de las fuerzas que actúan en el eje:

$$F_{fr1} = F_{fr2} = \frac{0.5(1838284.4 + 1030405.8)}{146.7} = 9777.4 \text{ N}$$

Determinación del diámetro por resistencia

Aplicando la primera ley de Newton se despejan los valores de las fuerzas y momentos que actúan en el eje de freno. Luego, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector lo cual se muestra en la figura G2.

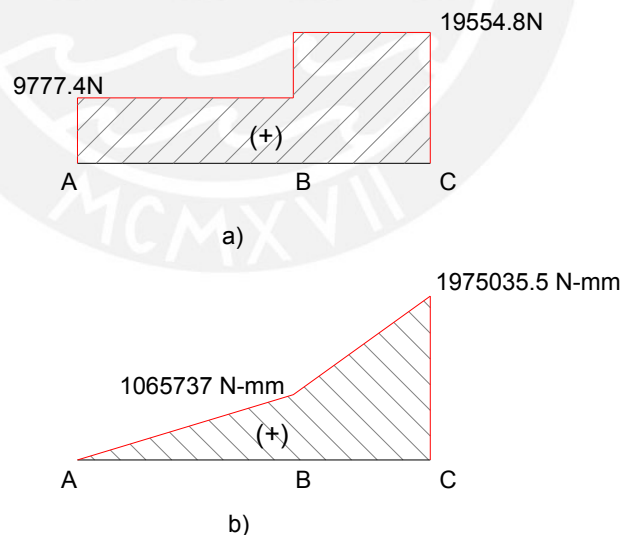


Figura G2. Diagramas de fuerzas internas del eje de freno. a) Diagrama de fuerza cortante.

b) Diagrama de momento flector [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura G2 el punto crítico del eje es el punto C por lo que se analizarán los esfuerzos internos en la sección transversal en ese punto. El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal está dado por la expresión [2.42] de la tesis:

$$\tau_c = \frac{V}{A} = \frac{4V}{\pi d_{efr}^2} = \frac{4(19554.8)}{\pi d_{efr}^2} = \frac{24897.9}{d_{efr}^2}$$

El esfuerzo flector que actúa en la sección transversal está dado por la expresión [2.43] de la tesis:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{32 M_f}{\pi d_{efr}^3} = \frac{32(1975035.5)}{\pi d_{efr}^3} = \frac{20117546.4}{d_{efr}^3}$$

Los esfuerzos determinados se reemplazan en la expresión [2.44] de la tesis para poder determinar el esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{20117546.4}{d_{efr}^3}\right)^2 + 3\left(\frac{24897.9}{d_{efr}^2}\right)^2}$$

El esfuerzo admisible para el acero AISI 4340H ha sido determinado en la sección 2.2.6 de la tesis. Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la relación [2.25] de la tesis. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el diámetro del eje de freno con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{efr} \geq 42.6 \text{ mm}$$

∴ El mínimo diámetro del eje de freno para que no falle por resistencia debe ser 42.6 mm.

Determinación del diámetro por deflexión

El eje de freno se flexiona debido al momento flector interno que actúa en el mismo. En la figura G3 se muestra el esquema del eje de freno con su forma deformada.

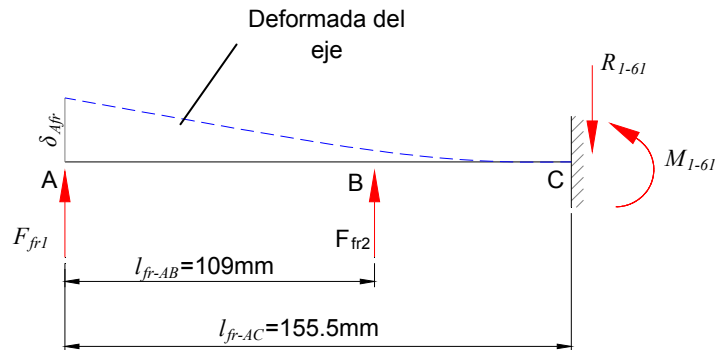


Figura G3. Esquema del eje de freno y su forma deformada [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura G3, el punto con mayor deflexión es el punto **A** cuya deflexión, en mm, se determina mediante el método de superposición:

$$\delta_{Afr} = \frac{64 F_{fr1} l_{fr-AC}^3}{3 E \pi d_{efr}^4} + \frac{64 F_{fr2} (l_{fr-AC} - l_{fr-AB})^2 (2 l_{fr-AC} + l_{fr-AB})}{6 E \pi d_{efr}^4} \quad [G.3]$$

El tramo AC tiene una longitud de 155.5mm. Por tanto, se reemplazan valores en la expresión [2.46] de la tesis para determinar la deflexión admisible:

$$\delta_{adm} = (0.00175)(155.5) = 0.27 \text{ mm}$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por deflexión en el tramo AC se debe cumplir la expresión [2.47] de la tesis. Se reemplazan los valores obtenidos para obtener el mínimo diámetro del eje de freno para que el tramo AC no falle por deflexión.

$$d_{efr} \geq 47.1 \text{ mm}$$

Entonces, el mínimo diámetro del eje de freno para que no falle por deflexión debe ser 47.1 mm.

∴ Considerando los resultados obtenidos al analizar el eje de freno por resistencia y por deflexión, se elige trabajar con un diámetro de 50 mm. No se realiza análisis de fatiga por no presentar concentración de esfuerzo.

ANEXO H. Determinación de las fuerzas en el eje con la válvula abierta

En este anexo se determinan las fuerzas en el eje de potencia cuando la válvula de admisión se encuentra abierta. Primero se determinan las fuerzas y torques que actúan sobre el disco lenteja, luego se determina el DCL del eje de potencia y finalmente se determinan los valores de las fuerzas y torques actuantes en el eje así como el diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor.

Torques y fuerzas actuantes en el disco lenteja

Debido al flujo de agua que atraviesa la válvula cuando ésta se encuentra abierta, el disco lenteja está sometido a un torque dinámico (definido según el manual AWWA M49), a una fuerza de arrastre y al peso del disco lenteja. El torque dinámico está dado por la siguiente expresión:

$$T_d [\text{N} - \text{mm}] = C_t D^3 [\text{mm}^3] \Delta P [\text{N}/\text{mm}^2] \quad [\text{H.1}]$$

La caída de presión a través de la válvula se determina de forma exacta mediante experimentación sobre un modelo real de la válvula, lo cual no se realizó en esta tesis y queda como una invitación para futuras investigaciones. Sin embargo, se utilizarán los resultados expuestos por la empresa Crane¹³ para determinar de forma aproximada la caída de presión, la cual está dada por la siguiente expresión:

$$\Delta P [\text{N}/\text{mm}^2] = \frac{K \rho_w [\text{kg}/\text{m}^3] V^2 [(\text{m}/\text{s})^2] l [\text{N}/\text{mm}^2]}{2 \cdot 1000000 [\text{N}/\text{m}^2]} \quad [\text{H.2}]$$

La velocidad está dada por la siguiente expresión:

$$V [\text{m}/\text{s}] = \frac{4Q [\text{m}^3/\text{s}] 1000000 [\text{mm}^2]}{\pi D^2 [\text{mm}^2] l [\text{m}^2]} \quad [\text{H.3}]$$

¹³ CRANE ENGINEERING DIVISION. *Flow of fluids through valves, fittings, and pipe*. 20 edición. New York. Crane Corporation, 1981.

Reemplazando valores, se obtiene:

$$V = \frac{4(2.5)1000000}{\pi(750^2)1} = 5.7 \text{ m/s}$$

Según la información de Crane¹⁴ y para una válvula mariposa de 24" (este diámetro es el máximo disponible en la literatura de esa empresa y es el diámetro más cercano a la válvula de este proyecto) en régimen turbulento el factor K es igual a 0.3. Por tanto, se reemplazan valores y se obtiene la caída de presión por la válvula:

$$\Delta P = \frac{(0.3)(999.7)(5.7^2)1}{2 \cdot 1000000} = 0.00487 \text{ N/mm}^2$$

En el manual AWWA M49 se indica que el coeficiente adimensional C_t , para una válvula con flujo a través del lado del eje, existe y es diferente a cero aunque su valor exacto se determina únicamente mediante experimentación. Sin embargo, se utilizarán los resultados expuestos por Song¹⁵ para indicar un valor aproximado de C_t cuando la válvula mariposa se encuentra abierta:

$$C_t = 0.05$$

Por tanto, se reemplazan los valores en [H.1] y se obtiene el torque dinámico cuando la válvula está abierta:

$$T_d = (0.05)(750^3)(0.00487) = 102726.56 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La fuerza de arrastre sobre el disco lenteja se determinará, considerando que la lenteja está formada por un disco plano y dos cuerpos cilíndricos de acuerdo a lo mostrado en la figura H1.

¹⁴ CRANE ENGINEERING DIVISION. *Flow of fluids through valves, fittings, and pipe*. 20 edición. New York. Crane Corporation, 1981, p. A-28.

¹⁵ SONG, Xue y otros. *Numerical analysis of Butterfly valve-prediction of flow coefficient and hydrodynamic torque coefficient*. Consulta: 06 de agosto del 2013.
< http://www.academia.edu/1602940/Numerical_Analysis_of_Flow_Characteristics_of_Butterfly_Valve-prediction>

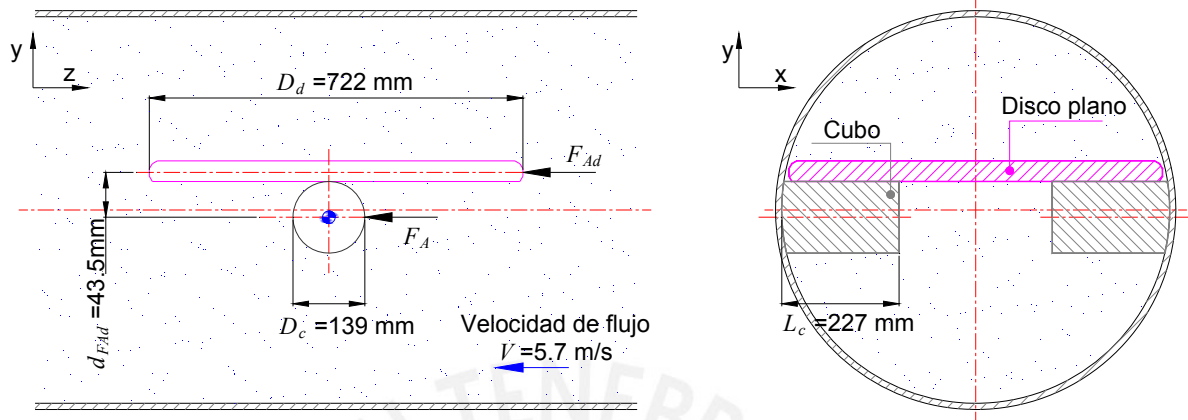


Figura H1. Esquemas para el análisis del arrastre sobre el disco lenteja [Elaboración propia]

La fuerza debido al arrastre en el disco está dada por la siguiente expresión:

$$F_{Ad} [\text{N}] = \frac{\pi C_{Dd} \rho_w [\text{kg/m}^3] V^2 [(\text{m/s})^2] D_d^2 [\text{mm}^2] [1 \text{ m}^2]}{2 \cdot 4000000 [\text{mm}^2]} \quad [\text{H.4}]$$

Para despejar esta expresión se debe conocer el número de Reynolds del flujo que atraviesa el disco el cual está dado por la siguiente expresión:

$$\text{Re}_d = \frac{\rho_w [\text{kg/m}^3] V [\text{m/s}] D_d [\text{mm}] [1 \text{ m}]}{\mu_w [\text{N.s/m}^2] 1000 [\text{mm}]} \quad [\text{H.5}]$$

Se reemplazan los valores y se obtiene lo siguiente:

$$\text{Re}_d = \frac{(999.7)(5.7)(722)(1)}{(0.001308)(1000)} = 3147792.95$$

Con el valor del número de Reynolds, se determinará el valor del coeficiente de arrastre en el disco plano:

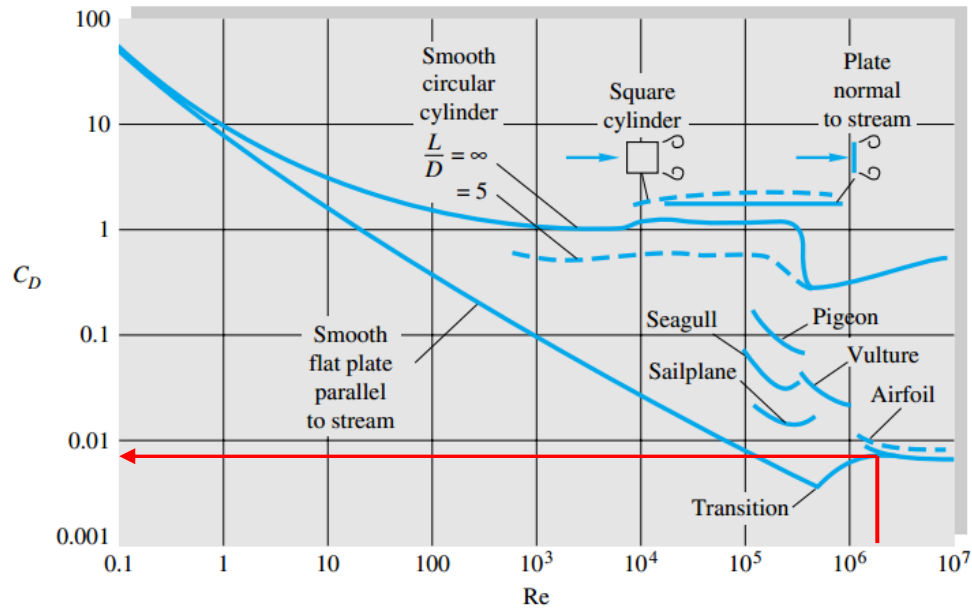


Figura H2. Coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds [White, 2010]

Del gráfico, el valor de C_{Dd} es aproximadamente 0.0089. Se reemplazan valores en [H.4] y se obtiene la fuerza de arrastre sobre el disco lenteja:

$$F_{Ad} = \frac{\pi}{2} \frac{(0.0089)(999.7)(5.7^2)(722^2)(1)}{4000000} = 59.2 \text{ N}$$

Por otro lado, la fuerza debido al arrastre en cada cubo del eje está dada por la siguiente expresión:

$$F_{Ac} [\text{N}] = \frac{1}{2} \frac{C_{Dc} \rho_w [\text{kg/m}^3] V^2 [(\text{m/s})^2] D_c [\text{mm}] L_c [\text{mm}] [1 \text{ m}]}{1000000 [\text{mm}^2]} \tag{H.6}$$

Para despejar esta expresión se debe conocer el número de Reynolds del flujo que atraviesa el cubo del eje el cual está dado por la siguiente expresión:

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_w [\text{kg/m}^3] V [\text{m/s}] D_c [\text{mm}] [1 \text{ m}]}{\mu_w [\text{N.s/m}^2] 1000 [\text{mm}]} \tag{H.7}$$

Se reemplazan los valores y se obtiene lo siguiente:

$$Re_d = \frac{(999.7)(5.7)(139)(1)}{(0.001308)(1000)} = 606015.54$$

Con el valor del número de Reynolds, se determinará el valor del coeficiente de arrastre en el cubo del eje:

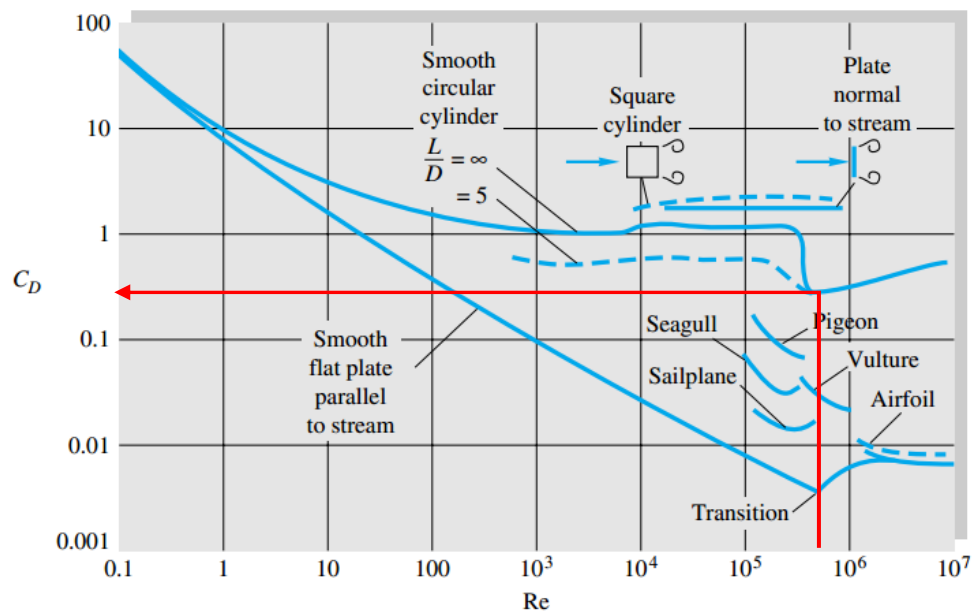


Figura H3. Determinación del coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds [White, 2010]

Del gráfico, el valor de C_{Dc} es aproximadamente 0.5. Se reemplazan valores en [H.6] y se obtiene la fuerza de arrastre sobre cada cubo del eje:

$$F_{Ac} = \frac{1}{2} \frac{(0.5)(999.7)(5.7^2)(139)(227)(1)}{1000000} = 255.8 \text{ N}$$

Diagramas de cuerpo libre del disco lenteja, brazo palanca y eje de potencia

Entonces, con las fuerzas en el disco determinadas, se procede a realizar los diagramas de cuerpo libre del disco lenteja, del brazo palanca y del eje de potencia. El peso del disco lenteja ha sido tratado en el punto 2.1.2 de la tesis y el peso de las masas del contrapeso en el brazo palanca ha sido determinado en el punto 2.2.1 de la tesis. La numeración de los componentes corresponde a la indicada en el cuerpo de la tesis (brazo palanca es el ítem 6, eje de potencia es el ítem 15, cojinete soporte de eje es el ítem 16, disco lenteja es el ítem 10).

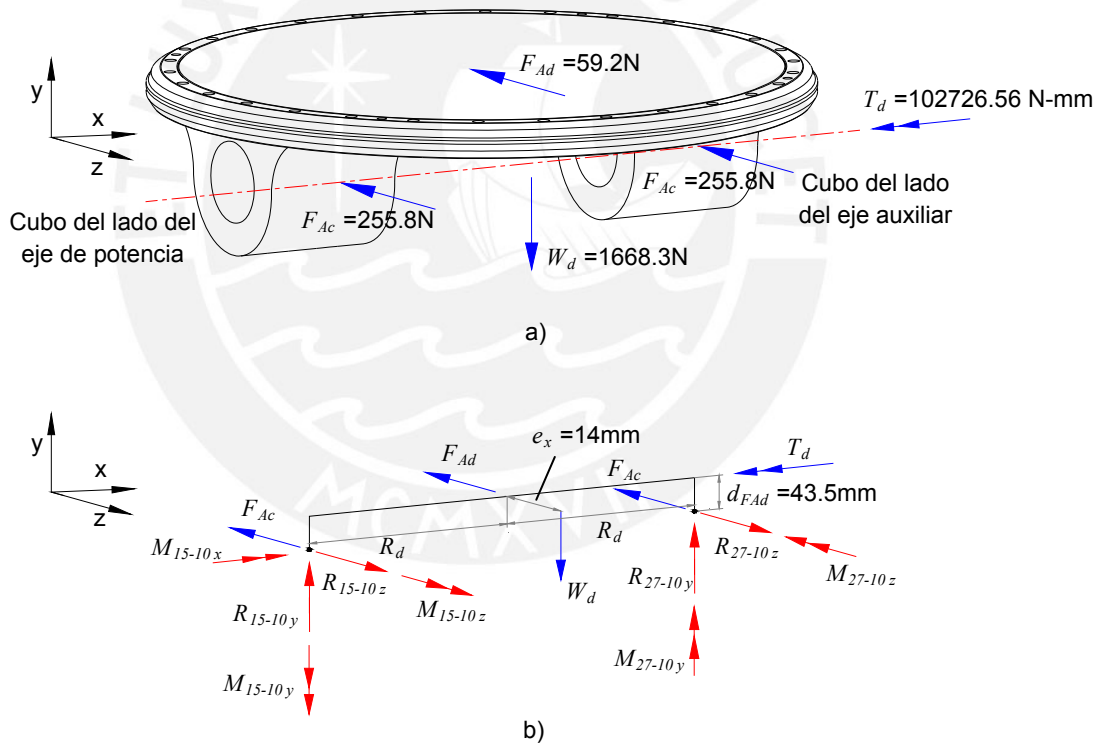


Figura H4. Diagrama de cuerpo libre del disco lenteja en posición abierta a) Fuerzas actuantes sobre el disco lenteja b) Diagrama de cuerpo libre [Elaboración propia]

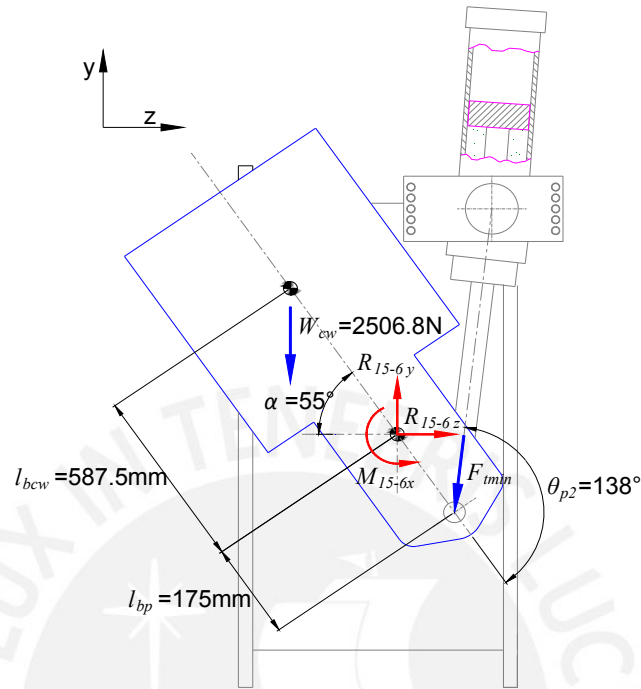


Figura H5. Diagrama de cuerpo libre del brazo palanca en posición abierta [Elaboración propia]

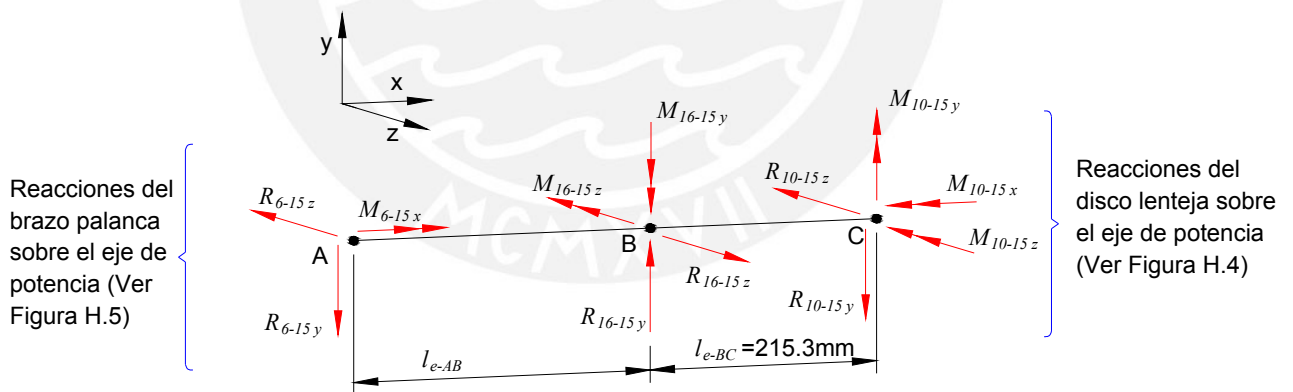


Figura H6. Diagrama de cuerpo libre del eje de potencia con la válvula mariposa en posición abierta [Elaboración propia]

Entonces, para determinar las reacciones en cada componente, se deben resolver en simultáneo los diagramas de cuerpo libre del disco lenteja, del brazo palanca y del eje de potencia por lo que al final se tendrían los siguientes valores:

$$R_{6-15y} = 10361.5 \text{ N}, R_{6-15z} = 964.4 \text{ N}, M_{6-15x} = 81944.5 \text{ N} \cdot \text{mm}, R_{16-15y} = 11195.7 \text{ N}, R_{16-15z} = 1249.79 \text{ N}$$

$$M_{16-15y} = -103736.16 \text{ N} \cdot \text{mm}, M_{16-15z} = 1501757.38 \text{ N} \cdot \text{mm}, R_{10-15y} = 834.15 \text{ N}, R_{10-15z} = 285.35 \text{ N},$$

$$M_{10-15x} = 81944.5 \text{ N} \cdot \text{mm}, M_{10-15y} = 5340.61 \text{ N} \cdot \text{mm}, M_{10-15z} = 150564.08 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El signo negativo significa que la dirección real de la fuerza es inversa a la mostrada en los diagramas de cuerpo libre. Con esta información, se procede a realizar los diagramas de fuerzas internas en el eje de potencia.

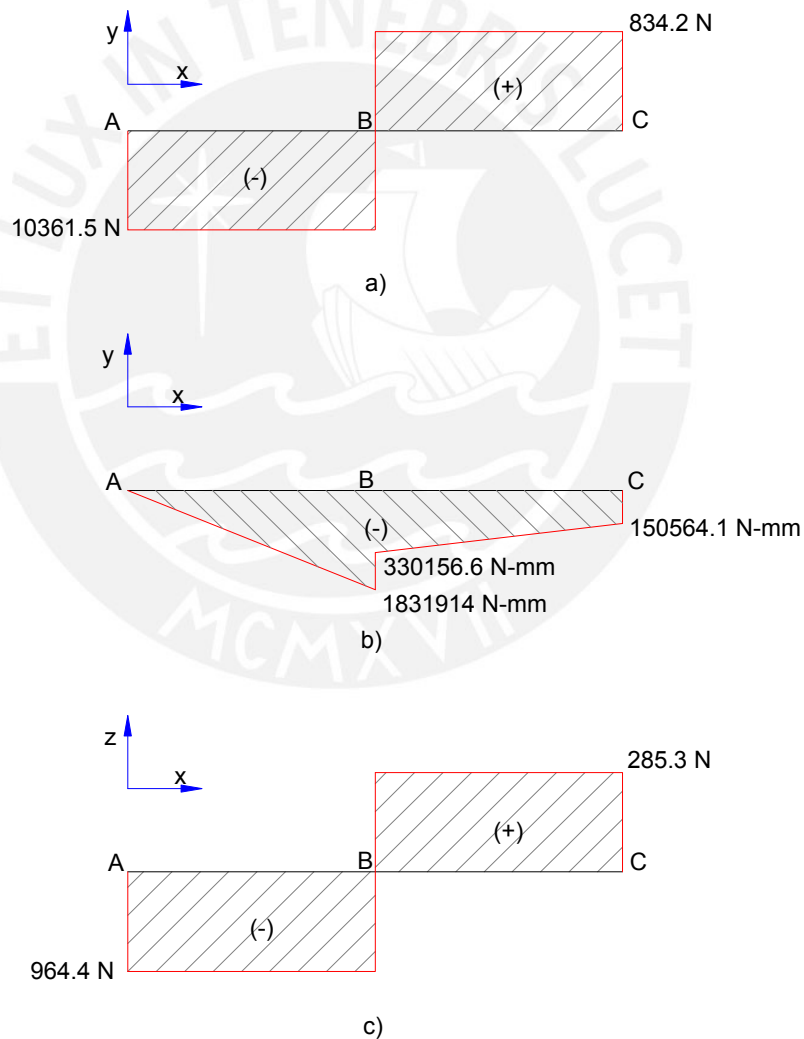


Figura H7. Diagrama de fuerzas internas del eje de potencia con la válvula mariposa en posición abierta: a) DFC plano xy, b) DMF plano xy, c) DFC plano xz, [Elaboración propia]

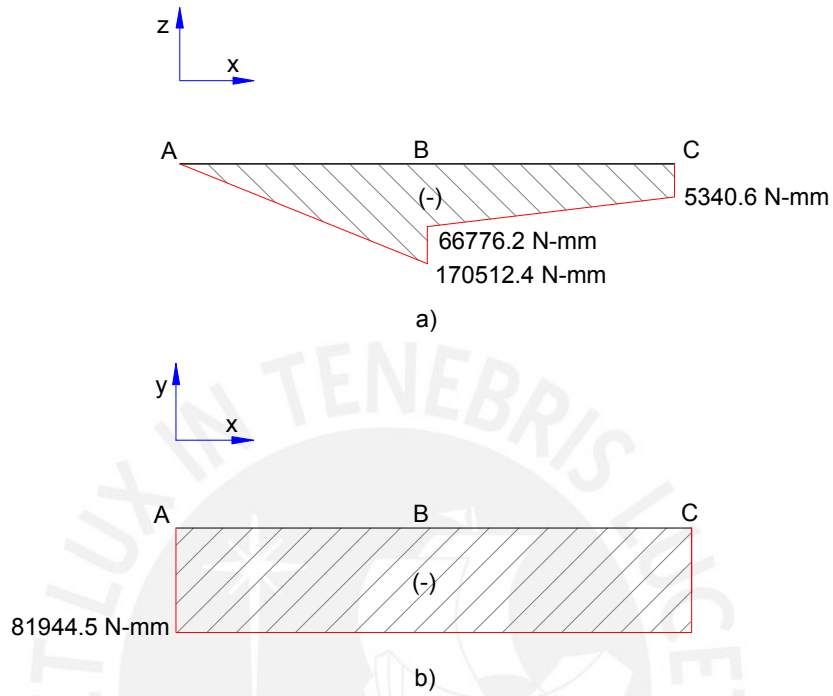


Figura H8. Diagrama de fuerzas internas del eje de potencia con la válvula mariposa en posición abierta: a) DMF plano xz, b) DMT plano xy [Elaboración propia]

ANEXO I. Verificación del diámetro del pasador por la resistencia a la fatiga

Para la determinación de la resistencia a la fatiga del pasador, se aplicará la metodología expuesta por Rodríguez¹⁶ y se evaluará la fatiga para la carga de flexión en el punto C (ya que no hay concentradores de esfuerzos a lo largo del pasador). Primero, se determinarán los valores límite de la fuerza que aplica el pistón sobre el pasador. Esta fuerza varía debido a que la válvula cambia de posición. La fuerza es máxima cuando se va a iniciar el movimiento desde la posición cerrada y es mínima cuando la válvula alcanza la posición abierta. La fuerza del pistón cuando se va a iniciar el movimiento ya ha sido determinada en el punto 2.2.6 de la tesis. Entonces, faltaría determinar la fuerza del pistón cuando la válvula se encuentra en posición abierta la cual se muestra en la figura I1:

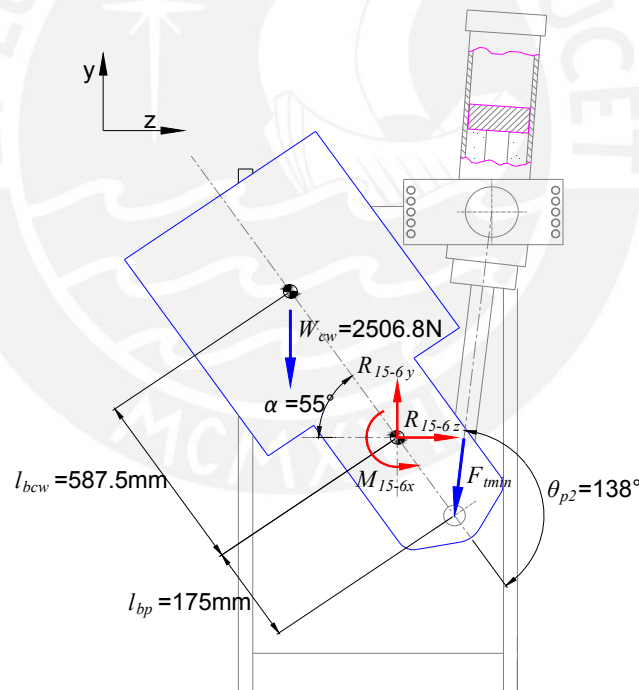


Figura I1. Fuerza actuante en el pistón con la válvula abierta [Elaboración propia]

¹⁶ RODRÍGUEZ, Jorge. *Resistencia de materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010.

De la figura, se plantea el valor de la fuerza mínima sobre el pistón:

$$F_{t\min} [\text{N}] = \frac{W_{cw} [\text{N}] l_{bcw} [\text{mm}] \cos \alpha + M_{15-6x} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{l_{bp} [\text{mm}] \text{ seno } \theta_{p2}} \quad [1.1]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$F_{t\min} = \frac{(2506.8)(587.5)(\cos 55^\circ) + 81944.50}{(175)(\text{seno } 138^\circ)} = 7913.76 \text{ N}$$

Luego, se plantean las expresiones para hallar el esfuerzo superior e inferior de flexión en el punto C del pasador. La fuerza F_t ha sido determinada en el punto 2.2.6 de la tesis:

$$\sigma_{fs} = \frac{M_{f\max/p} y_{LN}}{I} = \frac{32 M_{f\max/p} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_{pp}^3 [\text{mm}^3]} = \frac{8 F_t [\text{N}] l_{pp} [\text{mm}]}{\pi d_{pp}^3 [\text{mm}^3]} \quad [1.2]$$

$$\sigma_{fi} = \frac{M_{f\min/p} y_{LN}}{I} = \frac{32 M_{f\min/p} [\text{N} \cdot \text{mm}]}{\pi d_{pp}^3 [\text{mm}^3]} = \frac{8 F_{t\min} [\text{N}] l_{pp} [\text{mm}]}{\pi d_{pp}^3 [\text{mm}^3]} \quad [1.3]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\sigma_{fs} = \frac{8(36402.80)(109)}{\pi(34)^3} = 257.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fi} = \frac{8(7913.76)(109)}{\pi(34)^3} = 55.89 \text{ N/mm}^2$$

Ahora, se plantean las expresiones para determinar el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante de flexión:

$$\sigma_{fm} = \frac{(\sigma_{fs} + \sigma_{fi})}{2} \quad [1.4]$$

$$\sigma_{fa} = \frac{(\sigma_{fs} - \sigma_{fi})}{2} \quad [1.5]$$

Se reemplazan valores y se obtienen los esfuerzos medio y alternante:

$$\sigma_{fm} = \frac{(257.1 + 50.9)}{2} = 156.49 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fa} = \frac{(257.1 - 50.9)}{2} = 100.61 \text{ N/mm}^2$$

Los factores que afectan la resistencia a la fatiga (caso de momento flector) son:

- Coeficiente de superficie (c_s): El componente va a ser torneado hasta tener una rugosidad $R_a=0.4$ (la cual es semejante a $R_t=3.3$). La resistencia a la tracción del acero AISI 4340H es 1080 N/mm^2 según Boehler¹⁷ (para un diámetro de pasador de 34mm). Entonces, de la figura 3.31 del texto de Rodríguez¹⁸ se obtiene: $c_s=0.92$.
- Coeficiente de tamaño (c_t): El diámetro del pin, determinado por la resistencia a la fluencia, es de 34mm y la carga es de flexión. Entonces, de la figura 3.33 del texto de Rodríguez¹⁹ se obtiene: $c_t=0.75$.
- Coeficiente de temperatura (c_{temp}): El componente va a operar a una temperatura ambiente de 10°C . Entonces, de la tabla 3.4 del texto de Rodríguez²⁰ se obtiene: $c_{temp}=1.00$.
- Coeficiente de carga (c_{carg}): El esfuerzo es de flexión. Entonces, de la tabla 3.5 del texto de Rodríguez²¹ se obtiene: $c_{carg}=1.00$.
- Coeficiente de confiabilidad (c_c): Considerando que se está trabajando con valores medios de resistencia y considerando la información de la tabla 3.6 del texto de Rodríguez²² se obtiene: $c_c=1.00$.
- Factor de concentración de esfuerzos (β_K): En el punto C no hay concentradores de esfuerzos (agujeros, canales chaveteros u otros). Entonces, $\beta_K=1.00$

¹⁷ ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. *Productos: Aceros de construcción*. Consulta: 06 de agosto del 2013. <www.bohlerperu.com/files/VCN_Rev.01.pdf>

¹⁸ RODRÍGUEZ, Jorge. *Resistencia de materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010, p. 3-29

¹⁹ Ídem, p.3-30.

²⁰ Ídem, p.3-31.

²¹ Ídem, p.3-32.

²² Íbidem.

Entonces, se define la componente alternante “modificada” del esfuerzo como:

$$\sigma'_{fa} [\text{N/mm}^2] = \left(\frac{\beta_K}{c_s c_t c_{temp} c_{carg} c_c} \right) \sigma_{fa} [\text{N/mm}^2] \quad [1.6]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{1}{(0.92)(0.75)(1.00)(1.00)(1.00)} \right) (100.61) = 145.81 \text{ N/mm}^2$$

Según información de Rodríguez²³, para el acero AISI 4340H el esfuerzo límite alternante de flexión (σ_{fAlt}) es 500 N/mm². Líneas arriba se indicó que para el acero AISI 4340H el esfuerzo de tracción (σ_B) es 1080 N/mm² (considerando un diámetro entre 16 y 40mm)

Por tanto, se define el factor de seguridad a la fatiga por medio de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{FS_{fat}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_a}{\sigma_{Alt}} \quad [1.7]$$

Como la flexión es el único fenómeno de fatiga a analizar en este caso, entonces en la expresión [1.7] se utilizarán los esfuerzos medio y alternante “modificado” de flexión.

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1}{FS_{fat}} = \frac{156.49}{1080} + \frac{145.81}{500} = 0.436$$

De este resultado se determina que el factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS_{fat} = 2.29$$

∴ De acuerdo a los resultados obtenidos, se concluye que, para el diámetro de pasador escogido, no se presentará falla por fatiga.

²³ RODRÍGUEZ, Jorge. *Resistencia de materiales 2*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010, p. A-2.

ANEXO J. Diseño del cabezal del pistón hidráulico

El cabezal del pistón hidráulico es un componente mecanizado a partir de una barra de acero AISI 1045. Se determinará el mínimo diámetro que debe tener el cabezal para evitar fallas debido a la fuerza que se debe transmitir entre el pistón hidráulico y el brazo palanca. En la figura J1 se muestran esquemas necesarios para analizar el cabezal del pistón hidráulico.

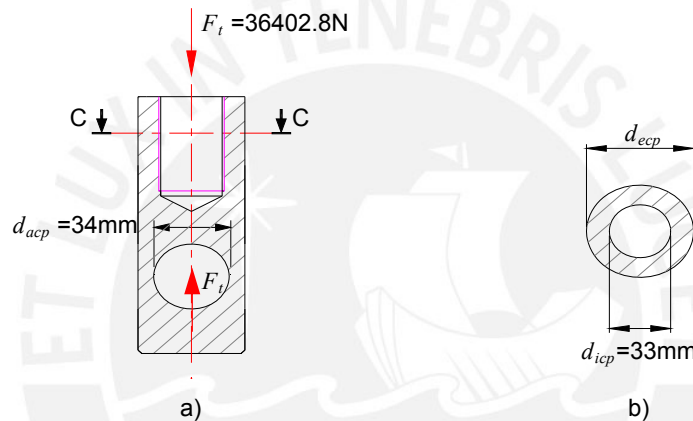


Figura J1. Esquemas del cabezal del pistón hidráulico: a) DCL del cabezal del pistón, b) Sección C-C del cabezal del pistón [Elaboración propia]

Determinación del diámetro del cabezal por la resistencia a la fluencia

De acuerdo a lo observado en la figura J1, la sección crítica del componente es la sección C-C por lo que se determinarán los esfuerzos actuantes en esa sección. El esfuerzo normal que actúa en la sección transversal, está dado por la expresión:

$$\sigma_a [\text{N/mm}^2] = \frac{N [\text{N}]}{A [\text{mm}^2]} \quad [\text{J.1}]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{N}{A} = \frac{4 N}{\pi (d_{arp}^2 - d_{arp}^2)} = \frac{4 (36402.8)}{\pi (d_{arp}^2 - 33^2)} = \frac{46349.5}{(d_{arp}^2 - 33^2)} \text{ N/mm}^2$$

Donde:

d_{ecp} : es el diámetro externo del cabezal del pistón, en mm.

Como σ_a es el único esfuerzo actuante, entonces es igual al esfuerzo equivalente. El esfuerzo admisible del acero AISI1045 fue tratado en la sección 2.2.10 de la tesis. Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25] de la tesis. Por tanto, se reemplazan las expresiones obtenidas y se realizan diversas iteraciones para el diámetro externo del cabezal con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{ecp} \geq 38.1 \text{ mm}$$

Determinación del diámetro externo del cabezal por la resistencia al aplastamiento

El cabezal transmite la fuerza del pistón hacia el pasador por contacto directo (el pasador está alojado en el agujero transversal del cabezal). Se debe verificar que el esfuerzo de aplastamiento entre los dos componentes sea menor al valor admisible. Entonces, se plantea el esfuerzo de aplastamiento en la superficie de contacto entre el cabezal y el pasador:

$$\sigma_{ap} [\text{N/mm}^2] = \frac{F_t [\text{N}]}{d_{ecp} [\text{mm}] d_{acp} [\text{mm}]} \quad [\text{J.2}]$$

Donde:

d_{acp} : es el diámetro del alojamiento del pasador en el cabezal, en mm.

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente

$$\sigma_{ap} = \frac{36402.8}{(34) d_{ecp}} = \frac{1070.67}{d_{ecp}} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del material será respecto al material con la menor resistencia. Entonces, se conoce que la resistencia del acero AISI 1045 (del cabezal) es menor que la resistencia del acero AISI 4340H (del pasador) por lo que para el análisis, se trabajará con

el esfuerzo admisible para el acero AISI 1045 el cual ha sido determinado en el punto 2.2.10 de la tesis. .

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la relación [2.50] de la tesis. Se reemplazan valores obtenidos y se realizan diversas iteraciones para el diámetro del externo del cabezal con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$d_{ecp} \geq 8.8 \text{ mm}$$

∴ Considerando los dos resultados, el diámetro externo del cabezal debe ser como mínimo 38.1mm. Sin embargo, la empresa que se encargaría de fabricar este componente tenía en stock barras de acero AISI 1045 con diámetro 60mm. Para evitar comprar material nuevo, se decidió trabajar a partir de este diámetro, maquinando solamente lo necesario para permitir su manipulación al interior del brazo palanca (espacio disponible dentro del brazo palanca para montaje del cabezal es de 55mm aproximadamente). Por tanto, el diámetro externo del cabezal será de 54mm.

ANEXO K. Diseño de la soldadura del cubo del brazo palanca

La soldadura del brazo palanca es la unión existente entre el cubo y la estructura del brazo que permite transmitir el torque necesario para abrir la válvula mariposa por lo que se determinará el mínimo espesor que debe tener la soldadura para evitar fallas. En la figura K1 se muestran esquemas necesarios para analizar la soldadura en el cubo del brazo palanca.

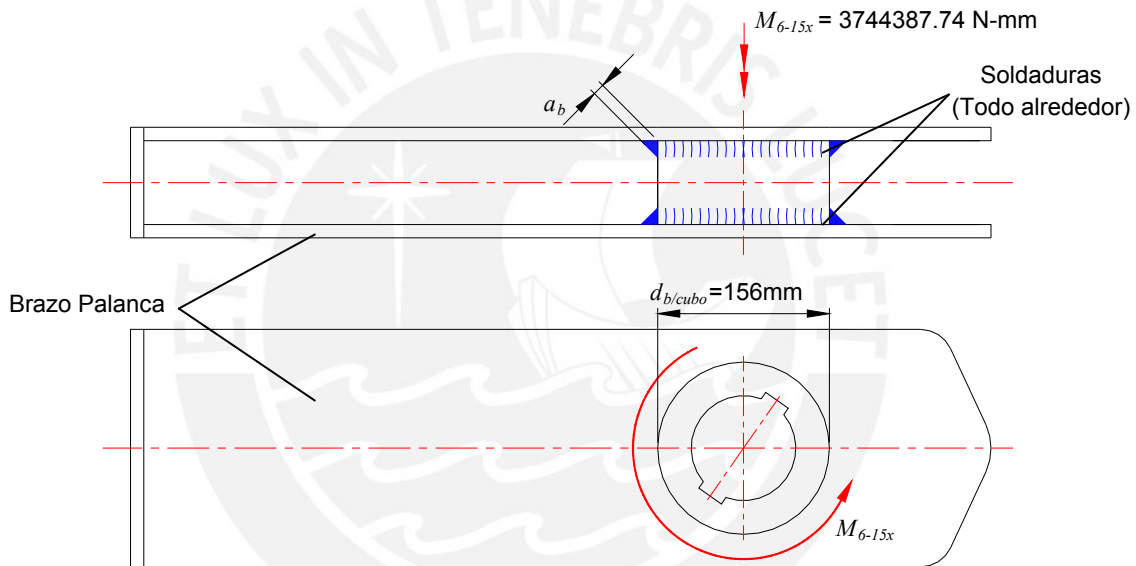


Figura 2.22. Disposición de las soldaduras del cubo del brazo palanca [Elaboración propia]

Para el análisis de este caso se utilizó la metodología de Rodríguez²⁴ en donde se analiza el diseño de la soldadura para elementos de máquinas. Por tanto, el esfuerzo de corte debido a la torsión, en N/mm², en uno de los dos cordones está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{b/t-sold} [\text{N/mm}^2] = \frac{M_t r}{J} = \frac{32 M_{6-15x} [\text{N} \cdot \text{mm}] \left(\frac{d_{b/cubo} [\text{mm}]}{2} + a_b [\text{mm}] \right)}{2\pi \left[(d_{b/cubo} [\text{mm}] + 2a_b [\text{mm}])^4 - d_{b/cubo}^4 [\text{mm}^4] \right]} \quad [\text{K.1}]$$

²⁴ RODRÍGUEZ, Jorge. *Diseño de uniones soldadas*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010.

Este esfuerzo es de tipo pulsante ya que varía entre un valor máximo (cuando se va a abrir la válvula) y un valor nulo (cuando la válvula se desmonta y se realiza su mantenimiento). No se presenta un cambio de signo en el esfuerzo actuante por lo que descarta una presencia alternante en el esfuerzo.

Para este caso en particular, el esfuerzo cortante admisible, en N/mm^2 , está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{adm} [\text{N/mm}^2] = \frac{\nu_1 \nu_2 \sigma_{fPuls} [\text{N/mm}^2]}{\sqrt{3} FS_{fatiga}} \quad [\text{K.2}]$$

El coeficiente de forma dinámico ν_1 es 0.35 debido a que se trata de un esfuerzo cortante en una unión a lo largo de la circunferencia del cubo. El factor por clase de calidad ν_2 es 0.5 debido a que es muy improbable que el trabajo sea realizado por personal altamente calificado. Para el acero ASTM A36, equivalente al acero St37, el esfuerzo límite pulsante es 320 N/mm^2 según Rodríguez²⁵. Esto se asume por no disponerse de información para el acero ASTM A36 referente a su límite a la fatiga. El factor de seguridad a la fatiga es 3 según recomendación de Rodríguez²⁶ [34]. Por tanto, se reemplazan estos valores en la expresión (2.55) y se obtiene el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{(0.35)(0.5)(320)}{\sqrt{3}(3)} = 10.78 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau_{b/t-sold} \leq \tau_{adm} \quad [\text{K.3}]$$

Se reemplazan valores en [K.1], [K.2] y en [K.3]. Se realizan diversas iteraciones para el espesor del cordón de soldadura con lo cual se obtiene lo siguiente:

$$a_b \geq 4.5 \text{ mm}$$

²⁵ RODRÍGUEZ, Jorge. *Diseño de uniones soldadas*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 2010.

²⁶ Ídem, p. 3-29.

∴ Para determinar el tamaño final de espesor de soldadura se aplicará la recomendación de Blodgett²⁷, en donde se indica que para un espesor de placas entre 1/4 a 1/2 pulgada (lo cual es el caso del espesor de las placas del brazo palanca), corresponderá utilizar un mínimo espesor de soldadura de 3/16 pulgadas ó 4.8 mm.



²⁷ BLODGETT, Omer. Stress Allowables Affect Weldment Design. D142. Cleveland: The James F Lincoln Arc Welding Foundation, 1991, p.3.

ANEXO L. Diseño del soporte 1 y 2 de la estructura del pistón

Ahora se realizará el análisis del soporte 1 y del soporte 2 las cuales son planchas mecanizadas a partir de acero ASTM A36 con la misma geometría. Del análisis realizado en la sección 2.2.12 de la tesis se puede inferir que el soporte 2 es el miembro sometido a las mayores exigencias. En la figura L1 se muestra el esquema general para el análisis de este componente.

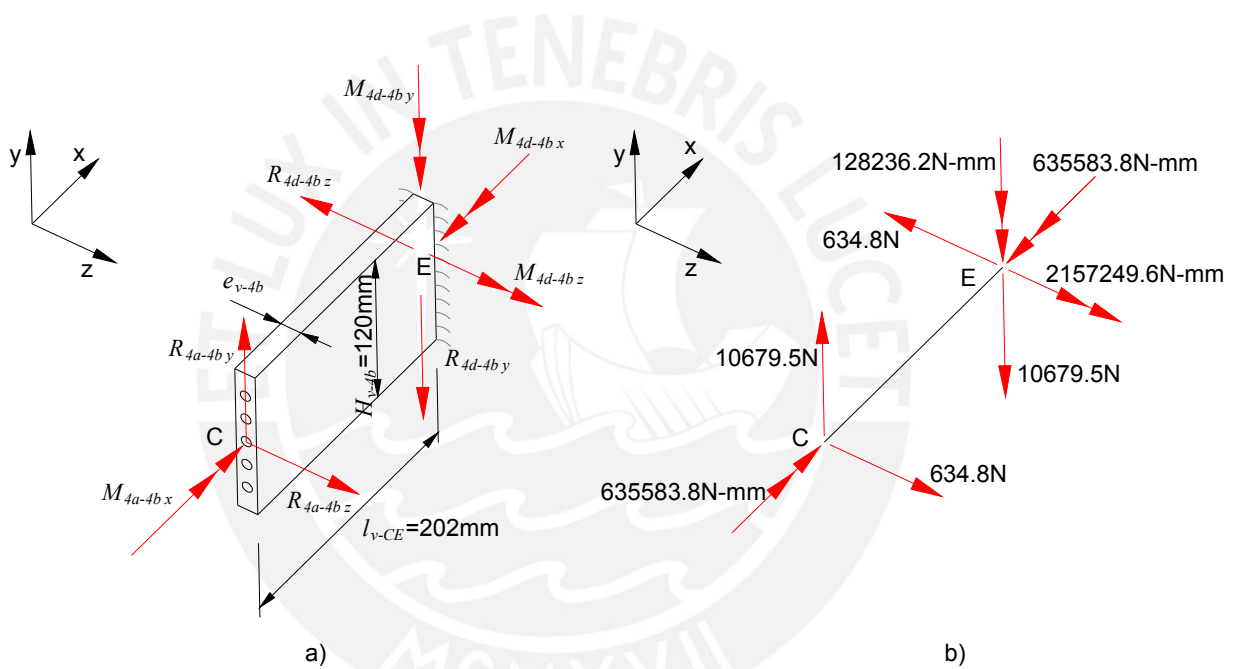


Figura 2.27. Esquemas del soporte 2: a) Disposición general b) DCL del soporte 2
[Elaboración propia]

En el soporte 2 los mayores esfuerzos se dan en la base del empotramiento, en este caso el punto E. Por tanto, se determinan los esfuerzos para la sección transversal ubicada en ese punto. El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal del punto E está dado por la expresión [2.42] de la tesis:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V}{A} = \frac{\sqrt{R_{4d-4by}^2 [\text{N}^2] + R_{4d-4bz}^2 [\text{N}^2]}}{e_{v-4b} [\text{mm}] H_{v-4b} [\text{mm}]} = \frac{10698.3}{e_{v-4b} (120)} = \frac{89.15}{e_{v-4b}} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo flector en la sección transversal del punto E está dado por la expresión [2.43]:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{6 \sqrt{M_{4d-4by}^2 [\text{N}^2 - \text{mm}^2] + M_{4d-4bz}^2 [\text{N}^2 - \text{mm}^2]}}{e_{v-4b} [\text{mm}] H_{v-4b}^2 [\text{mm}^2]} = \frac{(6)(2161057.7)}{e_{v-4b} (14400)} = \frac{900.4}{e_{v-4b}} \text{ N/mm}^2$$

Para una sección transversal rectangular, el máximo esfuerzo torsor está dado por la siguiente expresión desarrollada por Shigley²⁸:

$$\tau_t [\text{N/mm}^2] = \frac{M_{4d-4bx} [\text{N} - \text{mm}]}{H_{v-4b} [\text{mm}] e_{v-4b}^2 [\text{mm}^2]} \left(3 + \frac{1.8 e_{v-4b} [\text{mm}]}{H_{v-4b} [\text{mm}]} \right) \quad [\text{L.1}]$$

Reemplazando se obtiene lo siguiente:

$$\tau_t [\text{N/mm}^2] = \frac{635583.9}{(120)e_{v-4b}^2} \left(3 + \frac{1.8 e_{v-4b}}{(120)} \right) = \frac{5296.5}{e_{v-4b}} (3 + 0.015 e_{v-4b}) \text{ N/mm}^2$$

Los esfuerzos determinados se reemplazan en la expresión [2.44] de la tesis para poder determinar el esfuerzo equivalente según Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{900.4}{e_{v-4b}} \right)^2 + 3 \left(\frac{89.15}{e_{v-4b}} + \frac{5296.5}{e_{v-4b}^2} (3 + 0.015 e_{v-4b}) \right)^2} \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo admisible del acero ASTM A36 ha sido determinado en el punto 2.2.7 de la tesis. Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir la expresión [2.25] de la tesis. Se reemplazan las expresiones obtenidas y se despeja el espesor del voladizo:

$$e_{v-4b} \geq 21.75 \text{ mm}$$

∴ El mínimo espesor del soporte 2 es de 21.75 mm. Sin embargo, ese espesor no es comercial por lo que se debe conseguir un espesor fácil de encontrar en el mercado. Por tanto, el espesor final de los soportes 1 y 2 será de 25mm.

²⁸ SHIGLEY, Joseph y Otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill. 2002, p. 102.

ANEXO M. Diseño de los pernos del soporte del pistón

Los pernos del soporte del pistón son componentes comerciales fabricados con acero grado 8.8. Se realizará una evaluación detallada de la resistencia de los mismos para evitar fallas debido a las fuerzas que se generan en el soporte del pistón. En la figura M1 se muestran las fuerzas actuantes en los pernos situados en el punto C de la figura 2.25 de la tesis.

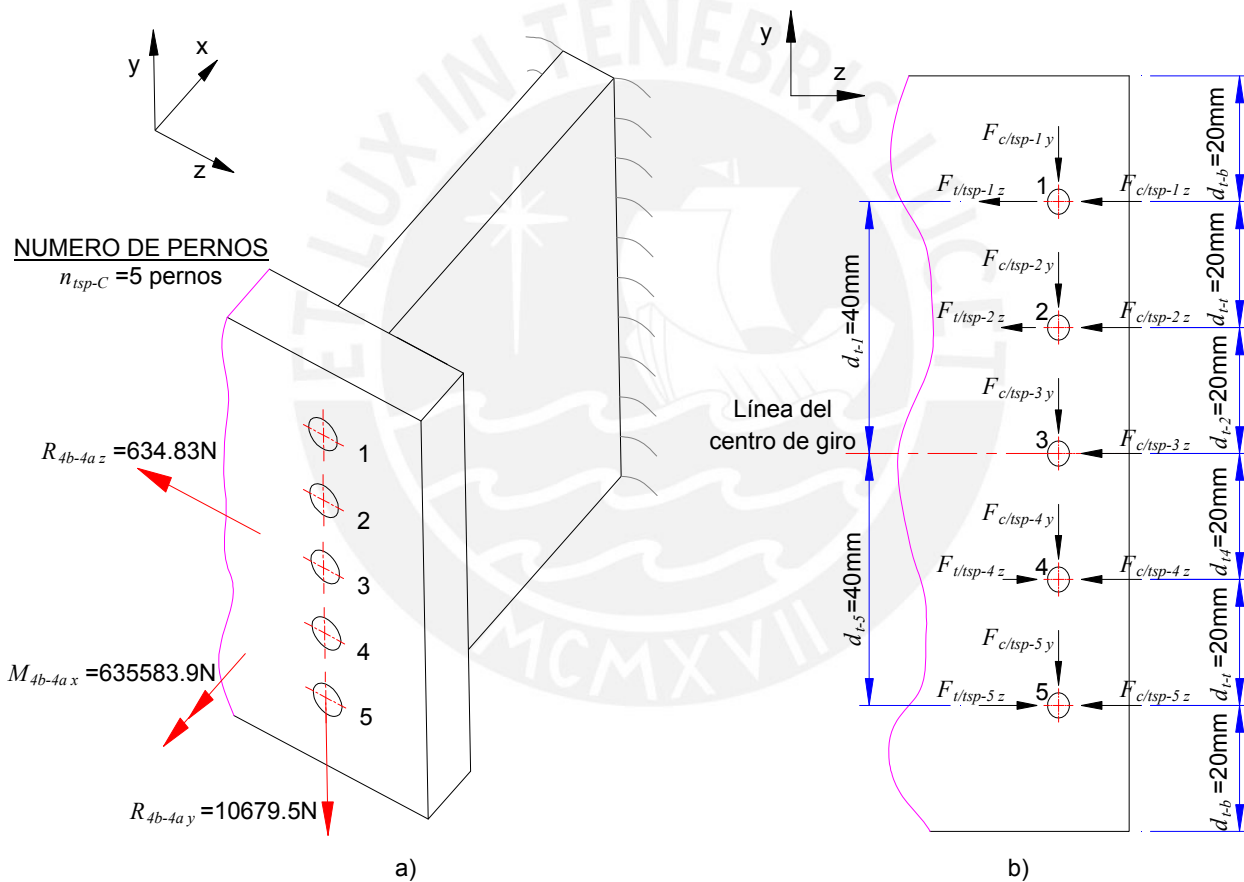


Figura M1. Esquema de los pernos del soporte del pistón a) Fuerzas actuantes
b) Descomposición de fuerzas actuantes por perno [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado en la figura M1, se deducen las expresiones para determinar las incógnitas presentes. Las dimensiones están en mm, las fuerzas en N y los momentos en N-mm:

$$F_{c/tsp-1 y} = F_{c/tsp-2 y} = F_{c/tsp-3 y} = F_{c/tsp-4 y} = F_{c/tsp-5 y} = \frac{R_{4b-4a y}}{n_{tsp-C}} \quad [M.1]$$

$$F_{c/tsp-1 z} = F_{c/tsp-2 z} = F_{c/tsp-3 z} = F_{c/tsp-4 z} = F_{c/tsp-5 z} = \frac{R_{4b-4a z}}{n_{tsp-C}} \quad [M.2]$$

$$F_{t/tsp-1 z} d_{t1} + F_{t/tsp-2 z} d_{t2} + F_{t/tsp-4 z} d_{t4} + F_{t/tsp-5 z} d_{t5} = M_{4b-4a x} \quad [M.3]$$

$$\frac{F_{t/tsp-1 z}}{d_{t1}} = \frac{F_{t/tsp-2 z}}{d_{t2}} = \frac{F_{t/tsp-4 z}}{d_{t4}} = \frac{F_{t/tsp-5 z}}{d_{t5}} \quad [M.4]$$

Reemplazando datos y ecuaciones, se obtienen los valores de las fuerzas actuantes en cada perno lo cual se visualiza en la figura M2

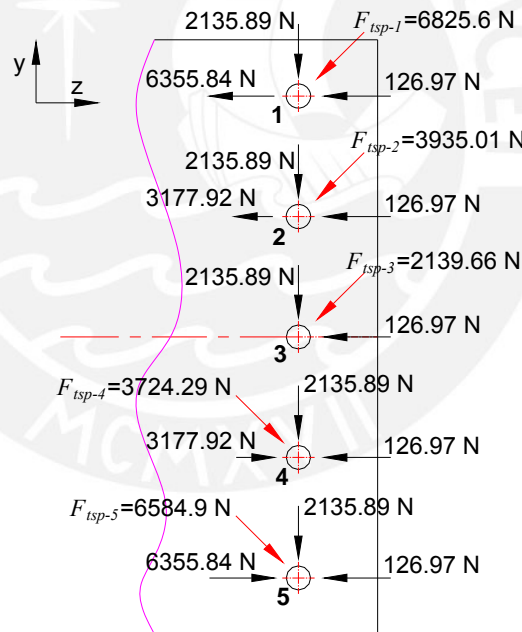


Figura M2. Fuerzas actuantes en los pernos del soporte pistón [Elaboración propia]

De acuerdo a lo observado, el perno crítico es el perno 1 ($F_{tsp-1} = 6825.6 \text{ N}$). Por tanto, el esfuerzo cortante en el perno está dado por la expresión [2.42] de la tesis:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V}{A} = \frac{4 F_{tsp-1} [\text{N}]}{\pi d_{s/tsp}^2 [\text{mm}^2]}$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\tau_c = \frac{4(6825.6)}{\pi d_{s/tsp}^2} = \frac{8690.62}{d_{s/tsp}^2} \text{ N/mm}^2$$

Para Decker²⁹, el esfuerzo cortante admisible para pernos está dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{adm} [\text{N/mm}^2] = \frac{\sigma_F [\text{N/mm}^2]}{FS_{tc}} \quad \text{[M.5]}$$

El acero para tornillos y tuercas 8.8 tiene un límite de fluencia de 660 N/mm² según Shigley³⁰ y el factor de seguridad para tornillos sometidos a fuerzas cortantes pulsatorias es 2 según Decker³¹. Por tanto, se reemplazan estos valores y se obtiene el esfuerzo cortante admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{660}{2} = 330 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau_c \leq \tau_{adm} \quad \text{[M.6]}$$

Se reemplazan las expresiones obtenidas y se despeja el diámetro $d_{s/tsp}$ del perno:

$$d_{s/tsp} \geq 5.15 \text{ mm} .$$

∴ Considerando los resultados obtenidos y la disponibilidad de pernos en el mercado, el diámetro nominal de los pernos del soporte del pistón será M8 ($d_{s/tsp} = 6.83 \text{ mm}$)

²⁹ DECKER, Karl. *Elementos de máquinas*. Bilbao: Urmo S.A de Ediciones, 1979, p. 135.

³⁰ SHIGLEY, Joseph y Otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill. 2002, p. 435.

³¹ DECKER, loc. cit..

ANEXO N. Diseño de la soldadura del soporte 2 de la estructura del pistón

La soldadura del soporte 2 de la estructura del pistón es la unión encargada de transmitir las fuerzas generadas por el accionamiento del pistón hacia la plancha soporte del pistón de acuerdo a lo mostrado en la figura K1. Se determinará el mínimo espesor que debe tener la soldadura para evitar fallas debido a las fuerzas que se generan por el accionamiento del pistón. En la figura K1 se muestran esquemas necesarios para analizar esta soldadura.

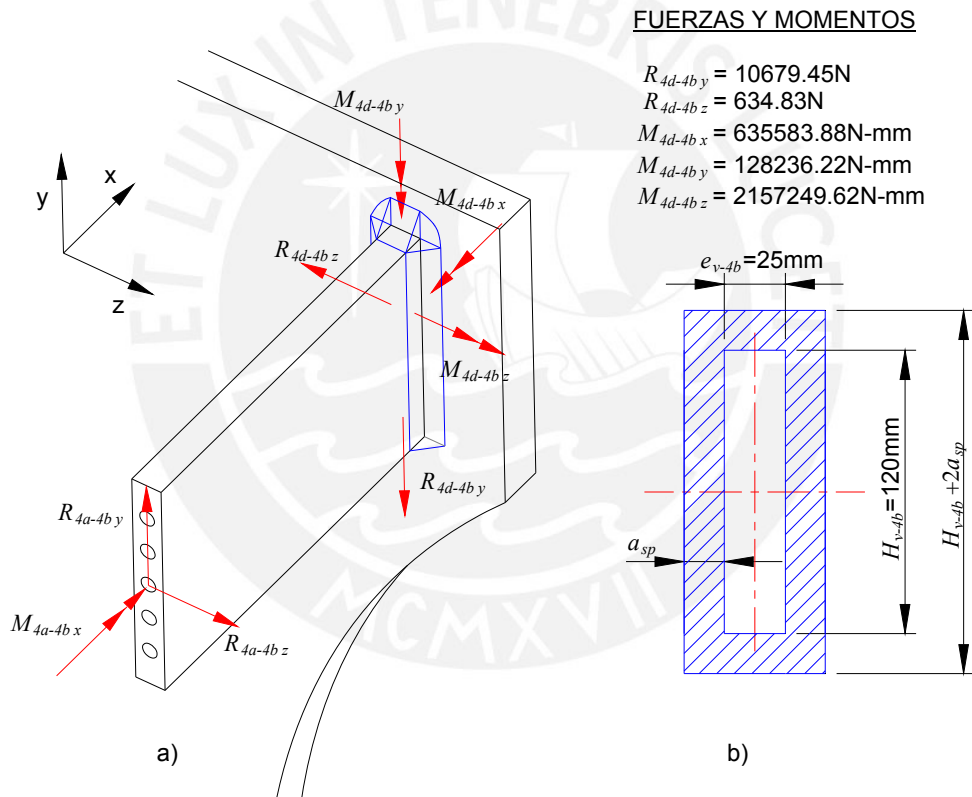


Figura K1. Esquemas de las soldaduras del voladizo a) Fuerzas actuantes b) Sección transversal de la unión soldada [Elaboración propia]

Para el análisis de este caso, se utilizó la metodología descrita por Paulsen³², en donde se analizó la soldadura en elementos de máquinas sometidos a carga variable. Los esfuerzos actuantes son de tipo pulsante puro debido a que el mínimo esfuerzo actuante

³² PAULSEN, Kurt y otros. Diseño de uniones soldadas. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, 1985.

será cero (cuando la válvula se desmonte y se realice su mantenimiento) y no se tienen esfuerzos que cambien de signo durante la operación de la válvula.

El esfuerzo cortante promedio que actúa en la sección transversal de la soldadura está dado por la expresión [2.42] de la tesis:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{V}{A} = \frac{\sqrt{R_{4d-4by}^2 [\text{N}^2] + R_{4d-4bz}^2 [\text{N}^2]}}{(H_{v-4b} [\text{mm}] + 2a_{sp} [\text{mm}]) (e_{v-4b} [\text{mm}] + 2a_{sp} [\text{mm}]) - (H_{v-4b} [\text{mm}] e_{v-4b} [\text{mm}])}$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$\tau_c [\text{N/mm}^2] = \frac{\sqrt{10679.45^2 + 634.83^2}}{(120 + 2a_{sp}) (25 + 2a_{sp}) - (120 e_{v-4b})} = \frac{10698.3}{(120 + 2a_{sp}) (25 + 2a_{sp}) - (120 e_{v-4b})}$$

El esfuerzo flector en la sección transversal de la soldadura está dado por la expresión [2.43] de la tesis:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{M_f y_{LN}}{I} = \frac{6 \left(\sqrt{M_{4d-4by}^2 [\text{N}^2 - \text{mm}^2] + M_{4d-4bz}^2 [\text{N}^2 - \text{mm}^2]} \right) (H_{v-4b} [\text{mm}] + 2a_{sp} [\text{mm}])}{(e_{v-4b} [\text{mm}] + 2a_{sp} [\text{mm}]) (H_{v-4b} [\text{mm}] + 2a_{sp} [\text{mm}])^3 - (e_{v-4b} [\text{mm}] H_{v-4b}^3 [\text{mm}^3])}$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

$$\sigma_f [\text{N/mm}^2] = \frac{6 \left(\sqrt{128236.2^2 + 2157249.6^2} \right) (120 + 2a_{sp})}{(25 + 2a_{sp}) (120 + 2a_{sp})^3 - (25) (120^3)} = \frac{12966346.3 (120 + 2a_{sp})}{(25 + 2a_{sp}) (120 + 2a_{sp})^3 - 43200000}$$

Para una sección transversal rectangular hueca, el máximo esfuerzo torsor está dado por la siguiente expresión desarrollada por Shigley³³:

$$\tau_t [\text{N/mm}^2] = \frac{M_{4d-4bx} [\text{N} - \text{mm}]}{2 a_{sp} [\text{mm}] (H_{v-4b} [\text{mm}] + a_{sp} [\text{mm}]) (e_{v-4b} [\text{mm}] + a_{sp} [\text{mm}])} \quad \text{[N.1]}$$

Reemplazando valores se obtiene lo siguiente:

³³ SHIGLEY, Joseph y otros. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 6ta edición. México: McGraw-Hill, 2002, p. 128.

$$\tau_t [\text{N/mm}^2] = \frac{635583.88}{2 a_{sp} (120 + a_{sp})(25 + a_{sp})}$$

El esfuerzo cortante equivalente estará dado por la siguiente expresión:

$$\tau = \sqrt{\tau_c^2 + \tau_t^2} = \sqrt{\left[\frac{10698.3}{(120 + 2a_{sp})(25 + 2a_{sp}) - (120 e_{v-4b})} \right]^2 + \left[\frac{635583.88}{2 a_{sp} (120 + a_{sp})(25 + a_{sp})} \right]^2} \quad [\text{N.2}]$$

El esfuerzo equivalente se determina utilizando la teoría del máximo esfuerzo normal:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad [\text{N.3}]$$

Para la soldadura el esfuerzo admisible está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{v_1 v_2 \sigma_{fPuls}}{FS_{fatiga}} \quad [\text{N.4}]$$

El coeficiente de forma dinámico v_1 es 1 debido a que se evaluará un esfuerzo combinado (flexión – corte – torsión). El factor por clase de calidad v_2 es 0.5 debido a que es muy improbable que el trabajo sea realizado por personal altamente calificado. El esfuerzo límite pulsante del acero ASTM A36 y el factor de seguridad han sido tratados en el anexo K. Por tanto, se reemplazan estos valores en [N.4] y se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma_{adm} = \frac{(1)(0.5)(320)}{(3)} = 53.33 \text{ N/mm}^2$$

Entonces, para verificar que el componente no falle por resistencia se debe utilizar la expresión [2.25] de la tesis:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$$

Se reemplazan valores y se realizan diversas iteraciones para obtener el mínimo espesor de soldadura:

$$a_{sp} \geq 5.3 \text{ mm}$$

∴ El tamaño de espesor determinado debe ser un tamaño comercial y fácil de conseguir. Además, se debe cumplir la recomendación del mínimo espesor de soldadura descrita por Blodgett³⁴, en donde se indica que para un espesor de placas entre 3/4 a 1 pulgada (lo cual corresponde con el espesor del soporte 2), corresponderá utilizar un mínimo espesor de soldadura de 3/8 pulgadas ó 9.5 mm por lo que éste último valor será el tamaño de soldadura a utilizar.



³⁴ BLODGETT, Omer. Stress Allowables Affect Weldment Design. D142. Cleveland: The James F Lincoln Arc Welding Foundation, 1991, p.3.

ANEXO O. Selección de componentes del circuito eléctrico de fuerza

En la figura O1 se muestra un esquema del interior de la casa de máquinas de la central con la disposición de los equipos, mangueras hidráulicas y cableado eléctrico.

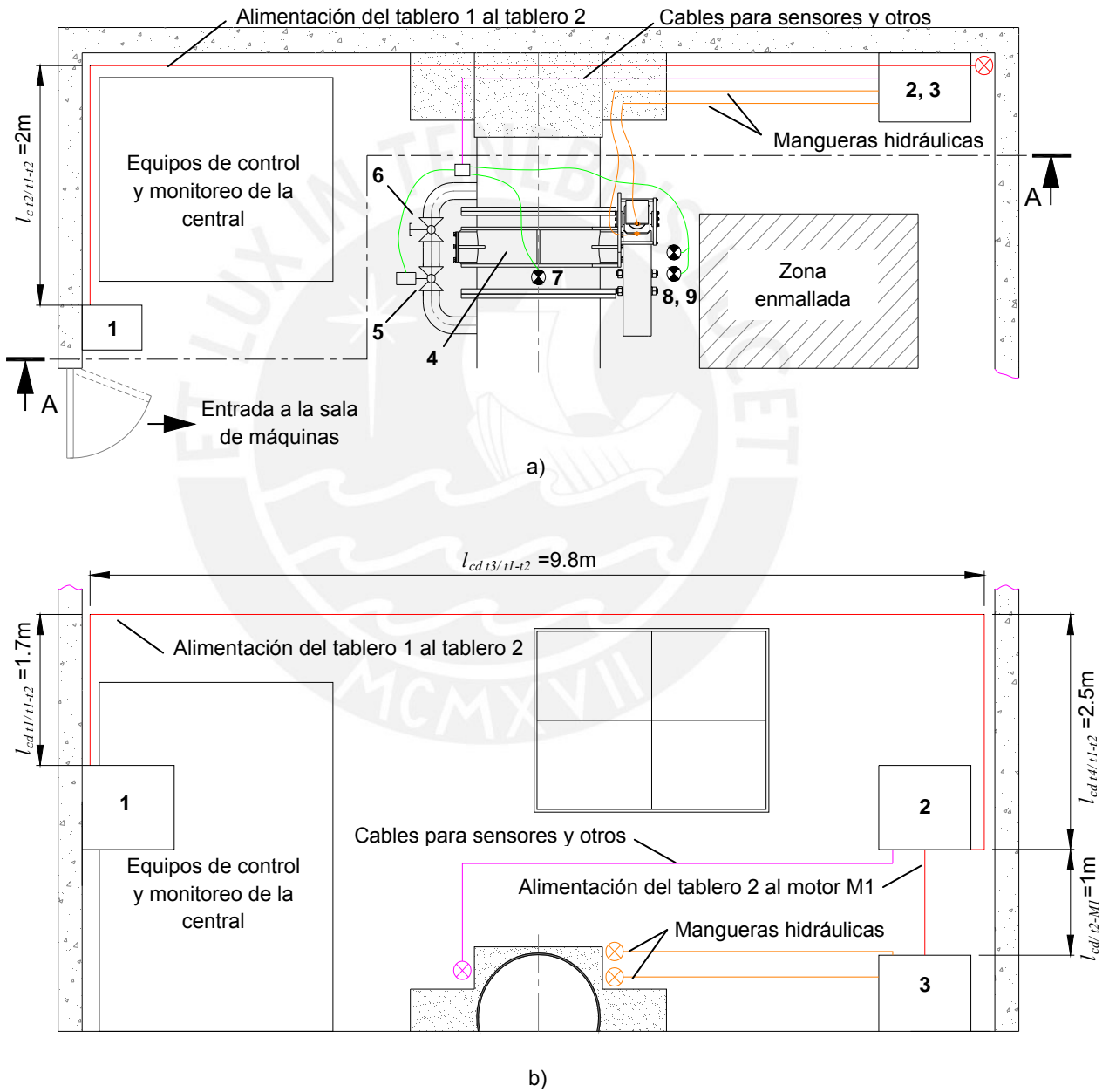


Figura O1. Disposición de tableros y equipos en la sala de máquinas a) Vista de planta b) Vista de corte A-A [Elaboración propia]

Para el accionamiento del motor eléctrico M1 de la unidad de presión es necesario seleccionar correctamente los calibres de los conductores eléctricos y los componentes de protección y control del circuito eléctrico de fuerza. La explicación de la numeración mostrada en la figura O1 se muestra en la tabla O1

Tabla O1. Componentes eléctricos, mecánicos e hidráulicos del sistema [Elaboración propia]

Item	Equipo ó componente	Característica particular
1	Tablero 1	Tablero de distribución de la sala de máquinas con tensión trifásica de 220VAC
2	Tablero 2	Tablero de control de la válvula principal con tensión trifásica de 220VAC para el circuito de fuerza y tensión monofásica de 220VAC para el circuito de control
3	Unidad de presión	Potencia nominal de 0.75kW. Caudal de 5.4 L/min. Presión máxima de 120 bar.
4	Válvula principal	Tipo mariposa
5	Válvula by pass automática	Con datos técnicos mostrados en el Anexo O
6	Válvula by pass manual	
7	Presostato	
8	Sensor FC2	Sensor de fin de carrera tipo biela. Se acciona cuando la válvula principal se encuentra cerrada
9	Sensor FC1	Sensor de fin de carrera tipo biela. Se acciona cuando la válvula principal se encuentra abierta

Como el motor eléctrico no es de alta potencia, el arranque del mismo puede realizarse de forma directa. Entonces, el circuito de fuerza para el accionamiento del motor M1 tiene los componentes mostrados en la figura O2:

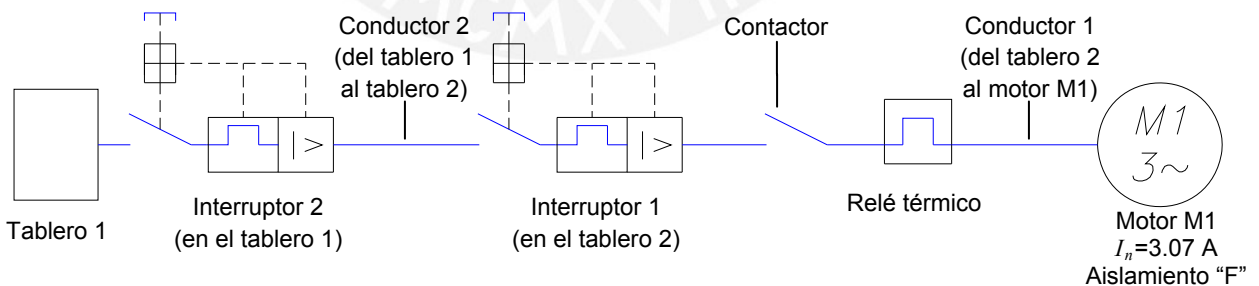


Figura O2. Componentes del circuito de fuerza para el accionamiento del motor M1

Selección del conductor 1

La sección del conductor 1 se elige evaluando dos criterios. El primer criterio está referido a la capacidad de corriente del conductor y el segundo criterio está referido a la caída de

tensión admisible a lo largo del conductor. Cada criterio entrega una determinada sección de conductor las que se comparan y permiten determinar la sección final del mismo.

El primer criterio para determinar la sección del conductor está basada en el procedimiento expuesto por el Código Nacional de Electricidad – Utilización (CNE-Utilización). De la regla 160-106 de dicho código, la corriente de selección del conductor, en A, está dada por la siguiente expresión:

$$I_{mincd} = 1.25 I_n \quad [0.1]$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$I_{mincd} = 3.84 \text{ A}$$

Según la tabla 37 del CNE-Utilización, para un motor con aislamiento tipo F, se necesita que el aislamiento del conductor soporte una temperatura de 90° sin presentar problemas. Por tanto, se utilizará el conductor XHHW-90 con aislamiento fabricado con XLPE (polietileno reticulado).

El método de instalación del conductor corresponde al caso B1 de la tabla 2 del CNE-Utilización. De la tabla 2, se determina que la mínima sección con capacidad de corriente mayor a I_{mincd} es 1.5mm². Sin embargo, según el CNE-Utilización la mínima sección para conductores de circuitos derivados de fuerza es de 2.5mm². Entonces, del anexo P, se selecciona el cable XHHW-90 calibre 12 AWG (sección de conductor de 3.31mm²).

El segundo criterio para determinar la sección del conductor está basado en el procedimiento expuesto por Castejón³⁵. Para una caída de tensión permisible del 5% de la tensión nominal, la mínima sección del conductor, en mm², está dada por la siguiente expresión:

³⁵ CASTEJÓN, Agustín y otros. *Tecnología eléctrica*. Madrid: McGraw-Hill, 1993, p. 430.

$$S_c = \frac{\sqrt{3} \rho_{rcu} I_c I_n \cos \varphi}{0.05 U_n} \quad [\text{O.2}]$$

El valor de ρ_{rcu} para el cobre, según Castejón³⁶, es $0.0178 \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$. La longitud del conductor es la longitud del cableado del tablero 2 al motor M1 de acuerdo con la figura O1. Se reemplazan valores en [O.2] y se obtiene:

$$S_c = 0.007 \text{ mm}^2$$

De acuerdo al CNE-Utilización la mínima sección para conductores de circuitos derivados de fuerza es de 2.5 mm^2 . Entonces, del anexo P, se selecciona el cable XHHW-90 calibre 12 AWG (sección de conductor de 3.31 mm^2).

∴ Comparando los resultados obtenidos por los dos criterios, se determina que el conductor 1 es un cable XHHW-90 calibre 12 AWG.

Selección del relé térmico 1

El relé térmico, como dispositivo de protección contra sobrecargas, se selecciona en función de la corriente nominal del motor y del factor de servicio del mismo. De acuerdo con la regla 160-306 del CNE-Utilización, la corriente máxima que debe controlar el relé térmico sin ocasionar disparo, en A, está dada por la siguiente expresión:

$$I_{\text{max}/rt} = (FS + 0.1) I_n \quad [\text{O.3}]$$

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$I_{\text{max}/rt} = 3.84 \text{ A}$$

La corriente mínima que debe soportar el relé térmico, en A, está dada por la siguiente expresión:

$$I_{\text{min}/rt} = (1.9 - FS) I_n \quad [\text{O.4}]$$

³⁶ CASTEJÓN, Agustín y otros. *Tecnología eléctrica*. Madrid: McGraw-Hill, 1993, p. 428.

Reemplazando valores, se obtiene lo siguiente:

$$I_{\min/rt} = 2.30 A$$

Entonces, del anexo P, se selecciona el relé térmico marca Sassin serie 3SR8-D con una intensidad de corriente que comprende el rango de 2.5 - 4 A.

Selección del contactor 1

El contactor 1 permite la conexión y desconexión del motor M1. De acuerdo con la regla 160-602-1b del CNE-Utilización, la corriente mínima con la que debe operar el contactor, en A, está dada por la siguiente expresión:

$$I_{\min cr} = 1.15 I_n \quad [0.5]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$I_{\min cr} = 3.53 A$$

Entonces, del anexo P, se selecciona el contactor trifásico marca WEG referencia CWC09 con una corriente nominal de operación de 9 A. También se dispone del contactor CWC07 con corriente nominal de 7 A pero este dispositivo no es muy común en el mercado peruano.

Selección del interruptor 1

El interruptor 1 es un interruptor automático de tipo magnetotérmico. De acuerdo con la regla 160-210-b del CNE-Utilización, la corriente de disparo del interruptor, en A, está dada por la siguiente expresión:

$$I_{m1} = 13 I_n \quad [0.6]$$

Se reemplazan valores y se obtiene:

$$I_{m1} = 39.91 A$$

La corriente de disparo del interruptor corresponde al límite inferior de corriente que provoca el disparo electromagnético. De acuerdo con la norma CEI EN 60898, para protección de equipos de uso normal, la curva de intervención magnética del interruptor es de tipo C. Por tanto, se utilizará la siguiente expresión para determinar la corriente nominal del interruptor, en A:

$$I_{nit} = \frac{I_{m1}}{5} \quad [0.7]$$

Se reemplazan valores y se obtiene lo siguiente:

$$I_{nit} = 7.98 \text{ A}$$

Entonces del anexo P, se selecciona el interruptor trifásico termomagnético marca Btdin residencial con serie FE83/10 y con una corriente nominal de 10 A.

Selección del conductor 2

La sección del conductor 2, seleccionada por el criterio de la capacidad de corriente del mismo, es idéntica a la sección del conductor 1. Entonces, del anexo P, se selecciona el cable XHHW-90 calibre 12 AWG (sección de conductor de 3.31mm^2).

Para determinar la sección del conductor 2 por el criterio de la caída de tensión admisible se reemplazan valores en la expresión [0.2]. La longitud del conductor es la suma de $l_{cd1/t1-t2}$, $l_{cd2/t1-t2}$, $l_{cd3/t1-t2}$ y $l_{cd4/t1-t2}$. Reemplazando valores se obtiene:

$$S_c = 0.113\text{mm}^2$$

De acuerdo al CNE-Utilización la mínima sección para conductores de circuitos derivados de fuerza es de 2.5mm^2 . Entonces, del anexo P, se selecciona el cable XHHW-90 calibre 12 AWG (sección de conductor de 3.31mm^2).

∴ Comparando los resultados obtenidos por los dos criterios, se determina que el conductor 2 es un cable XHHW-90 calibre 12 AWG.

Selección del interruptor 2

El interruptor 2 es idéntico al interruptor 1. Entonces del anexo P, se selecciona el interruptor trifásico termomagnético marca Btdin residencial con serie FE83/10 y con una corriente nominal de 10 A.



ANEXO P. Especificaciones de los componentes eléctricos utilizados

P1. Especificación del conductor eléctrico (Catálogo de la empresa CELSA)



CONDUCTORES ELÉCTRICOS LIMA S.A.

CABLE XHHW - 90

TENSIÓN NOMINAL

$U_0 / U = 450/750$ V

TEMPERATURA DE OPERACIÓN

90°C

NORMAS DE FABRICACIÓN

NTP 370.252

UL 44

APLICACIONES

Para instalaciones en ambiente seco y húmedo.
Generalmente se instala dentro de tuberías.

CONSTRUCCIÓN

1. Conductor de cobre suave, sólido o cableado.
2. Aislamiento con polietileno reticulado (XLPE).

COLOR

Negro.

A pedido se fabrica en otros colores.

DATOS PARA LOS PEDIDOS

XHHW-90, sólido o cableado y calibre o sección.



DATOS CONSTRUCTIVOS

CONDUCTOR SÓLIDO

Calibre del Conductor AWG	Sección Transversal mm ²	Número de Alambres N°	Diámetro Conductor mm	Espesor Aislamiento mm	Diámetro Exterior mm	Masa Nominal Kg / km
14	2,08	1	1,63	0,8	3,3	30
12	3,31	1	2,05	0,8	3,7	40
10	5,26	1	2,59	0,8	4,3	60
8	8,37	1	3,26	1,1	5,8	100

Sección Nominal mm ²	Número de Alambres N°	Diámetro Conductor mm	Espesor Aislamiento mm	Diámetro Exterior mm	Masa Nominal Kg / km
2,5	1	1,75	0,8	3,4	30
4	1	2,22	0,8	3,9	45
6	1	2,71	0,8	4,4	60
10	1	3,51	1,1	6,0	110

Los datos de las tablas están sujetos a las tolerancias normales de manufactura.

P2. Características del relé térmico (Catálogo de la empresa SASSIN)

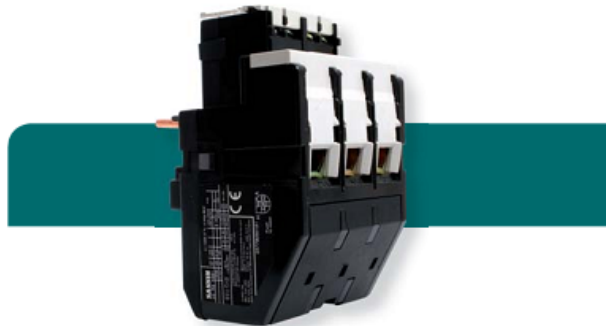
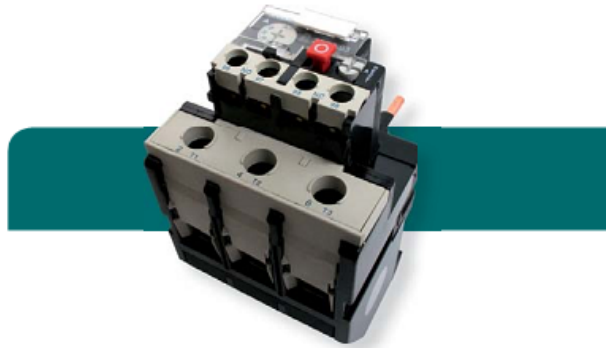


Relés térmicos de protección 3SR8 - Hasta 95A



Serie 3SR8-D

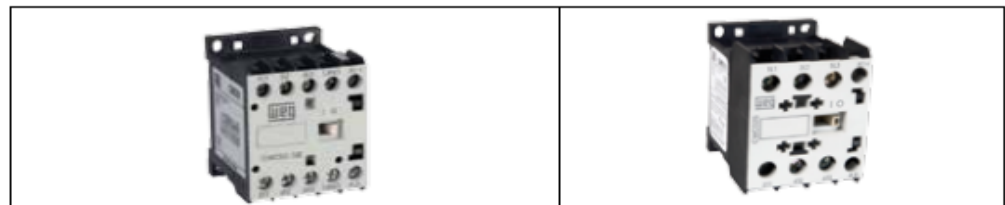
Intensidad (A)	Familia de contactor	Código de pedido	P.V.P.	
0,1...0,16	3SC8-09...25	3SR8-D1301	28,20	
0,16...0,25		3SR8-D1302	28,20	
0,25...0,4		3SR8-D1303	28,40	
0,4...0,63		3SR8-D1304	28,40	
0,63...1		3SR8-D1305	28,40	
1...1,6		3SR8-D1306	28,40	
1,25...2		3SR8-D136X	28,40	
1,6...2,5		3SR8-D1307	28,40	
2,5...4		3SR8-D1308	28,40	
4...6		3SR8-D1310	28,60	
5,5...8		3SR8-D1312	28,60	
7...10		3SR8-D1314	28,60	
9...13		3SR8-D1316	28,60	
12...18		3SR8-D1321	31,20	
17...25		3SR8-D1322	31,20	
23...32		3SC8-32	3SR8-D2353	38,70
28...32			3SR8-D2355	39,30
23...32	3SC8-40...95	3SR8-D3353	53,80	
30...40		3SR8-D3355	53,80	
37...50		3SR8-D3357	57,70	
48...65		3SR8-D3359	57,70	
55...70		3SR8-D3361	57,70	
63...80		3SR8-D3363	57,70	
80...93		3SR8-D3365	119,50	



P3. Características del contactor (Catálogo de la empresa WEG)



Presentación



Referencia	3 polos	CWC07	CWC09	CWC012	CWC016	CWC025
Potencia nominal de operación [†]						
220/230VAC	kW / hp	1.5 / 2	2.2 / 3	3 / 4	4 / 5	5.5 / 7.5
380VAC	kW / hp	3 / 4	4 / 5	5.5 / 7.5	7.5 / 10	11 / 15
400/415VAC	kW / hp	3 / 4	4 / 5	5.5 / 7.5	7.5 / 10	11 / 15
440VAC	kW / hp	3.7 / 5	4.5 / 6	5.5 / 7.5	7.5 / 10	11 / 15
500VAC	kW / hp	3.7 / 5	4.5 / 6	5.5 / 7.5	7.5 / 10	11 / 15
660/690VAC	kW / hp	3 / 4	4 / 5	5.5 / 7.5	7.5 / 10	11 / 15
Corriente nominal de operación I_n AC-3 ($U_e \leq 440V$)	A	7	9	12	16	25
Corriente térmica convencional $I_{th} = I_n$ AC-1	A	18	20	22	22	32
Corriente nominal de operación I_n AC-4 ($U_e \leq 440V$)	A	2.8	3.5	4.5	5	9
Relé de sobrecarga	A	RW17-1D 	0.28...0.4 0.4...0.63 0.56...0.8 0.8...1.2 1.2...1.8 1.8...2.8	2.8...4 4...6.3 5.6...8 7...10 8...12.5 10...15 11...17	RW17-2D 	7...10 8...12.5 10...15 11...17 15...23 22...32
Bloques de contactos auxiliares			BFC0-20 (2NA) BFC0-22 (2NA + 2NO) BFC0-11 (1NA + 1NO) BFC0-04 (4NC) BFC0-02 (2NC) BFC0-31 (2NA + 1NO) BFC0-40 (4NA) BFC0-13 (1NA + 3NO)		BFC025-11 (1NA+1NC) BFC025-20 (2NA) BFC025-02 (2NC) BFC025-22 (NA+2NC)	
Enclavamiento mecánico		 BICO				
Temporizador		 Retardo en la energización (TECO) Retardo en la desenergización (TDCO) Estrella - triángulo (TETCO)				

P4. Características del interruptor termomagnético (Catálogo de la empresa Btdin)

Btdin®

Catálogo - Interruptores Termomagnéticos Btdin Residencial

Interruptores termomagnéticos Btdin curvas tipo "C" (10KA)



FE81/...



Esquema	Versión	Nº mód	Vn (V)	In (A)	Artículo Nº
1P	1		240/415	6A	FE81/6
				10A	FE81/10
				16A	FE81/16
				20A	FE81/20
				25A	FE81/25
				32A	FE81/32
				40A	FE81/40
				50A	FE81/50
				63A	FE81/63



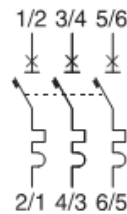
FE82/...



2P	2		240/415	6A	FE82/6
				10A	FE82/10
				16A	FE82/16
				20A	FE82/20
				25A	FE82/25
				32A	FE82/32
				40A	FE82/40
				50A	FE82/50
				63A	FE82/63



FE83/...



3P	3		240/415	6A	FE83/6
				10A	FE83/10
				16A	FE83/16
				20A	FE83/20
				25A	FE83/25
				32A	FE83/32
				40A	FE83/40
				50A	FE83/50
				63A	FE83/63

P5. Hoja técnica del actuador del by pass automático [Catálogo perteneciente a la empresa J+J]

J2-L55 / J2-H55

J+J[®]

ACTUADOR ELECTRICO MULTIVOLTAJE serie J2

MULTIVOLTAGE ELECTRIC ACTUATOR series J2

MATERIALES

Cuerpo y Tapa : Poliamida anticorrosiva
 Enclosure : Anticorrosive Polyamide
 Levas internas : Poliamida
 Internal cams : Polyamide
 Ejes principales externos : Acero Inoxidable
 Main external shaft : Stainless Steel

MATERIALS

Engranajes : Acero y Poliamida
 Gears : Steel and Polyamide
 Indicador de Posición : Poliamida + Fibra de vidrio
 Position Indicator : Glass filled Polyamide
 Tornillería : Acero Inoxidable
 Fastening : Stainless Steel

ESPECIFICACIONES SPECIFICATIONS	Mod. J2-L55	Mod. J2-H55
VOLTAJE (V) VOLTAGE (v)	12 - 48 VDC -0/+5% 15 - 48 VAC -0/+5%	80 - 240 VAC / VDC
TIEMPO MANIOBRA EN VACIO (s / 90°) + / - 10% OPERATION TIME (s / 90°) NO LOAD + / - 10%	10 seg 10 sec	10 seg 10 sec
PAR MANIOBRA EN OPERACION (Nm - lb/in) MAXIMUM OPERATIONAL TORQUE (Nm -- lb/in)	55 Nm 486 lb/in	55 Nm 486 lb/in
PAR MAXIMO ARRANQUE (Nm-lb/in) MAXIMUM TORQUE BREAK (Nm-lb/in)	60 Nm 540 lb/in	60 Nm 540 lb/in
TIEMPO BAJO TENSION (%) DUTY RATING (%)	75	75
PROTECCION IEC 60529 IP RATING IEC 60529	IP-65	IP-65
ANGULO MANIOBRA (°) WORKING ANGLE (°)	90° - 180° - 270°	90° - 180° - 270°
TEMPERATURA °C TEMPERATURE °F	-20° + 70° C -4° + 158° F	-20° + 70° C -4° + 158° F
INTERRUPTOR FINAL CARRERA LIMIT SWITCH	4 SPDT micro	4 SPDT micro
RESISTENCIA CALEFACTORA (W) HEATER (W)	4	4
CONSUMO A PAR MAXIMO + / - 5% CONSUMPTION AT MAXIMUM TORQUE + / - 5%	24 VAC 3100 mA - 74,4 W 24 VDC 2800 mA - 67,7 W 48 VAC 1300 mA - 62,4 W 48 VDC 1000 mA - 48 W	110 V 400 mA - 44 W 220 V 125 mA - 27,5 W
CONECTORES PLUGS	DIN 43650 ISO 4400 & C192	DIN 43650 ISO 4400 & C192
PESO (Kg) WEIGHT (Kg)	1,8	1,8

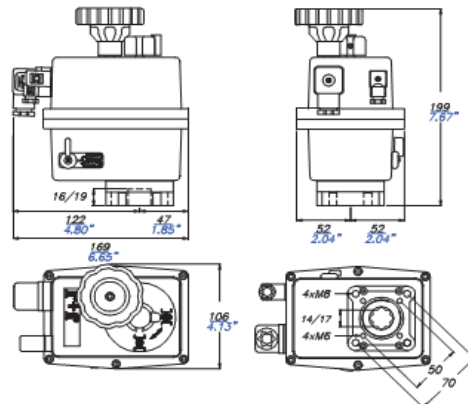
MUY IMPORTANTE, serie "L" ALIMENTACION DC - VERY IMPORTANT, "L" series DC SUPPLY
 (El voltaje real de alimentación eléctrica en la base del conector DIN con el actuador en funcionamiento no debe ser menos de 12 V)
 (Minimum voltage in the base of the DIN plug with the actuator in operation must be 12 V. Less than 12 V the actuator does not work.)
MUY IMPORTANTE, serie "L" ALIMENTACION AC - VERY IMPORTANT, "L" series AC SUPPLY
 (El voltaje real de alimentación eléctrica en la base del conector DIN con el actuador en funcionamiento no debe ser menos de 15 V)
 (Minimum voltage in the base of the DIN plug with the actuator in operation must be 15 V. Less than 15 V the actuator does not work.)

ACCESORIOS OPCIONALES:
 DPS 2000 posicionador 4+20 mA o 0+10 V

EXTRA OPTIONS
 DPS 2000 positioner 4+20 mA or 0+10 V

ANCLAJE / INTERFACE
ISO 5211
 Brida F-05 / F-07 mm / inch
 Flange F-05 / F-07

DIN 3337
 Doble cuadrado 17 mm Standard
 Doble cuadrado 14 mm Opcional
 Double sq. hole 17 mm Standard
 Double sq. hole 14 mm Option



ANEXO Q. Instrucciones para operar la válvula de admisión tipo mariposa

Los procesos que se encuentran disponibles para la válvula principal son los siguientes:

- Q.1. Apertura de la válvula principal (modo automático)
- Q.2. Cierre de la válvula principal (modo automático)
- Q.3. Apertura de la válvula principal (modo manual)
- Q.4. Cierre de la válvula principal (modo manual)
- Q.5. Parada de emergencia y reseteo de sistema
- Q.6. Disparo de la central

Para poder controlar la válvula, se explicarán los pasos a seguir de acuerdo al proceso que se desea conseguir:

Q.1. Apertura de la válvula principal (modo automático)

- a) Se verifica que exista tensión en el tablero de control de la válvula de admisión (220V trifásico), y que la válvula by-pass automática se encuentre en modo automático.
- b) Se presiona el pulsador S1 “Apertura de válvula principal”. Con esto se realizará automáticamente la secuencia de apertura de la válvula la cual consiste en lo siguiente:
 - La activación del pulsador S1 activa la bobina del contactor K1 y realiza el cierre del contacto 1-2 de K1 con lo cual se asegura el enclavamiento del circuito. A su vez, se abre el contacto 21-22 de K1 con lo que se bloquea el circuito del cierre de la válvula de admisión.
 - La activación de K1 también activa a la bobina del contactor K2 con lo cual se cierre el contacto 3-4 de K1 y se abre el contacto 21-22 de K2. Esto produce la activación de la válvula by-pass automática y permite el paso de agua a través de la tubería de by-pass con lo cual comienza a presurizarse la tubería en el lado aguas abajo de la válvula.
 - Cuando la presión ha alcanzado el valor programado en el presostato PR1, se cierre el contacto 13-14 de PR1 y esto permite la energización de la bobina del contactor K3 con lo cual se produce el enclavamiento del circuito de apertura

- El pistón se activa y permite la apertura de la válvula de admisión (en caso el pistón no se mueva, a pesar de estar encendido el motor M1, verificar que las presiones a ambos lados de la válvula se han igualado y que el sentido de giro del motor es el correcto). Cuando la válvula de admisión alcanza su posición de apertura máxima, un tope que está instalado en el eje de la válvula activa al sensor de fin de carrera FC1. Esto permite la apertura del contacto 21-22 de FC1 y con esto se desactiva el contactor K4 con lo cual se detiene el motor M1 y todo movimiento en la válvula. El contacto 13-14 de FC1 se cierra y activa la luminaria H3 “Válvula de admisión abierta”.
- Si por algún motivo la lenteja comienza a cerrarse, llegará un punto en donde el sensor FC1 se desactive. Esto ocasiona el cierre del contacto 21-22 de FC1 con lo cual se cierran los contactos 1-2, 3-4, 5-6 de K4 y se produce la activación del motor M1. Cuando la válvula principal alcanza la posición de apertura máxima, se activa de nuevo FC1 y se detiene el movimiento de la válvula. Este método para corregir la posición siempre estará activado cada vez que la válvula principal se encuentre abierta y en modo de funcionamiento automático.

Q.2. Cierre de la válvula principal (modo automático)

- a) Se verifica que la válvula de admisión se encuentra totalmente abierta y que en el tablero de control se encuentre activada la luminaria H3 “Válvula de admisión abierta”.
- b) Se presiona el pulsador S2 “Cierre de válvula principal”. Con esto se realizará automáticamente la secuencia de cierre de la válvula principal la cual consiste en lo siguiente:
 - La activación del pulsador S2 activa la bobina del contactor K6 y realiza el cierre del contacto 13-14 de K6 con lo cual se asegura el enclavamiento del

- La activación de K6 produce la activación del solenoide de cierre Y1 con lo cual se produce la descarga del aceite presurizado desde el pistón hacia la unidad de presión. Esto permite el cierre de la válvula de admisión el cual debe conseguirse en un tiempo mínimo de 7.8 seg. Cuando alcanza su posición de cierre máximo, un tope que está instalado en el eje de la válvula activa al sensor de fin de carrera FC2. Esto permite la apertura del contacto 21-22 de FC2 y con esto se desactiva la electroválvula Y1 con lo cual se detiene todo movimiento en la válvula de admisión. El contacto 13-14 de FC2 se cierra y activa la luminaria H4 “Válvula principal cerrada”

Q.3. Apertura de la válvula principal (modo manual)

- a) Se verifica que la válvula by-pass automática se encuentre en modo manual.
- b) Utilizando la volante de la válvula by-pass automática, se procede a abrir lentamente la válvula by-pass. El tiempo empleado en abrir la válvula by-pass no debe ser menor a 1 min (¡CUIDADO!: una apertura rápida puede ocasionar roturas internas de la tubería). Cuando se ha abierto la válvula by-pass debemos comprobar que la presión aguas abajo se ha igualado con la presión aguas arriba de la válvula de admisión. Si no se dispone de instrumentos para medir la presión aguas abajo de la válvula, se espera 5 minutos y se continúa con el siguiente paso.
- c) Con la palanca disponible en la unidad hidráulica, se bombea aceite hacia el pistón utilizando la bomba manual. Esto permite la apertura de la válvula de admisión, aunque la velocidad de apertura es muy lenta. Se debe asegurar que el tiempo empleado en abrir la válvula principal no sea menor a 18.5 seg. Cuando se ha alcanzado la posición de apertura máxima, se debe dejar de bombear. Cerrar manualmente la válvula by-pass.

- d) Si se dispone de tensión en el tablero de control de la válvula de admisión y se desea realizar la apertura de la válvula de admisión en modo manual, asegurarse de que la válvula by-pass automática se encuentre en modo manual y proceder a realizar los pasos antes descritos. La luminaria H3 “Válvula principal abierta” puede utilizarse como un indicador para saber cuando dejar de bombear. **NUNCA SE DEBE REALIZAR UNA APERTURA DE VÁLVULA DE ADMISIÓN SIN ANTES ASEGURARSE QUE LAS PRESIONES EN AMBOS LADOS DE LA VÁLVULA SE HAN IGUALADO.**

Q.4. Cierre de la válvula de admisión (modo manual)

- a) Se verifica que la válvula de admisión se encuentre totalmente abierta y que la válvula by-pass automática se encuentre cerrada.
- b) Se abre la válvula manual de cierre de la unidad de la unidad de presión. Con esto se produce el cierre de la válvula de admisión. Asegurarse que el tiempo empleado en cerrar la válvula principal no sea menor a 7.8 seg .Cuando se ha alcanzado la posición de cierre máximo cerrar la válvula de cierre manual.
- c) Si se dispone de tensión en el tablero de control de la válvula de admisión y se desea realizar el cierre de la válvula de admisión en modo manual, asegurarse de que la válvula by-pass automática se encuentre cerrada y proceder a realizar los pasos antes descritos. La luminaria H4 “Válvula principal cerrada” puede utilizarse como un indicador para saber cuando cerrar la válvula manual.

Q.5. Parada de emergencia y reseteo de sistema

- a) Se activa el pulsador SE “Parada de emergencia”. Con esto se detiene el movimiento de la válvula de admisión (ya sea que se esté abriendo ó cerrando) y se produce el cierre de la válvula by-pass automática. Se bloquean los circuitos de apertura y cierre de la válvula principal y se activa la luminaria HE “Parada de emergencia”. Girar el pulsador SE para verificar que no se quede trabado.

- b) Se abre la válvula manual de cierre de la unidad de presión. Con esto se produce el cierre de la válvula de admisión. Se verifica que el tiempo empleado en cerrar la válvula principal no sea menor a 7.8 seg .Cuando se ha alcanzado la posición de cierre máximo cerrar la válvula de cierre manual. La luminaria H4 “Válvula de admisión cerrada” puede utilizarse como un indicador para saber cuándo cerrar la válvula manual.
- c) Se verifica que se haya activado la luminaria H4 “Válvula de admisión cerrada” y se procede a activar el pulsador SR “Reseteo de sistema”. Esto permite desbloquear los circuitos de apertura y cierre de la válvula principal con lo cual se pueden reiniciar las operaciones.

Q.6. Disparo de la central

- a) Se verifica que el contacto SD 13-14 se haya instalado. Al momento de producirse el disparo de la central, se cierra el contacto SD 13-14 del relé de disparo. Esto permite la energización de la bobina del contactor KD y la activación de la luminaria HD “Disparo de central”. Se abre el contacto 21-22 de KD con lo que se bloquea el circuito de apertura de la válvula principal. Se cierra el contacto 3-4 de KD y esto permite activar la electroválvula Y1 con lo que se produce el cierre de la válvula principal.
- b) Cuando alcanza su posición de cierre máximo, un tope que está instalado en el eje de la válvula activa al sensor de fin de carrera FC2. Esto permite la apertura del contacto 21-22 de FC2 y con esto se desactiva el solenoide de cierre Y1 con lo cual se detiene todo movimiento en la válvula. El contacto 13-14 de FC2 se cierra y activa la luminaria H4 “Válvula principal cerrada”
- c) Cuando se ha solucionado el problema que ocasionó el disparo de la central, se pulsa el reseteo del sistema SR y se proceden a reiniciar las operaciones.

ANEXO R. Análisis del flujo a través de la válvula utilizando el software ANSYS-CFX

El diseño de la válvula, específicamente del disco lenteja, influye directamente en ciertas propiedades del fluido que pasa a través de la misma. Las variaciones en estas propiedades son difíciles de analizar en forma analítica por lo que deben determinarse de forma experimental ó utilizando el método de los elementos finitos aplicado sobre fluidos (CFD). En este proyecto de tesis se realizó el análisis CFD del flujo que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta utilizando el software de simulación ANSYS-CFX.

Para la realización del análisis, deben realizarse diversos pasos. En la figura R1 se muestra el procedimiento a seguir para poder obtener los resultados del estudio.

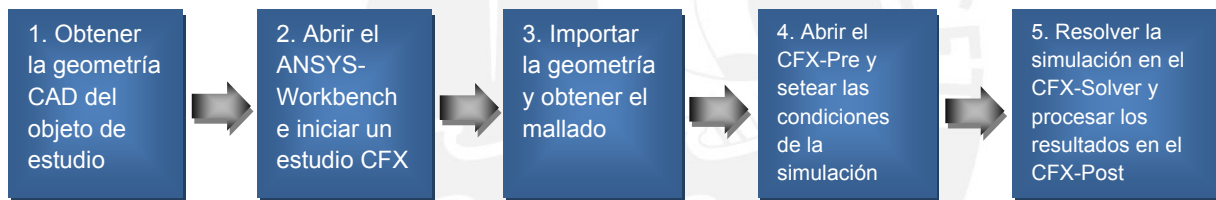


Figura R1. Procedimiento a seguir para realizar el análisis CFD de la válvula utilizando el software ANSYS-CFX [Elaboración propia]

R1. Obtener la geometría CAD del objeto de estudio

Los objetos que estudiarán son el disco lenteja y el anillo asiento con sus soldaduras, considerando que la válvula se encuentra completamente abierta. Para obtener la geometría CAD de los objetos, se utilizó el software Solid Works 2012 y se obtuvo la geometría de los objetos en escala 1:1 lo cual se muestra en la figura R2.

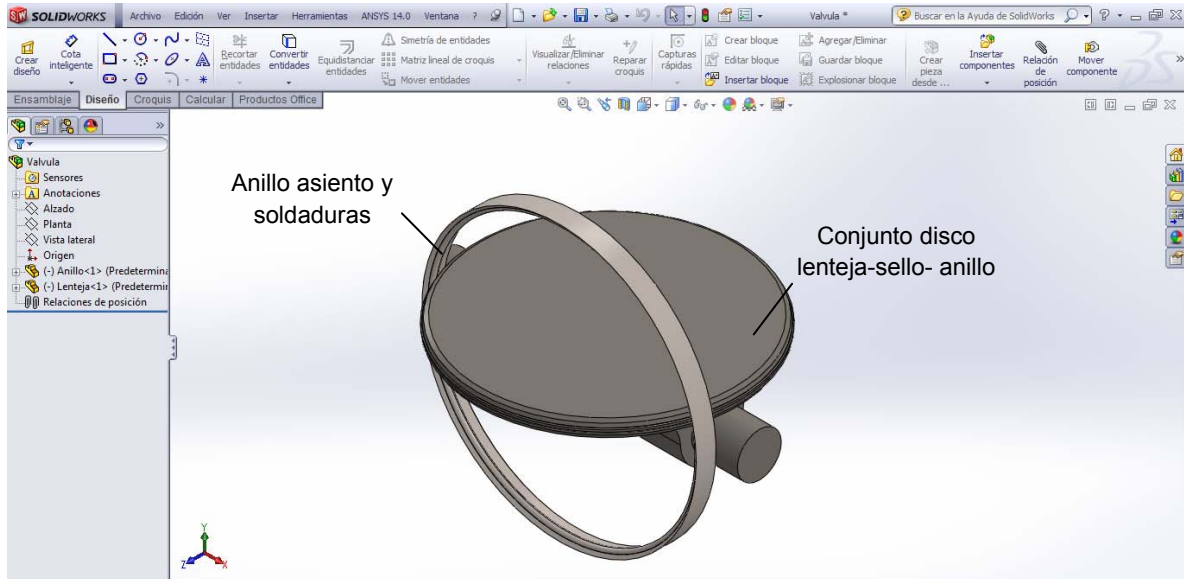


Figura R2. Vista isométrica del anillo asiento y del disco lenteja [Material propio]

La sección transversal del anillo asiento se muestra en la figura R3

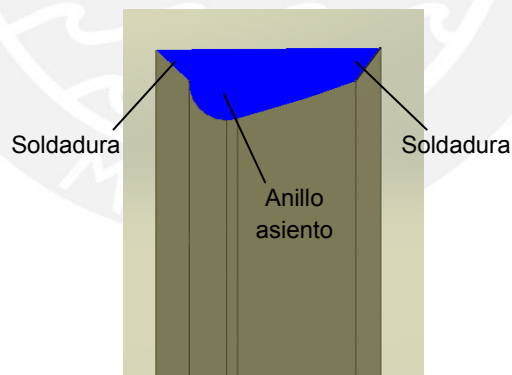


Figura R3. Sección transversal del anillo asiento con sus soldaduras [Material propio]

En el disco lenteja se realizaron simplificaciones para facilitar el mallado y la simulación. Se eliminaron agujeros, taladros, chaflanes y algunos redondeos. En la figura R4 se muestra el conjunto original disco-sello-anillo y el conjunto que se ha dibujado para realizar la simulación.

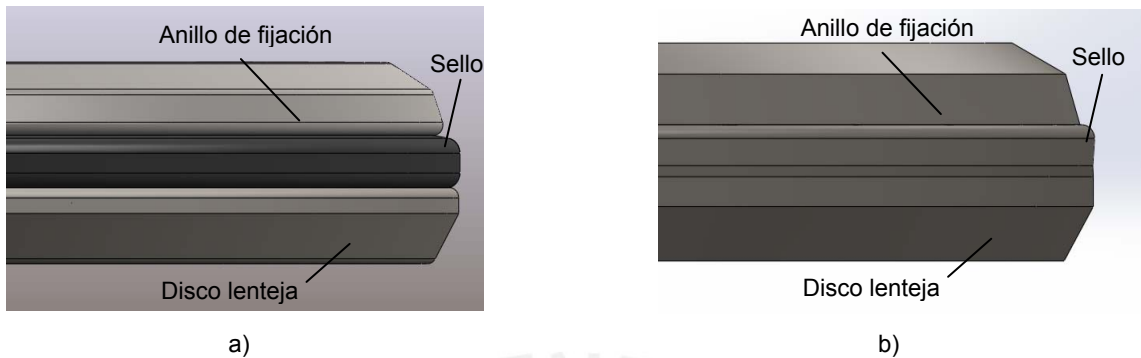


Figura R4. Vista de detalle del conjunto disco-sello-anillo a) Forma final b) Forma modificada para la simulación [Material propio]

El disco lenteja se ha ubicado en la posición en la cual la válvula se encuentra completamente abierta y la ubicación de los objetos en el entorno del Solid Works se ha realizado de manera conveniente para los análisis posteriores. En la figura R5 se muestra la ubicación del origen de coordenadas del entorno Solid Works y la ubicación de los objetos.

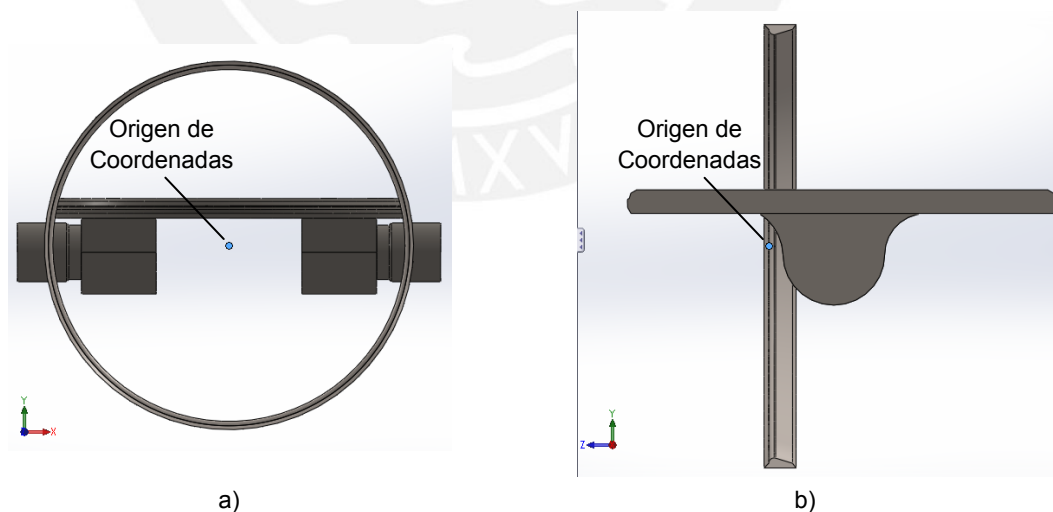


Figura R5. Vistas de la ubicación de los objetos: a) Vista del plano XY b) Vista del plano YZ [Material propio]

Una vez que se ha terminado la geometría CAD, se guardó como un archivo tipo IGES (el cual tiene la extensión *.igs). El nombre del archivo es *Valvula.igs*.

R2.Abrir el ANSYS Workbench 14.0 e iniciar un estudio CFX

Se inicia el programa *ANSYS Workbench 14.0* y en el entorno del proyecto se inserta un análisis de flujo de fluido CFX tal como se muestra en la figura R6.

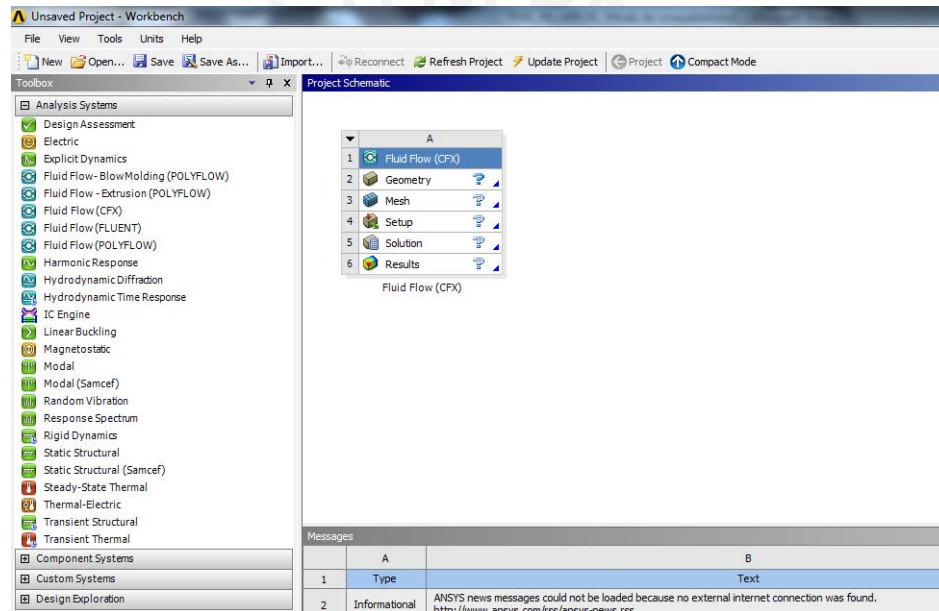


Figura R6. Entorno del programa Workbench 14.0 con un análisis CFX insertado [Material propio]

En la opción *Geometry* (Geometría) se puede acceder al *ANSYS DesignModeler* (Diseñador de modelo del ANSYS) en donde se crea ó importa la geometría que se estudiará. En la opción *Mesh* (Malla) se puede acceder al *ANSYS Meshing Editor* (Editor de Mallado del ANSYS) en donde se crea ó importa una malla. En la opción *Setup* (Programación) se puede acceder al *CFX-Pre* en donde se realizará la programación de las condiciones de frontera y se definirán los dominios de estudio. En la opción *Solution* (Solución) se puede acceder al *CFX-Solver* en donde se resuelve la simulación y en la

opción *Results* (Resultados) se puede acceder al *CFX-Post* en donde se visualizarán los resultados.

R3.Importar la geometría y obtener el mallado

Para importar la geometría, se debe iniciar el *ANSYS DesignModeler (ANSYS DM)* y se importa el archivo *Valvula.igs*. El origen de coordenadas en el *ANSYS DM* es igual al origen de coordenadas con el que se trabajó en el *SolidWorks 2012*. Con las herramientas del *ANSYS DM*, primero se inserta una tubería de pared delgada, de 2m de largo, en la geometría de la válvula y luego se elimina el espacio ocupado por el anillo asiento y el disco lenteja. Para simplificar el análisis y como la válvula es simétrica, se modificó la geometría para sólo trabajar con la mitad de la misma. En las figuras R7, R8 y R9 se muestra la geometría final de la válvula de estudio antes del proceso de mallado.

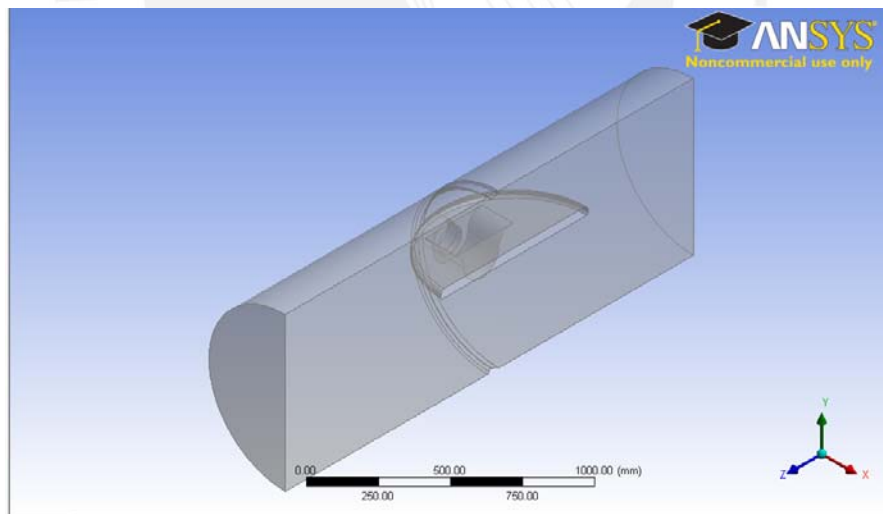


Figura R7. Vista isométrica de la geometría de estudio con la tubería [Material propio]

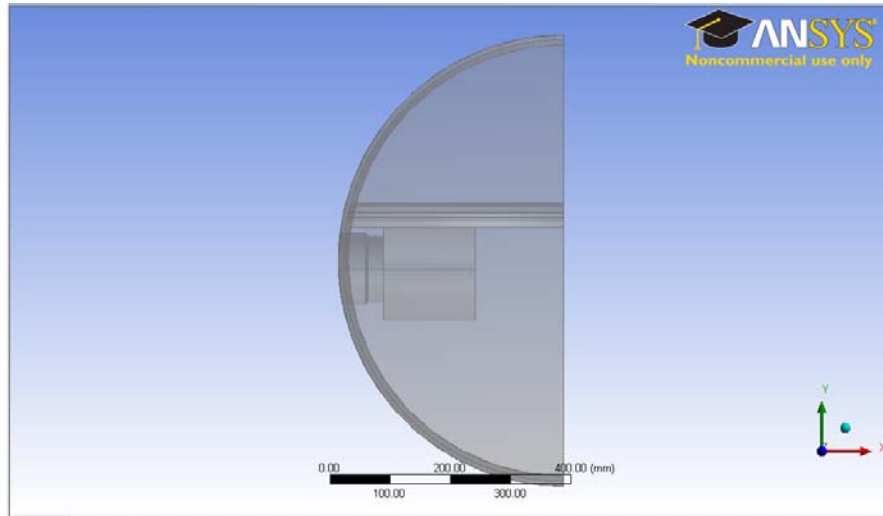


Figura R8. Vista de la geometría de estudio con la tubería en el plano XY [Material propio]

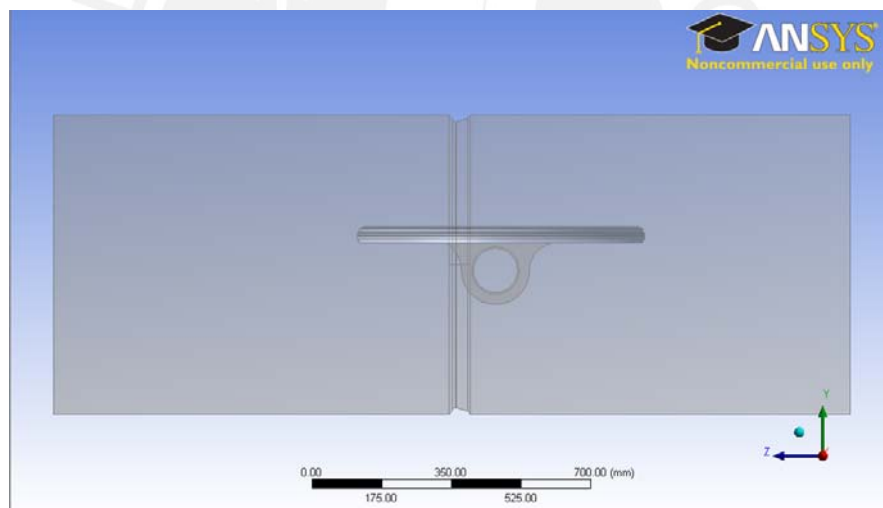


Figura R9. Vista de la geometría de estudio con la tubería en el plano YZ [Material propio]

Luego de definir la geometría de estudio, se inicia el ANSYS Meshing Editor (*ANSYS M*). Como se está realizando un análisis con CFX, automáticamente se insertan algunas opciones que entregarán una malla adecuada. Sin embargo, se tienen que considerar ciertos puntos los que se detallan a continuación:

- Se debe dividir la geometría en 5 regiones. La primera región se denominará *Inlet* (Ingreso) y es el área por donde se realizará el ingreso de fluido. La segunda región se denominará *Outlet* (Salida) y es el área por donde se realizará la salida del fluido. La tercera región se denominará *pipe wall* (pared de tubería) y se refiere al área ocupada por las paredes de la tubería y el anillo asiento. La cuarta región se denominará *symP* y se refiere a la superficie de simetría de la geometría. La quinta región se denominará *Default Domain* (Dominio por defecto) y se refiere a la superficie ocupada por el disco lenteja. La sexta región se denominará *Inflation* (Crecimiento) y se refiere al área combinada de *pipe wall* y *Default Domain*.
- En los detalles de *Mesh* (Mallado) se consideró que el tamaño de la malla es de tipo medio. Se agregó la opción *Proximity* (Proximidad) y la opción *Inflation* sobre la región *Inflation*.

En las figuras R10, R11 y R12, se muestra el mallado obtenido. El número de nodos obtenidos fue de 1778220 y el número de elementos fue de 6268924.

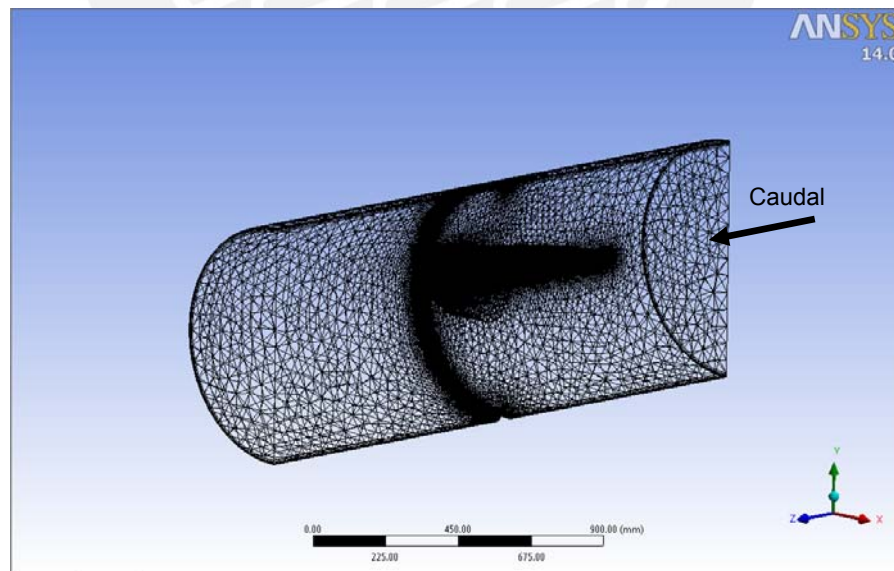


Figura R10. Vista isométrica del mallado. Nótese una mayor concentración de elementos en el disco lenteja y en el anillo asiento para poder captar mejores resultados [Material propio]

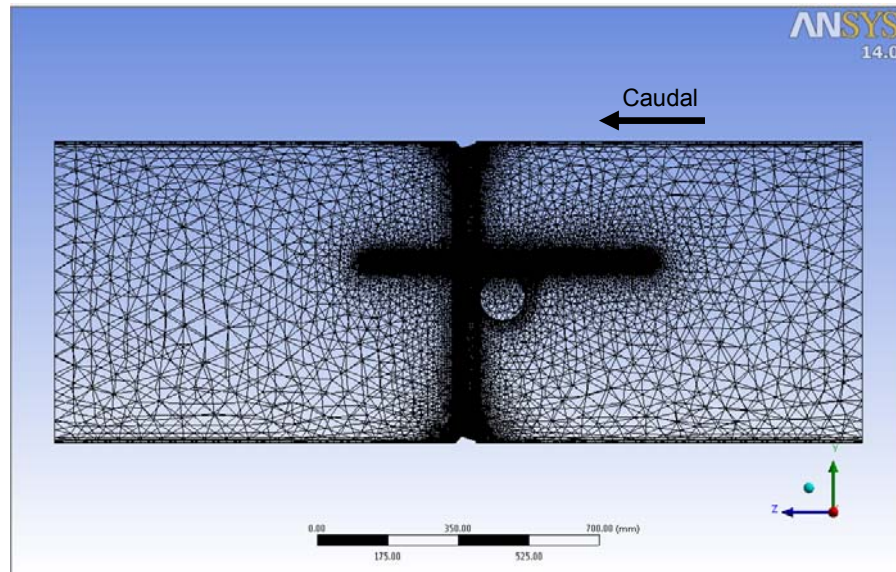


Figura R11. Vista del mallado según el plano YZ [Material propio]

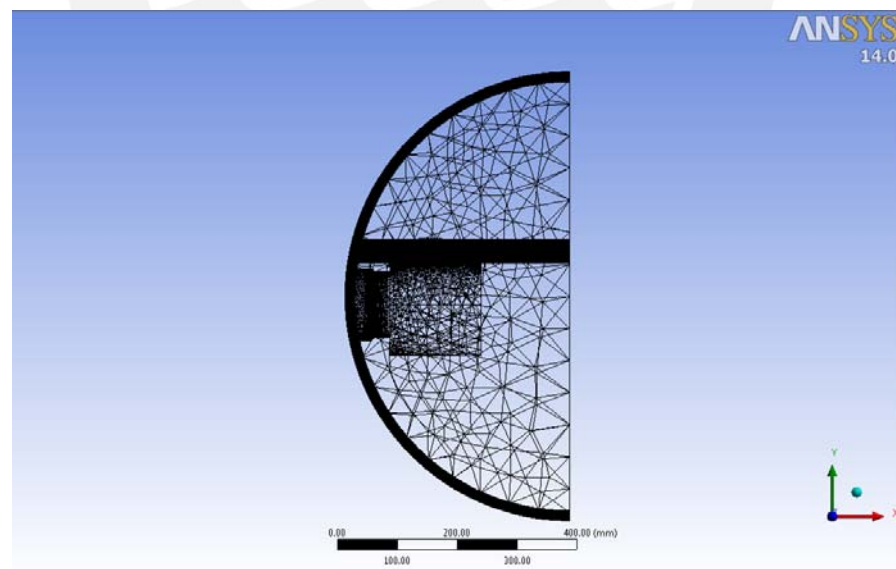


Figura R12. Vista del mallado según el plano XY [Material propio]

R4. Abrir el CFX-Pre y programar las condiciones de la simulación

Luego de terminar el mallado, se inicia el CFX-Pre. En esta etapa, se programaron las condiciones del fluido implicado, sus propiedades y otras características importantes. En resumen, se insertó la siguiente información:

- Los materiales que se simularon fueron: agua y arena. La arena se introdujo en dos partes. La primera parte de arena tenía la característica *fully coupled* (completamente acoplado) lo cual significa que el software tenía que simular los efectos de la arena sobre la fase continua (agua). La segunda parte de arena tenía la característica *one way coupled* (acoplado de una forma) lo cual significa que el software solamente tendría que simular el recorrido de cada partícula pero sin considerar que afecte a la fase continua.
- En el ingreso de la tubería, la velocidad del agua se desarrolla sobre un perfil el cual puede ser descrito mediante la ley de un séptimo de potencia (*one seventh power law*) de acuerdo a la siguiente expresión, en m/s:

$$V_t = V_{\max} \left(1 - \frac{2\sqrt{x^2 + y^2}}{d_{icu}} \right)^{\frac{1}{7}} \quad [\text{R.1}]$$

Para el caudal de 2.5 m³/s y el diámetro interno de 750mm, la velocidad máxima sería de 5.66 m/s

- La mínima concentración de sedimentos en un río de la selva es de 0.16 g/L³⁷. Como la central se instalará en una zona perteneciente a la sierra se utilizó este dato como referencia ya que la concentración de sedimentos en los ríos de la sierra es mucho menor que en los ríos de la selva. Si por la válvula pasa un caudal de agua de 2.5m³/s, entonces se podría esperar un flujo másico de sedimentos de 0.4kg/s.

³⁷ MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES. *Estudio de Navegabilidad Río Huallaga*. Consulta: 06 de agosto del 2013
< www.mtc.gob.pe/portal/transportes/acuatico/s_nosotros/Navegabilidad-Huallaga/VOLUMEN-III-Hidrologia/Hidrolog%C3%ADa%20e%20Hidr%C3%A1ulica%20Fluvial%20-%20Informe%20Final.pdf>

- El flujo másico de arena simulado bajo la modalidad de *fully coupled* ha sido de 0.1kg/s. El flujo másico de arena simulado bajo la modalidad de *one way coupled* ha sido de 0.3kg/s. Para la determinación de los tamaños de granos de arena y su dureza, se utilizó la información proporcionada en el documento tutorial del ANSYS CFX³⁸
- Para cada una de las regiones creadas en el proceso de mallado, se debe crear una frontera con el mismo nombre.
- La temperatura de referencia es 18°C y la presión de referencia es de 8.82 psi³⁹ (se refiere a la presión atmosférica a 4000 m.s.n.m). La presión relativa en la frontera *Outlet* debe ser de 3.4 bar lo cual corresponde con el salto neto de la central.
- El modelo de turbulencia elegido es el método k-Epsilon y el modelo para simular las trayectorias de las partícula de arena es el método de arrastre Schiller Naumann.

R5. Resolver la simulación en el CFX-Solver y procesar los resultados en el CFX-Post

Luego de terminar con la programación, se debe resolver la simulación por lo que se inició el CFX-Solver. En las figuras R13 y R14 se muestran las interfaces de administrador del CFX-Solver las que muestran las historias de convergencia de la simulación.

³⁸ ANSYS CORPORATION. *Customer Portal*. Consulta: 06 de agosto del 2013
<www1.ansys.com/customer/content/documentation/130/cfx_tutr.pdf>

³⁹ MATAIX, Claudio. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. 2da edición. México D.F : Harla S.A De C.V., 1982.

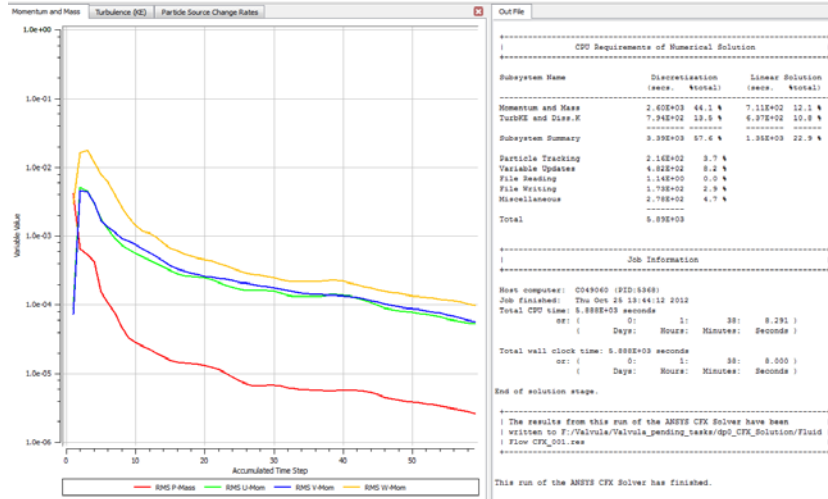


Figura R13. Interfaz del CFX-Solver mostrando el historial de convergencia de las velocidades del fluido [Material propio]



Figura R14. Interfaz del CFX-Solver mostrando el historial de convergencia de la turbulencia del fluido [Material propio]

Para poder procesar los resultados, se inició el CFX-Post y se introdujeron líneas de corriente ó *streamlines* para estudiar las variaciones de presión y velocidad en la fase continua (agua) y las tasas de erosión en el disco lenteja y en las paredes. Se ha trabajado con un total de 150 líneas de corriente.

Primero se visualizará la variación de presión a lo largo de las líneas de corriente. De acuerdo a lo mostrado en las figuras R15 y R16, se observa una caída de presión del fluido cuando pasa a través de la válvula y que la zona comprendida entre el eje del disco lenteja y el anillo asiento es la que presenta la mayor caída de presión.

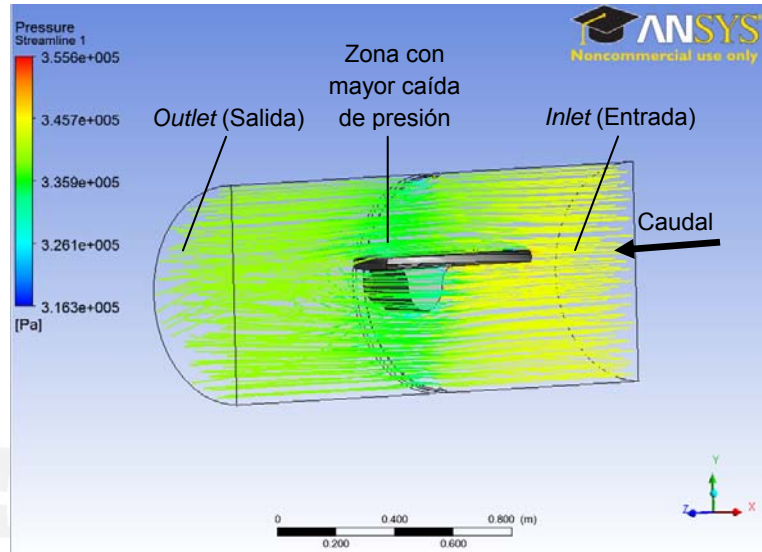


Figura R15. Vista isométrica de las líneas de corriente mostrando la variación de presión a lo largo de las mismas [Material propio]

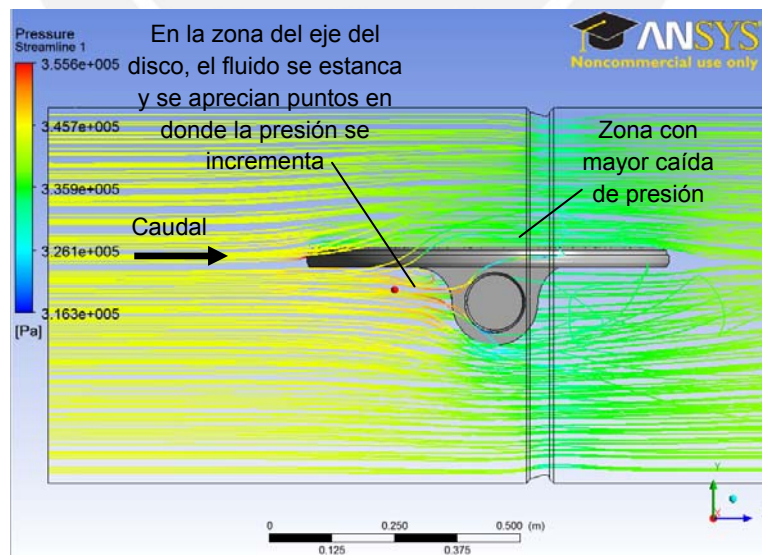


Figura R16. Vista en el plano YZ de las líneas de corriente mostrando la variación de presión a lo largo de las mismas [Material propio]

Para la temperatura de referencia (10°C), la presión de vapor del agua es de 1230 Pa^{40} . Como la mínima presión en la válvula es de 316300 Pa , entonces no ocurrirá la cavitación del agua. Cabe indicar que la válvula trabajará principalmente en esta posición por lo que resulta beneficioso comprobar que no existirá cavitación al interior de la misma.

Ahora, se visualizará la variación de velocidad a lo largo de las líneas de corriente. De acuerdo a lo mostrado en las figuras O17 y O18, se observa un aumento de velocidad del fluido en la zona comprendida entre el eje del disco lenteja y el anillo asiento.

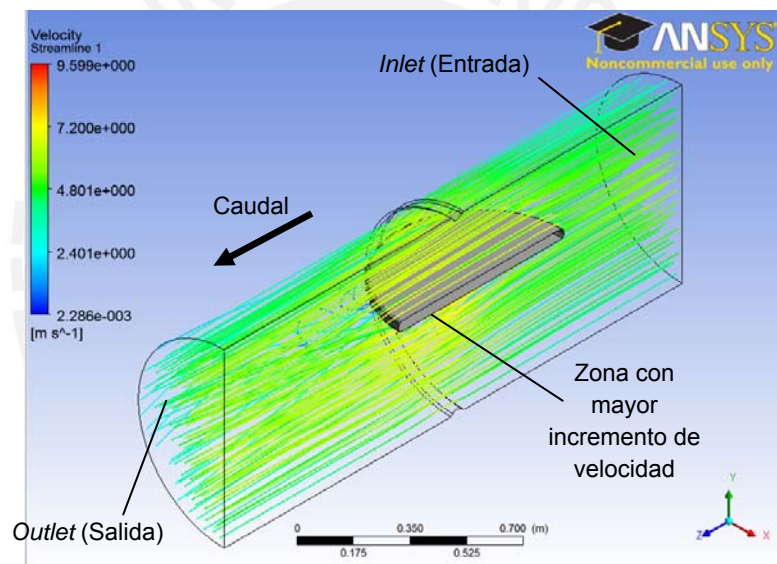


Figura O17. Vista isométrica de las líneas de corriente mostrando la variación de velocidad a lo largo de las mismas [Material propio]

⁴⁰ MATAIX, Claudio. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. 2da edición. México D.F : Harla S.A De C.V., 1982.

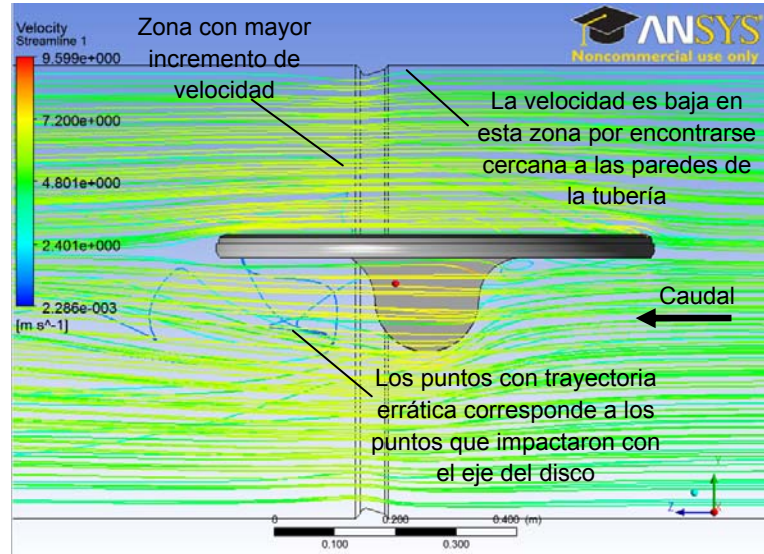


Figura O18. Vista en el plano YZ de las líneas de corriente mostrando la variación de velocidad a lo largo de las mismas [Material propio]

En las figuras O19, O20, O21 y O22 se muestra las zonas afectadas por la erosión en la lenteja. La componente que se debe analizar es la arena que se encuentra simulada bajo la modalidad *one way coupled*.

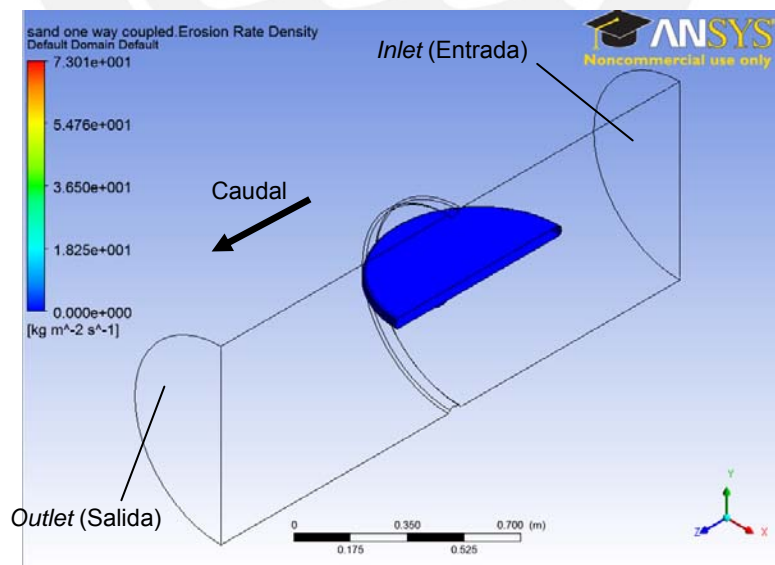


Figura O19. Vista isométrica mostrando a la superficie del disco lenteja afectada por la erosión. El máximo valor registrado de la tasa de densidad de erosión es de 73 kg/m²s. La cara plana superior de la lenteja no es afectada por la erosión [Material propio]

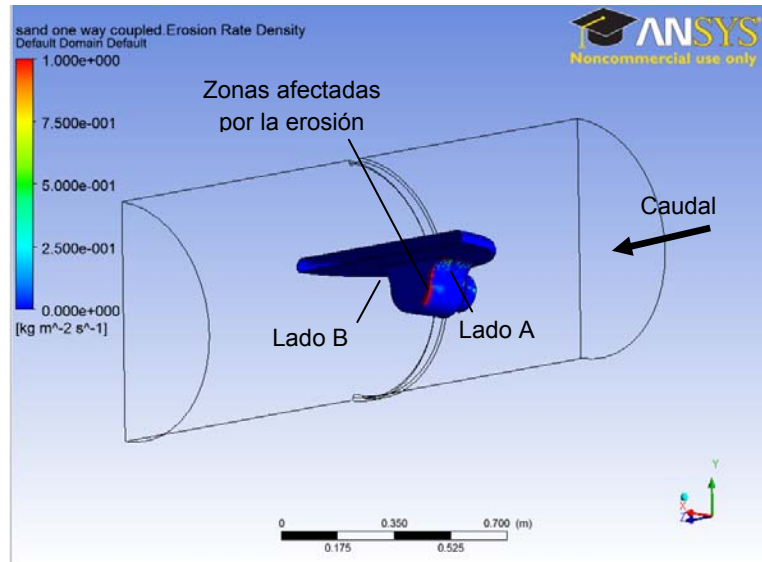


Figura O20. Vista que muestra a la superficie del disco lenteja afectada por la erosión. Se ha disminuído el rango de valores de la tasa de densidad de erosión para mejorar la visualización de colores. La cara plana inferior del disco lenteja no es afectada por la erosión [Material propio]

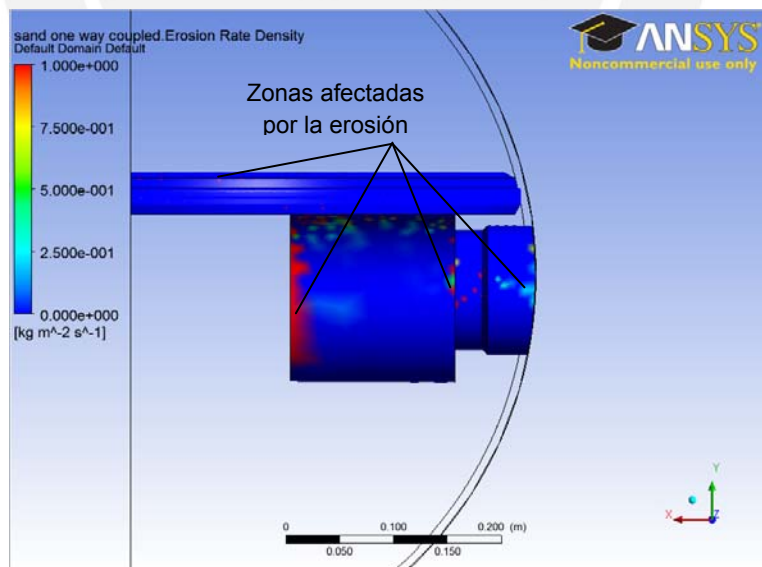


Figura O21. Vista en el plano XY del lado A, que muestra a la superficie del disco lenteja afectada por la erosión. Se ha disminuído el rango de valores de la tasa de densidad de erosión para mejorar la visualización de colores [Material propio]

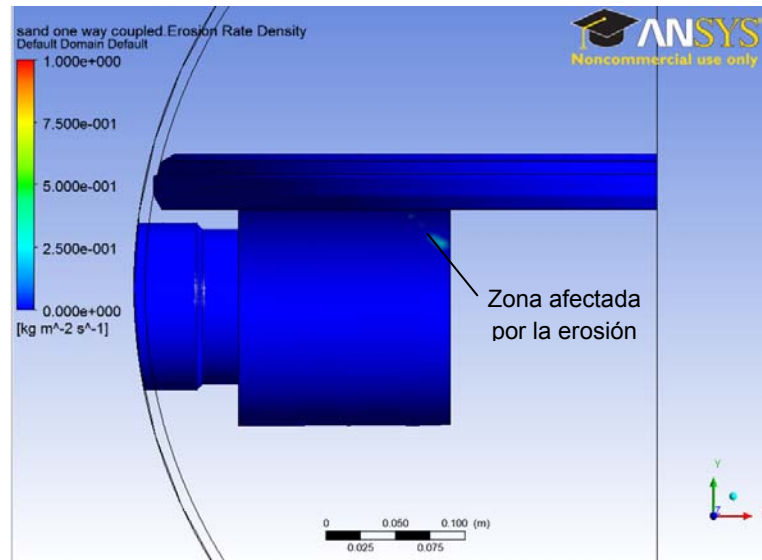


Figura O22. Vista en el plano XY del lado B, que muestra a la superficie del disco lenteja afectada por la erosión. Se ha disminuído el rango de valores de la tasa de densidad de erosión para mejorar la visualización de colores [Material propio]

En las figuras O23 y O24 se muestra las zonas afectadas por la erosión en las paredes de la tubería. La erosión se define como un esfuerzo cortante en las superficies impactadas por la arena. La componente de arena que se debe analizar es aquella bajo la modalidad *one way coupled*.

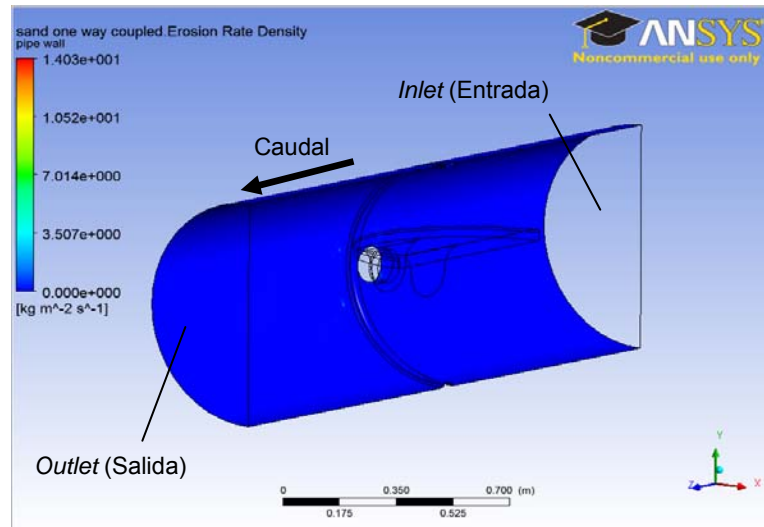


Figura O23. Vista isométrica mostrando a las superficies de tubería y anillo asiento afectadas por la erosión. El máximo valor registrado de la tasa de densidad de erosión es de 14 kg/m²s
[Material propio]

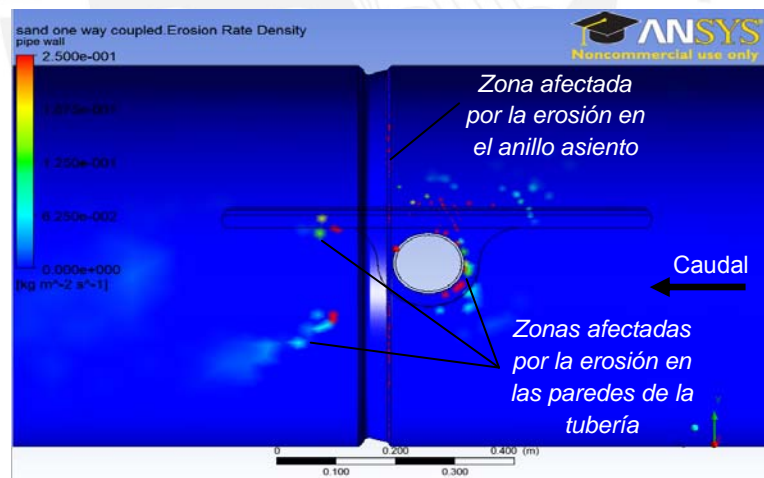


Figura O24. Vista en el plano YZ que muestra a las paredes de la tubería y el anillo asiento afectados por la erosión. Se ha disminuído el rango de valores de la tasa de densidad de erosión para mejorar la visualización de colores [Material propio]

ANEXO S. Fotografías de equipo real fabricado e instalado [Fuente: Material Propio]



S1. Vista general de la válvula de admisión manual tipo compuerta a reemplazar [Material propio]



S2. Vista del cuerpo de la nueva válvula de admisión para su posterior mecanizado [Material propio]



S3. Vista del cuerpo de la nueva válvula de admisión en el momento de su mecanizado
[Material propio]



S4. Trabajos de soldadura en taller [Material propio]



S5. Vista de la nueva válvula de admisión tipo mariposa en posición cerrada [Material propio]



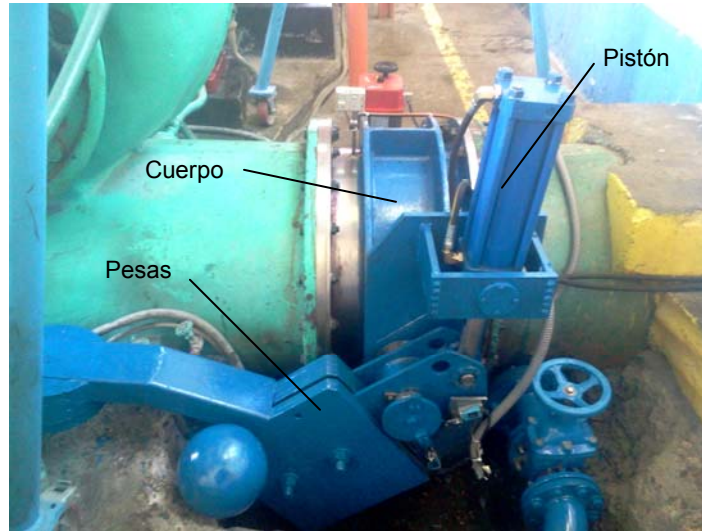
S6. Desmontaje de la antigua válvula de admisión [Material propio]



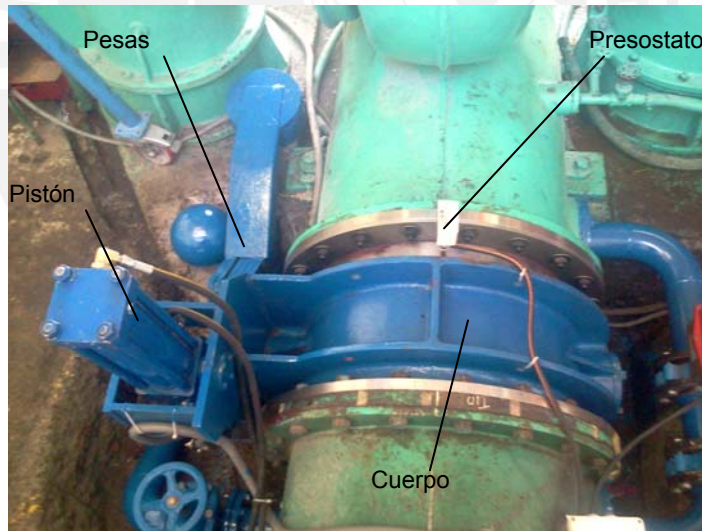
S7. Limpieza de las bridas de la tubería forzada y del caracol de la turbina [Material propio]



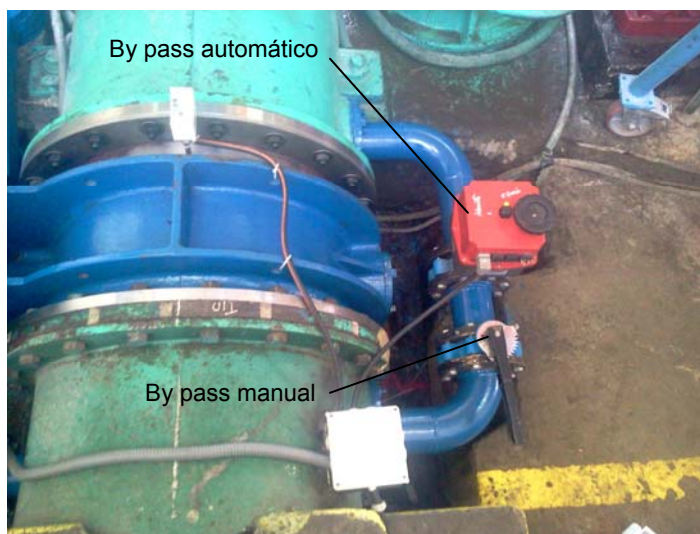
S8. Instalación de la nueva válvula de admisión tipo mariposa [Material propio]



S9. Nueva válvula de admisión instalada y operativa. Las pesas se modificaron debido al material y el espacio disponible [Material propio]



S10. Vista superior del equipo. Se aprecian algunos componentes importantes [Material propio]



S11. Vista superior del equipo. Se aprecian algunos componentes importantes [Material propio]



S12. Vista del tablero de control y la unidad de presión [Material propio]



S13.Vista de la unidad de presión con algunos componentes principales [Material propio]



ANEXO T. Cotización del proyecto según la empresa IMP Ingenieros E.I.R.L



MANTENIMIENTO DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

Señores : Universidad Católica
Atención : Luis Villarroel – Laboratorio de Energía
Fecha : 16 de Octubre del 2012

REFERENCIA: FABRICACION E INSTALACIÓN DE VÁLVULA PRINCIPAL TIPO MARIPOSA CON ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO Y AUTOMATIZACIÓN

OFERTA TÉCNICA ECONOMICA IMP0043-12

1 ALCANCE DE LA OFERTA

El alcance de nuestra oferta es el siguiente.
Fabricación e instalación de una (01) válvula principal tipo mariposa, de 750 mm de diámetro nominal, con accionamiento hidráulico y automatizado.

2.- VALIDEZ DE LA OFERTA

Nuestra oferta es válida hasta el 26 de Noviembre del 2012.

3.- PRECIOS

El precio Total del presente servicio asciende a treinta y ocho mil setecientos cuarenta y nueve con 85/100 Dólares Americanos y no incluye IGV.

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Fabricación de cuerpo de válvula según plano DSP.01	1	4200.00	4200.00
Fabricación de brida móvil de válvula según plano DSP.02	1	1550.00	1550.00
Fabricación de tope de brida móvil según plano DSP.02	1	950.00	950.00
Suministro de tornillos hexagonales M24x120	20	3.50	70.00
Suministro de arandelas planas para tornillo M24	84	0.25	21.00
Suministro de arandelas de presión para tornillo M24	44	0.25	11.17
Suministro de tuercas hexagonales M24	44	0.70	30.80
Suministro de tornillos hexagonales M24x100	20	3.50	70.00
Suministro de pistón con $\Phi_{embudo}=100mm$, Carrera=290mm	1	3000.00	3000.00
Fabricación de soporte del pistón según plano DSP.12	1	100.00	100.00
Suministro de tornillos hexagonales M8x50	10	0.15	1.50
Suministro de arandelas planas para tornillo M8	33	0.05	1.65



MANTENIMIENTO DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

Suministro de arandelas de presión para tornillo M8	33	0.01	0.33
Fabricación de pesas según plano DSP.03	9	75.00	675.00
Fabricación de brazo palanca según plano DSP.04	1	500.00	500.00
Fabricación de soportes de pesas según plano DSP.03	2	75.00	150.00
Fabricación de disco lenteja según plano DSP.05	1	2800.00	2800.00
Suministro de selo. Forma transversal según plano DSP.06	1	100.00	100.00
Fabricación de anillo de fijación según plano DSP.06	1	450.00	450.00
Suministro de tornillos cabeza socket M6x20 inoxidables	34	0.25	8.50
Suministro de arandelas de presión para tornillo M6	34	0.05	1.70
Fabricación de portacojinete lado auxiliar según plano DSP.07	1	250.00	250.00
Fabricación de cojinete lado auxiliar según plano DSP.08	1	370.00	370.00
Suministro de retenes para ejes	4	25.00	100.00
Suministro de oring de portacojinete. $\Phi_{\text{sección}}=2,6\text{mm}$, $\Phi_{\text{interno}}=116,5\text{mm}$	2	0.40	0.80
Fabricación de tubo espaciador de lenteja según plano DSP.11	2	50.00	100.00
Fabricación de eje auxiliar según plano DSP.09	1	350.00	350.00
Fabricación de portacojinete lado potencia según plano DSP.07	1	300.00	300.00
Fabricación de cojinete lado potencia según plano DSP.08	1	350.00	350.00
Fabricación de eje de potencia según plano DSP.09	1	400.00	400.00
Fabricación de pin de lenteja según plano DSP.11	3	50.00	150.00
Fabricación de tapas de pines según plano DSP.11	3	50.00	150.00
Suministro de tornillos cabeza socket M6x16 inoxidables	9	0.20	1.80
Fabricación de tapa lado auxiliar según plano DSP.10	1	150.00	150.00
Suministro de tornillos hexagonales M16x60 grado 8.8	9	0.80	7.20
Suministro de arandelas planas para tornillo M16	9	0.10	0.90
Suministro de arandelas de presión para tornillo M16	9	0.10	0.90
Suministro de retén antipolvo	1	25.00	25.00
Fabricación de tapa lado potencia según plano DSP.10	1	180.00	180.00
Fabricación de tubo espaciador de brazo según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Suministro de chaveta A 28x16x90 según DIN6885	2	50.00	100.00
Fabricación de platina de fijación según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Suministro de tornillos hexagonales	23	0.20	4.60



MANTENIMIENTO DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

M8x25 grado 8.8			
Fabricación de soporte de topes según plano DSP.13	1	120.00	120.00
Fabricación de topes de sensores según plano DSP.13	2	50.00	100.00
Fabricación de cabezal según plano DSP.12	1	150.00	150.00
Fabricación de cojinete de brazo según plano DSP.08	2	75.00	150.00
Fabricación de pin de brazo según plano DSP.12	1	100.00	1000.00
Fabricación de tapa de cojinete brazo según plano DSP.10	2	150.00	300.00
Fabricación de anillo espaciador de pistón según plano DSP.11	2	50.00	100.00
Fabricación de cojinete de pistón según plano DSP.08	2	65.00	130.00
Fabricación de tapa de cojinete pistón según plano DSP.10	2	150.00	300.00
Suministro de presostato para una presión máxima de 6.8bar	1	54.00	54.00
Suministro de oring axial de brida. $\Phi_{\text{sección}}=7\text{mm}$, $\Phi_{\text{interno}}=797.6\text{mm}$	2	25.00	50.00
Suministro de oring radial de cuerpo. $\Phi_{\text{sección}}=7\text{mm}$, $\Phi_{\text{externo}}=747.6\text{mm}$	1	25.00	25.00
Fabricación de base de eje freno según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Fabricación de eje freno según plano DSP.09	1	200.00	200.00
Suministro de cáncamo M12	1	2.00	2.00
Fabricación de soporte de sensores según plano DSP.13	1	150.00	150.00
Suministro de sensor de fin de carrera	2	8.00	16.00
Suministro de unidad de presión. $P_{\text{max}}=140\text{bar}$, Caudal=9 litros/min, Potencia=1.5kW	1	4200.00	4200.00
Suministro de tablero de control	1	350.00	350.00
Suministro de válvula by-pass automática	1	2000.00	2000.00
Suministro de válvula by-pass manual	1	30.00	30.00
Ensamble de componentes según planos ENS.01, ENS.02, ENS.03, ENS.04	1	1000.00	1000.00
Ensayo de presión	1	500.00	500.00
Pintado y embalado	1	300.00	300.00
Transporte Lima-Arequipa-Lima	1	2580.00	2580.00
Alimentación y vivienda (4 personas x 7 días)	1	800.00	800.00
Mano de obra	3	550.00	1650.00
Supervisión	1	960.00	960.00
Cableado de tableros y equipos	1	500.00	500.00
Desmontaje de válvula y equipos antiguos	1	600.00	600.00



MANTENIMIENTO DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

Montaje de nueva válvula y equipos nuevos	1	2500.00	2500.00
Pruebas y puesta en servicio	1	1000.00	1000.00
TOTAL			\$ 38,749.85

4.- CONDICIONES DE PAGO

Contra presentación de factura a 15 días, previa aprobación de su inspector designado.

5.- PLAZOS

La ejecución de los trabajos es de 80 días a partir de la emisión de la orden de compra

6.- LIMITES DEL SUMINISTRO

Nuestro suministro incluye:

- Fabricación y suministro de 01 válvula de admisión tipo mariposa de 750mm de diámetro nominal de acuerdo a planos enviados por el cliente.
- Suministro de un actuador y unidad hidráulica de acuerdo a requerimientos del cliente.
- Pruebas, instalación y puesta en servicio de la válvula de admisión, actuador y unidad hidráulica en la ciudad de Caylloma, departamento de Arequipa. Incluye transporte, herramientas, materiales, alimentación y vivienda de 03 técnicos y 01 ingeniero supervisor

7.- GARANTIA

Nuestros trabajos son garantizados durante 01 año, a partir de la fecha de realizado el trabajo, contra todo defecto de falla de la fabricación

Nuestra garantía no cubre
Los daños originados por mal montaje.

La aceptación de nuestra Propuesta Técnico – Económica, será mediante Orden de Servicio dirigido a IMP INGENIEROS E.I.R.L., RUC 20537969823, atención Ing. Alejandro Cerrón, Telefonos 4971900; Celular 999-798-894 RPM #580469, RPC 989308625, o mail: ventas@impingenieros ; impingenieros@terra.com
RUC

Sin otro particular y a la espera de ser favorecidos con nuestra propuesta aprovecho la oportunidad para saludarlo muy atentamente.



IMP
INGENIEROS
Ing. Alejandro Cerrón Reymundo
Dpto. Ingeniería y Mantenimiento

ANEXO U. Cotización del proyecto según la empresa CyM Asociados



Señores:

Pontificia Universidad Católica del Perú – Sección Ingeniería Mecánica

Atención : Ing. Luis Villarroel Quinde
Laboratorio de Energía

Fecha : 15 de Octubre del 2012

REFERENCIA: **FABRICACIÓN E INSTALACIÓN DE UNA VÁLVULA DE ADMISIÓN TIPO MARIPOSA DE DIÁMETRO NOMINAL DE 750mm CON ACTUADOR Y UNIDAD HIDRÁULICA**

OFERTA TÉCNICA ECONÓMICA N° CM0245-12

1.- ALCANCE DE LA OFERTA

El alcance de nuestra oferta es por lo siguiente

- Fabricación y suministro de 01 válvula de admisión tipo mariposa de 750mm de diámetro nominal de acuerdo a planos enviados por el cliente.
- Suministro de un actuador y unidad hidráulica de acuerdo a requerimientos del cliente.
- Pruebas, instalación y puesta en servicio de la válvula de admisión, actuador y unidad hidráulica en la ciudad de Caylloma, departamento de Arequipa. Incluye transporte, herramientas, materiales, alimentación y vivienda de 03 técnicos y 01 ingeniero supervisor.
- Nuestra oferta económica es a todo costo.



**ASOCIADOS
INDUSTRIALES**

ESPECIALISTAS EN CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

AV. NICOLÁS AYLLÓN N° 2212 - CHACLACAYO TEL.F./ FAX: (511) 358-4552 / CEL:(511) 9667-4026 - LIMA 15

2.- VALIDEZ DE LA OFERTA

Nuestra oferta es valida hasta el 15 de Noviembre del 2012

3.- PRECIOS

El precio Total del presente servicio asciende a Cuarenta y Seis Mil Sesenta con 53/100 Dólares Americanos y no incluye IGV.

DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Fabricación de cuerpo de válvula según plano DSP.01	1	3800.00	3800.00
Fabricación de brida móvil de válvula según plano DSP.02	1	1600.00	1600.00
Fabricación de tope de brida móvil según plano DSP.02	1	1000.00	1000.00
Suministro de tornillos hexagonales M24x120	20	3.50	70.00
Suministro de arandelas planas para tornillo M24	84	0.25	21.00
Suministro de arandelas de presión para tornillo M24	44	0.25	11.00
Suministro de tuercas hexagonales M24	44	0.70	30.80
Suministro de tornillos hexagonales M24x100	20	3.50	70.00
Suministro de pistón con $\Phi_{embolo}=100\text{mm}$, Carrera=290mm	1	3250.00	3250.00
Fabricación de soporte del pistón según plano DSP.12	1	90.00	90.00
Suministro de tornillos hexagonales M8x50	10	0.15	1.50
Suministro de arandelas planas para tornillo M8	33	0.50	16.50
Suministro de arandelas de presión para tornillo M8	33	0.01	0.33
Fabricación de pesas según plano DSP.03	9	80.00	720.00
Fabricación de brazo palanca según plano DSP.04	1	650.00	650.00
Fabricación de soportes de pesas según plano DSP.03	2	70.00	140.00
Fabricación de disco lenteja según plano DSP.05	1	2650.00	2650.00
Suministro de sello. Forma transversal según plano DSP.06	1	150.00	150.00
Fabricación de anillo de fijación según plano DSP.06	1	400.00	400.00
Suministro de tornillos cabeza socket M6x20 inoxidables	34	0.25	8.50
Suministro de arandelas de presión para	34	0.05	1.70

Pag.2 de 6



**ASOCIADOS
INDUSTRIALES**

ESPECIALISTAS EN CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

AV. NICOLÁS AYLÓN N° 2212 - CHACLACAYO TEL./ FAX: (511) 358-4552 / CEL: (511) 9667-4026 - LIMA 15

tornillo M6			
Fabricación de portacojinete lado auxiliar según plano DSP.07	1	275.00	275.00
Fabricación de cojinete lado auxiliar según plano DSP.08	1	400.00	400.00
Suministro de retenes para ejes	4	35.00	140.00
Suministro de oring de portacojinete. $\Phi_{sección}=2,6mm$, $\Phi_{externo}=116,5mm$	2	0.40	0.80
Fabricación de tubo espaciador de lenteja según plano DSP.11	2	75.00	150.00
Fabricación de eje auxiliar según plano DSP.09	1	300.00	300.00
Fabricación de portacojinete lado potencia según plano DSP.07	1	325.00	325.00
Fabricación de cojinete lado potencia según plano DSP.08	1	375.00	375.00
Fabricación de eje de potencia según plano DSP.09	1	425.00	425.00
Fabricación de pin de lenteja según plano DSP.11	3	75.00	225.00
Fabricación de tapas de pines según plano DSP.11	3	80.00	240.00
Suministro de tornillos cabeza socket M6x16 inoxidables	9	0.20	1.80
Fabricación de tapa lado auxiliar según plano DSP.10	1	160.00	160.00
Suministro de tornillos hexagonales M16x60 grado 8.8	9	0.80	7.20
Suministro de arandelas planas para tornillo M16	9	0.10	0.90
Suministro de arandelas de presión para tornillo M16	9	0.10	0.90
Suministro de retén antipolvo	1	20.00	20.00
Fabricación de tapa lado potencia según plano DSP.10	1	150.00	150.00
Fabricación de tubo espaciador de brazo según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Suministro de chaveta A 28x16x90 según DIN6885	2	50.00	100.00
Fabricación de platina de fijación según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Suministro de tornillos hexagonales M8x25 grado 8.8	23	0.20	4.60
Fabricación de soporte de topes según plano DSP.13	1	100.00	100.00
Fabricación de topes de sensores según plano DSP.13	2	50.00	100.00
Fabricación de cabezal según plano DSP.12	1	125.00	125.00
Fabricación de cojinete de brazo según plano DSP.08	2	70.00	140.00
Fabricación de pin de brazo según plano DSP.12	1	90.00	90.00
Fabricación de tapa de cojinete brazo según plano DSP.10	2	150.00	300.00



**ASOCIADOS
INDUSTRIALES**

ESPECIALISTAS EN CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

AV. NICOLÁS AYLLÓN N° 2212 - CHACLACAYO TEL/FAX: (511) 358-4552 / CEL:(511) 9667-4026 -- LIMA 15

Fabricación de anillo espaciador de pistón según plano DSP.11	2	70.00	140.00
Fabricación de cojinete de pistón según plano DSP.08	2	70.00	140.00
Fabricación de tapa de cojinete pistón según plano DSP.10	2	160.00	320.00
Suministro de presostato para una presión máxima de 6.8bar	1	50.00	50.00
Suministro de oring axial de brida. $\Phi_{sección}=7\text{mm}$, $\Phi_{interno}=797.6\text{mm}$	2	30.00	60.00
Suministro de oring radial de cuerpo. $\Phi_{sección}=7\text{mm}$, $\Phi_{interno}=747.6\text{mm}$	1	30.00	30.00
Fabricación de base de eje freno según plano DSP.11	1	50.00	50.00
Fabricación de eje freno según plano DSP.09	1	180.00	180.00
Suministro de cáncamo M12	1	2.00	2.00
Fabricación de soporte de sensores según plano DSP.13	1	150.00	150.00
Suministro de sensor de fin de carrera	2	8.00	16.00
Suministro de unidad de presión. $P_{max}=140\text{bar}$, Caudal=9 litros/min, Potencia=1.5kW	1	4500.00	4500.00
Suministro de tablero de control	1	400.00	400.00
Suministro de válvula by-pass automática	1	2500.00	2500.00
Suministro de válvula by-pass manual	1	35.00	35.00
Ensamble de componentes según planos ENS.01, ENS.02, ENS.03, ENS.04	1	900.00	900.00
Ensayo de presión	1	600.00	600.00
Pintado y embalado	1	350.00	350.00
Transporte Lima-Arequipa-Lima	1	2800.00	2800.00
Alimentación y vivienda (4 personas x 7 días)	1	900.00	900.00
Mano de obra	3	1900.00	5700.00
Supervisión	1	1000.00	1000.00
Cableado de tableros y equipos	1	600.00	600.00
Desmontaje de válvula y equipos antiguos	1	700.00	700.00
Montaje de nueva válvula y equipos nuevos	1	3000.00	3000.00
Pruebas y puesta en servicio	1	2000.00	2000.00
TOTAL			\$46060.53

**ASOCIADOS
INDUSTRIALES**

ESPECIALISTAS EN CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

AV. NICOLÁS AYLLÓN N° 2212 - CHACLACAYO TELF./ FAX: (511) 358-4552 / CEL: (511) 9667-4026 - LIMA 15

4.- CONDICIONES DE PAGO

Contra presentación de factura, previa aprobación del inspector designado por la Pontificia Universidad Católica en un plazo no mayor de 30 días.

5.- PLAZOS

La ejecución de los trabajos se realizará en 60 días, contados a partir del día siguiente de recibida la respectiva Orden de Compra en nuestras oficinas.

6.- LIMITES DEL SUMINISTRO

Nuestro suministro incluye:

- Fabricación y suministro de 01 válvula de admisión tipo mariposa de 750mm de diámetro nominal de acuerdo a planos enviados por el cliente.
- Suministro de un actuador y unidad hidráulica de acuerdo a requerimientos del cliente.
- Pruebas, instalación y puesta en servicio de la válvula de admisión, actuador y unidad hidráulica en la ciudad de Caylloma, departamento de Arequipa. Incluye transporte, herramientas, materiales, alimentación y vivienda de 03 técnicos y 01 ingeniero supervisor.

Nuestro suministro no incluye:

- Diseño ó verificación del diseño de los componentes.

7.- GARANTÍA

Nuestros trabajos son garantizados contra todo defecto producto de la fabricación.

Nuestra garantía no cubre:

- Los daños originados por robos ó situaciones como desastres naturales, guerras y otros.



La aceptación de nuestra Propuesta Técnico – Económica, será mediante Orden de Servicio dirigido a **CM Asociados Industriales S.R. Ltda.**, atención Ing°. Eduardo Mendoza Navarro, Departamento de Logística, Teléfono / Fax: (511) 358-4552 o al e-mail: cmasociados@terra.com

Sin otro particular y a la espera de ser favorecidos con nuestra propuesta aprovecho la oportunidad para saludarlo muy atentamente.



C.M. ASOCIADOS
Ing° Eduardo Mendoza N.
Dpto. Logística