



Mejora y caracterización de banco de pruebas y bomba de piñones para fluidos viscosos.

Alberto Antonio Badel Iriarte

Informe de Prácticas académicas para optar al título de Ingeniero Mecánico otorgado por UdeA

Tutor

Pedro León Simanca, Ingeniero mecánico

Universidad de Antioquia


Facultad de Ingeniería

Pregrado en Ingeniería Mecánica

Medellín

2022

Cita	(Badel Iriarte, 2022)
Referencia	Badel Iriarte, A. (2022). <i>Mejora y caracterización de banco de pruebas y bomba de piñones para fluidos viscosos</i> [Trabajo de grado profesional]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.
Estilo APA 7 (2020)	

 CC BY NC SA



Centro de documentación de Ingeniería (CENDOI)

Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes

Decano/Director: Jesús Francisco Vargas Bonilla

Jefe departamento: Pedro León Simanca

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Introducción

Este proyecto se basa en el requerimiento de caracterizar el diseño y mejorar las condiciones de funcionamiento de un sistema de bombeo, que sea económico y sencillo de fabricar. Dicho sistema será producido en serie y es debido mejorar sus características con el fin de reducir costos de material y de operación.

Anteriormente en Imrecol sas se tenía la necesidad de realizar un plan piloto que permita el desarrollo de una línea de bombas de diferentes tamaños. Esta necesidad es debido realizarla partiendo desde el diseño de una bomba pequeña para su posterior dimensionado y escalado.

Para la caracterización, ensayos y realización del análisis de la bomba, se debe montar el sistema en un banco, que tenga caja de distribución eléctrica y que permita fijar la bomba y el motor de manera segura a una superficie horizontal. Es debido que la bomba pueda girar en ambos sentidos por lo tanto es necesario que se haga un arreglo eléctrico que permita el cambio de las fases del motor.

La bomba y su banco previos a este análisis tiene una caja de distribución con un variador de velocidad que permite la modificación de las [RPM] y el sentido de giro de la bomba. Al ser una reducción de velocidad electrónica, se da en el sistema una pérdida de potencia mecánica. Esta pérdida de potencia se traduce en un funcionamiento precario de la bomba por tanto es debido hacer ensayos en donde no se utilice el variador de velocidad. La bomba estará unida mediante un acople flexible entre los ejes para compensar así el descentrado de estos.

El banco donde están montados los componentes es principalmente una mesa que en la que va atornillado el sistema de bombeo. La tubería va montada en soportes y fijada con tornillería estándar. La sección de descarga de la bomba tiene instalado un medidor de combustible en donde se indica los litros por minuto que fluyen a través del circuito.

Para un análisis más detallado es requerido identificar la raíz de las posibles fallas de la bomba funcionando en sus ciclos de trabajo. Esto es porque en ensayos realizados previamente para este sistema se encontró problemas de funcionamiento como el bloqueo de la bomba por la aparición de corrosión, porosidades del proceso de fundición, vibraciones

mecánicas y pérdidas de succión debido al ajuste entre la carcasa de la bomba y los engranajes que allí van montados. Es por ello que se desea reducir las vibraciones mecánicas, optimizar el ajuste de la carcasa con los engranajes, analizar las condiciones hidráulicas del sistema y así entregar una mejora que se traduzca en ahorros de tiempos para la fabricación y menores gastos de recursos de la empresa.



Imagen 1- Bombas Piñones Imrecol SAS

1. Objetivos

1.2 Objetivo general: Mejora y caracterización de banco de pruebas y bomba de piñones para fluidos viscosos.

1.3 Objetivos específicos:

- 1.3.1 Análisis de sistema hidráulico.
- 1.3.2 Propuesta de selección de máquina impulsora adecuada.
- 1.3.3 Propuesta de selección de accesorios adecuados para el sistema.
- 1.3.4 Mejoramiento del diseño de piezas de la bomba, banco y dibujo de sólidos en CAD.
- 1.3.5 Dibujo de planos de las partes y ensamble.
- 1.3.6 Dibujo y montaje de prototipo de banco y bomba.
- 1.3.7 Caracterización del rendimiento de la bomba mediante toma de datos en ensayos.
- 1.3.8 Planteamiento de futuras mejoras del sistema de bombeo basado en la fundamentación de la ingeniería mecánica y la mecánica de fluidos.
- 1.3.9 Manual de usuario con características de sistema.



2. Marco teórico

En esta sección del informe se abordará los temas necesarios para fundamentar las mejoras a aplicar en el sistema de bombeo de engranajes para fluidos viscosos.

Los principales temas a abordar son:

- 3.1 Fundamentación de las bombas de engranajes.
- 3.2 Conceptos básicos de hidráulica y diseño mecánico necesarios para el desarrollo del proyecto.
- 3.3 Fundamentación de las herramientas informáticas a utilizar en el desarrollo del proyecto.
- 3.4 Problemas y diagnóstico del sistema.
- 3.5 Propuesta de Ingeniería y fundamentación de las mejoras a realizar.
- 3.6 Presupuesto.
- 3.7 Metodología y Resultados esperados.
- 3.8 Proceso de fabricación y montaje de prototipo de bomba en el banco.
- 3.9 Toma de datos y ensayos realizados.
- 3.10 Simulaciones y análisis realizados.

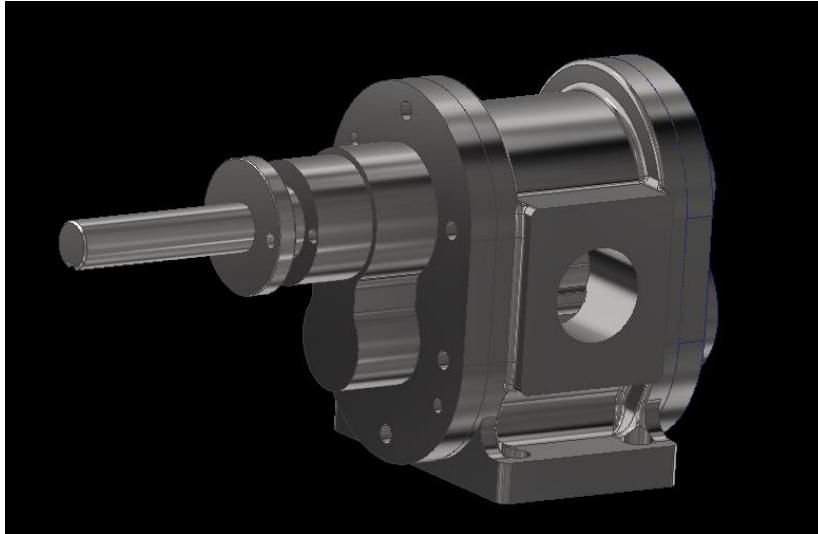


Imagen 2 - Imagen generada de la bomba en CAD

3.1 Fundamentos de bomba de engranajes

Bombas hidráulicas

La palabra bomba es un término general que designa a cualquier máquina hidráulica que añade energía a un fluido. Algunos autores llaman a las bombas dispositivos que absorben energía. El incremento en la energía hidráulica se experimenta como un aumento en la presión del fluido.

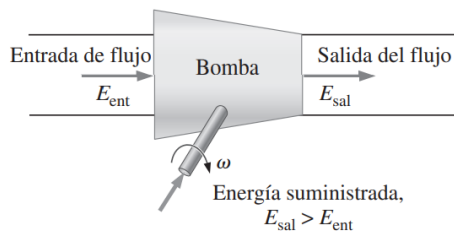


Imagen 3 - Esquema de bomba

En el caso de flujo estacionario, la ley de conservación de la masa establece que la cantidad de masa que sale de una bomba sea igual a la cantidad de masa que entra al volumen de control. Esto es en el caso de flujo incompresible.

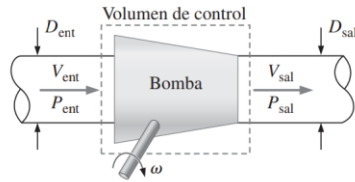


Imagen 4 - Volumen de control y condiciones entrada y salida de bomba.

El objetivo de tener una bomba es añadir energía al fluido, lo que da como resultado un incremento en la presión de este, no necesariamente un aumento en la velocidad del fluido cuando pasa por ella.

La razón del flujo de masa a través de la bomba (\dot{m}) es un parámetro fundamental para su funcionamiento. En el caso de fluidos incompresibles es más común usar un gasto volumétrico que se denomina capacidad de la bomba.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Ecuación 1 - Flujo Volumétrico

Además del rendimiento se caracteriza su carga hidrostática neta:

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{sal}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{ent}}$$

Ecuación 2 - Cabeza hidrostática neta.

Esta carga hidrostática neta es proporcional a la potencia útil, entregada al fluido. Se acostumbra a llamar a esta potencia hidráulica.

$$\dot{W}_{\text{potencia útil}} = \dot{m}gH = \rho g \dot{V}H$$

Ecuación 3 - Potencia Útil.

En la terminología de las bombas, la potencia externa que se proporciona a la bomba se denomina potencia al freno o potencia de accionamiento absorbida.

$$\text{bhp} = \dot{W}_{\text{flecha}} = \omega T_{\text{flecha}}$$

Ecuación 4 - Potencia al freno.

Donde ω (Omega) es la velocidad rotacional del eje (rad/s) y T_{flecha} es el momento de torsión o par de torsión que suministra el eje. Se define eficiencia como la relación entre la potencia útil y la potencia suministrada.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\dot{W}_{\text{potencia útil}}}{\dot{W}_{\text{flecha}}} = \frac{\dot{W}_{\text{potencia útil}}}{\text{bhp}} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\omega T_{\text{flecha}}}$$

Ecuación 5 - Eficiencia de bomba.

Curvas de rendimiento para bombas de desplazamiento positivo:

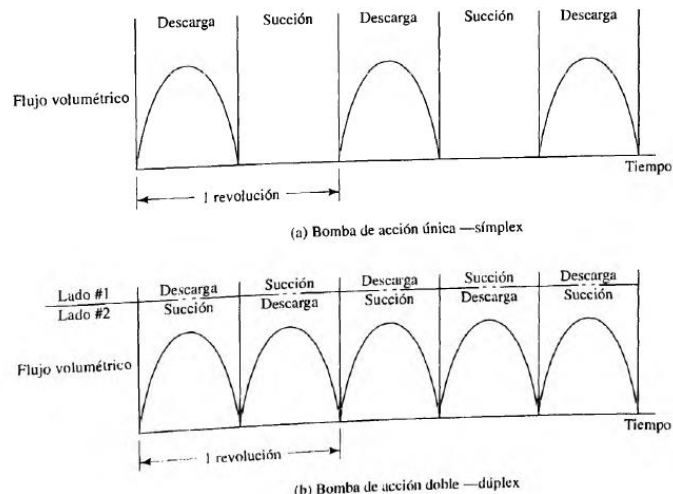


Imagen 5 – Flujo en bombas de engranajes.

En la figura se muestra un conjunto común de curvas de rendimiento para bombas rotatorias como las de engranajes. Esta es una gráfica de capacidad, eficiencia y potencia, VS la presión de la descarga. Conforme la presión se incrementa ocurre una disminución pequeña de la capacidad, debido a una fuga interna del lado de alta presión al de baja presión. Es frecuente

que esta sea insignificante. La potencia que se requiere para impulsar la bomba varía casi en forma lineal con la presión.

Así mismo, debido a los diseños de desplazamiento positivo de las bombas rotatorias, la capacidad varía de modo casi lineal con la velocidad rotativa, siempre y cuando las condiciones de succión permitan el flujo libre hacia la bomba.

FIGURA 13.9 Curvas de rendimiento para una bomba rotatoria de desplazamiento positivo.

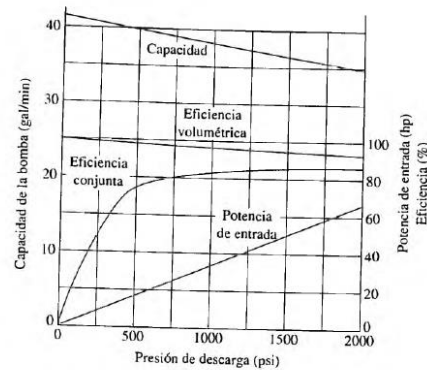


Imagen 6 – Curva de rendimiento de bombas de engranajes.

La eficiencia volumétrica es una medida de la relación del flujo volumétrico entregado por la bomba, multiplicado por la velocidad de rotación, con base en el desplazamiento por revolución de la bomba.

Por lo general esta eficiencia se encuentra en el rango de 90 a 100%, y disminuye con el aumento de la presión, proporcional a la disminución de la capacidad. La eficiencia global es una medida de la relación de la potencia transmitida al fluido a la potencia de entrada de la bomba. En esta eficiencia global está incluida la eficiencia volumétrica, la fricción mecánica de las partes móviles y las pérdidas de energía del fluido conforme se mueve a través de la bomba.

Cuando se opera en las condiciones de diseño, las bombas rotatorias de desplazamiento positivo muestran una eficiencia global que va del 80% al 90%.

Determinación de diámetro de tubería y velocidades adecuadas.

Tabla 1. Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías.

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

Imagen 7 – Velocidades de succión y descarga recomendadas.

Dicha velocidad en caso de circulación isoterma en fluidos incompresibles, viene determinada por el caudal y el diámetro de la sección interna de la conducción, y para cada fluido tiene un valor máximo que no debe ser sobrepasado, ya que puede producirse deterioro del producto por tratamiento mecánico inadecuado. Los valores aproximados que se usan en la práctica dependen del tipo de fluido que se trate, pero los más corrientes se exponen en la tabla mostrada previamente.

Las velocidades pequeñas han de ser las más utilizadas, especialmente cuando el flujo es por gravedad desde tanques elevados. (McCabe ET. McGraw-hill, Operaciones unitarias en Ingeniería Química).

Cavitación y carga neta de aspiración positiva (NPSH)

Cuando se bombean líquidos es muy probable que la presión local dentro de la bomba caiga por debajo de la presión de vapor del líquido. De esto se producen burbujas de cavitación, es decir, que el líquido hierve localmente, lo que es característico del lado de aspiración de los elementos impulsores de fluido

rotatorios de la bomba, donde ocurre la presión más baja. Estas se transportan por la bomba hasta regiones donde la presión es mayor, lo cual ocasiona el colapso rápido de las mismas. Este colapso causa ruido, vibraciones y reduce la eficiencia, dañando los componentes.

Con el fin de evitar la cavitación, es necesario tener la certeza de que la presión local en cualquier punto de la bomba es mayor a la presión de vapor, siendo especificados estos criterios en la entrada de la bomba. Es adecuado usar un parámetro de flujo llamado carga de

aspiración neta positiva – (NPSH). Este se define como la diferencia entre la carga de presión de estancamiento en la entrada de la bomba y la carga de la presión de vapor.

$$\text{NPSH} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{entrada de la bomba}} - \frac{P_v}{\rho g}$$

Ecuación 6 – NPSH

Causas probables de la cavitación en bombas de engranajes:

- Restricción en la succión de la bomba
- Filtro de succión tapado
- Bomba muy lejos del tanque
- Bomba muy arriba del nivel del tanque
- Diámetro de succión muy pequeño o con muchos codos y reducciones
- Viscosidades de fluido muy altas
- RPM muy altos
- Aceite mezclado con agua o algún solvente

Fenómeno de Aireación

Este fenómeno es cuando se mezcla aire con aceite dentro del sistema de bombeo y se origina por el aire que entra al sistema por conexiones flojas, por fugas, falta de aceite o por la agitación del aceite en el tanque. Esto produce erosión en los dientes de los engranajes y también la cavidad de la carcasa y tapas.

Algunas causas probables de la aireación en las bombas de engranes son:

- Adaptadores o tubería de succión floja
- Sello de eje de bomba defectuoso
- Tanque muy pequeño sin bafle
- Manguera de succión porosa
- Bajo nivel de aceite en el tanque

Bombas de desplazamiento positivo

En estos dispositivos el fluido de trabajo se aspira dentro de un volumen en expansión y luego se expulsa cuando ese volumen se contrae. Estas bombas de desplazamiento positivo son ideales cuando se necesita el bombeo de líquidos viscosos o mezclas, lodos o suspensiones espesas.

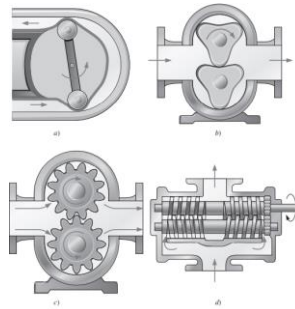


Imagen 8 –) Peristáltica – b) Lobular – c) Engranajes – d) Doble tornillo.

Bombas de Engranajes

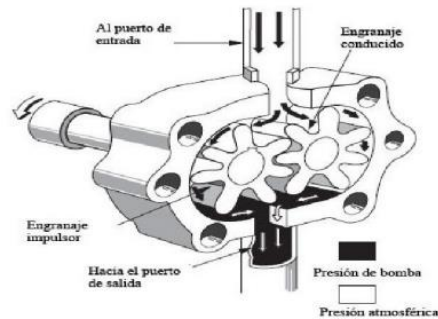


Imagen 9 –) Engranajes Externos.

La bomba de engranajes funciona por el principio de desplazamiento; un piñón es impulsado y hace girar al otro en sentido contrario. En la bomba, la cámara de admisión, por la separación de los dientes, en la relación se libera los huecos de dientes. Esta depresión provoca la aspiración del líquido desde el depósito.

Los dientes llenados transportan el líquido a lo largo de la pared de la carcasa hacia la cámara de impulsión. En la cámara los piñones que engranan transportan el líquido fuera de los dientes e impiden el retorno del líquido.

Por lo tanto, el líquido de la cámara tiene que salir hacia el receptor, el volumen del líquido suministrado por revolución se designa como volumen suministrado.

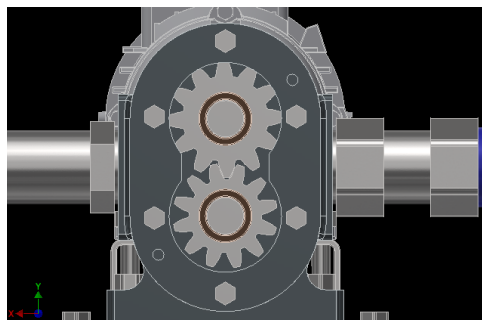


Imagen 10 – Perfil de bomba de piñones.

Las bombas de engranajes son equipos industriales que sirven para el bombeo de fluidos, principalmente los que tienen un alto grado de viscosidad, ya que guían los líquidos en los circuitos hidráulicos con un desplazamiento positivo, proporcional a la velocidad en la que giran sus engranes.

Estas bombas están conformadas por dos engranajes que están unidos, los cuales giran dentro del cuerpo del dispositivo, es decir, la cubierta de la bomba. Uno de los engranes se llama impulsor, porque gira gracias a un motor eléctrico, mientras que el otro es conocido como intermedio debido a que gira gracias al primero.

Lo que resalta de estas bombas es que son robustas de caudal fijo, ya que sus presiones de operación llegan hasta los 250 bar. Por otra parte, sus velocidades alcanzan las 6000 revoluciones por minuto.

Ventajas de las bombas de Engranajes

- Tienen alto rendimiento y durabilidad.
- Es posible trabajar con ellas en altas temperaturas.
- Son adecuadas para el transporte de fluidos de altas viscosidades.

Esta máquina tiene dos rotores. En ella el desplazamiento D , o volumen desplazado por revolución es:

$D = (A)(b)(2)(z)$ Esta ecuación da unidades de $[m^3]$ (Sistema internacional)

A = área del espacio ocupado por un diente, $[m^2]$

b = Altura del diente, $[m]$

Z = Número de dientes del engranaje

El caudal útil de la bomba será (En unidades $[m^3/s]$):

$$Q_v = \frac{D * n}{60}$$

n = Revoluciones por minuto

3.2 Diseño de engranajes

Tipos de Engranajes

Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

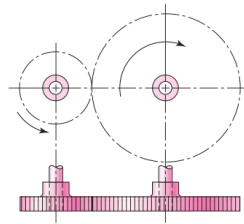


Imagen 11 -Engranajes Rectos esquema

Nomenclatura de los dientes:

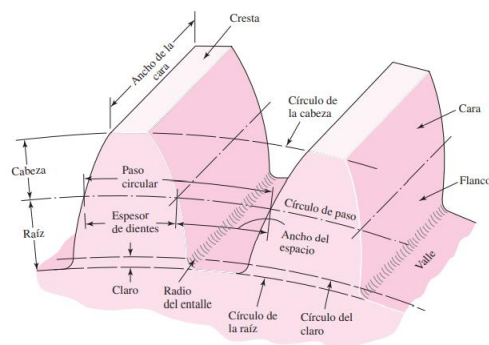


Imagen 12 - Nomenclatura de diente

El módulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades SI.

El paso diametral P está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza sólo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

La cabeza a se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso. La raíz b equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La altura, o profundidad total h , es la suma de la cabeza y la raíz.

El círculo del claro es un círculo tangente al círculo de la raíz del engrane acoplado. El claro c está dado por la cantidad por la que la raíz en un engrane dado excede la cabeza de su engrane acoplado. El huelgo se determina mediante la cantidad por la cual el ancho del espacio de un diente excede el grosor o espesor del diente de acoplamiento medido en los círculos de paso.

$$P = \frac{N}{d}$$

$$m = \frac{d}{N}$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m$$

$$pP = \pi$$

donde P = paso diametral, dientes por pulgada

N = número de dientes

d = diámetro de paso, pulg

m = módulo, mm

d = diámetro de paso, mm

p = paso circular

Imagen 13 - Relaciones Paso y módulo

Sistemas de Dientes:

Un sistema de dientes es una norma que especifica las relaciones que implican la cabeza, la raíz, la profundidad de trabajo, el espesor del diente y el ángulo de presión. Al principio, las normas se planearon para posibilitar el intercambio de engranes con cualquier número de dientes, pero con el mismo ángulo de presión y paso.

Sistema de dientes	Ángulo de presión ϕ , grados	Cabeza a	Raíz b
Profundidad total	20	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	25	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
Dientes recortados	20	$0.8/P_d$ o bien $0.8m$	$1/P_d$ o bien $1m$

Imagen 14 - Estándar común para dientes rectos

Paso diametral

Basto	$2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16$
Fino	$20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200$

Módulos

Preferidos	$1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50$
Siguiente elección	$1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45$

Imagen 15 - Tamaños de dientes de uso general

Fuerzas en Engranajes Rectos

Diagramas de cuerpo libre de las fuerzas y momentos que actúan sobre dos engranes de un tren de engranes sencillo.

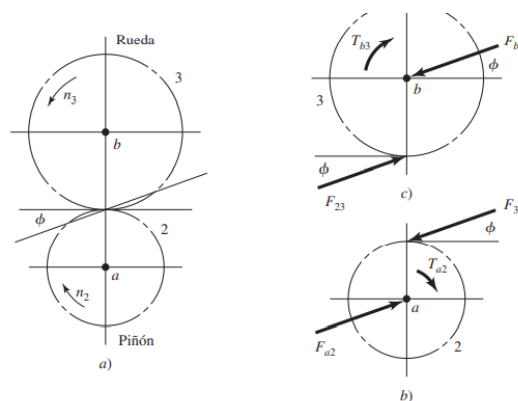


Imagen 16- Cuerpo Libre de piñón recto

Mientras que se puede hacer uso de cualquier unidad en esta ecuación, las unidades de la potencia resultante dependerá evidentemente de las unidades de los otros parámetros. A menudo será deseable trabajar con la potencia ya sea en caballos de fuerza (hp) o bien en kilovatios (kilowatts), y se deben emplear los factores de conversión apropiados.

Debido a que los engranes acoplados son razonablemente eficaces, teóricamente con pérdidas alrededor del 2%, la potencia generalmente se trata como una constante a través del acoplamiento. En consecuencia, con un par de engranes acoplados se proporcionará la misma potencia sin tener en cuenta cuál engrane se utilice para d y ω .

A menudo, los datos de engranes se tabulan mediante la velocidad de la línea de paso, que es la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso; así, $V = (d/2)\omega$. Cuando se hace la conversión a las unidades acostumbradas se tiene que:

$$V = \pi dn/12$$

donde V = velocidad de la línea de paso, pie/min

d = diámetro del engrane, pulg

n = velocidad del engrane, rpm

Imagen 17- Velocidades lineales.

Muchos problemas de diseño de engranes especifican la potencia y la velocidad, de modo que será conveniente resolver la ecuación para W_t . Con la velocidad de línea de paso y los apropiados factores de conversión incorporados, la ecuación puede reacomodarse y expresarse en las unidades acostumbradas como:

$$W_t = 33\,000 \frac{H}{V}$$

donde W_t = carga transmitida, lbf

H = potencia, hp

V = velocidad de la línea de paso, pie/min

La correspondiente ecuación en el SI es

$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi dn}$$

donde W_t = carga transmitida, kN

H = potencia, kW

d = diámetro del engrane, mm

n = velocidad, rpm

Imagen 18 - Cálculo de cargas en engranajes rectos

Catálogo de prototipo de bombas de piñones (Marca Steimfel)

Pump capacities																	
Pump size	Pump capacity Rated power	Pressure p (bar) at rotational speed n = 500 1/min					Pressure p (bar) at rotational speed n = 700 1/min					Pressure p (bar) at rotational speed n = 950 1/min					Pump capacity cm³/hr
		2	4	6	8	10	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10	
T 0-36	l/min	7,0	6,7	6,5	6,2	6,0	10,0	9,5	9,0	8,5	8,0	13,5	13,0	12,5	12,0	11,5	15
	NkW	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,13	0,17	0,21	0,25	0,29	0,14	0,16	0,23	0,28	0,33	
Motor 1	kW	0,25	0,25	0,25	0,37	0,37	0,25	0,25	0,37	0,37	0,37	0,25	0,25	0,37	0,37	0,55	
T 1-60	l/min	12,5	11,5	11,0	10,5	10,0	16,5	16,0	15,5	15,0	14,5	23,0	22,0	21,0	20,0	19,0	25
	NkW	0,15	0,19	0,24	0,29	0,33	0,15	0,20	0,27	0,33	0,39	0,25	0,33	0,40	0,48	0,55	
Motor 1	kW	0,25	0,25	0,37	0,37	0,55	0,25	0,37	0,37	0,55	0,55	0,37	0,55	0,55	0,75	0,75	
T 2-70	l/min	19,0	18,5	18,0	17,5	17,0	26,5	26,0	25,5	25,0	24,5	36,0	35,0	34,0	33,0	32,0	40
	NkW	0,21	0,26	0,32	0,37	0,42	0,25	0,33	0,40	0,48	0,55	0,30	0,42	0,55	0,68	0,80	
Motor 1	kW	0,37	0,37	0,55	0,55	0,55	0,37	0,55	0,55	0,75	0,75	0,55	0,55	0,75	1,1	1,1	
T 3-80	l/min	29	28	27	26	25	40	39	38	37	35	55	54	53	52	51	60
	NkW	0,26	0,36	0,44	0,53	0,63	0,40	0,55	0,70	0,85	1,0	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	
Motor 1	kW	0,37	0,55	0,55	0,75	0,75	0,55	0,75	1,1	1,1	1,5	0,75	1,1	1,5	1,5	2,2	
T 4-95	l/min	52	51	50	49	48	72,5	71,5	70,0	68,5	67,0	98	97	95	93	91	108
	NkW	0,80	0,77	0,95	1,12	1,29	0,70	1,00	1,30	1,60	1,80	0,80	1,20	1,50	1,90	2,30	
Motor 1	kW	0,75	1,1	1,5	1,5	2,2	1,1	1,5	2,2	2,2	3	1,1	1,5	2,2	3	3	
T 5-80	l/min	66	65	64	63	62	86,5	85,5	84,0	82,5	80,5	120	124	122	120	118	135
	NkW	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,2	1,2	1,7	2,1	2,7	3,1	
Motor 1	kW	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2	1,1	1,5	2,2	3	3	1,5	2,2	3	4	4	
T 6-110	l/min	90	89	88	87	86	126	124,5	123	121,5	120	171	169	167	165	163	182
	NkW	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2	1,2	1,7	2,1	2,7	3,1	1,5	2,1	2,8	3,5	4,1	
Motor 1	kW	1,5	2,2	2,2	3	3	1,5	2,2	3	4	4	2,2	3	4	5,5	5,5	
T 8-100	l/min	123	122	121	120	119	172	171	170	169	167	234	223	230	228	226	250
	NkW	1,15	1,5	2,0	2,4	2,8	1,5	2,1	2,8	3,5	4,1	2,2	3,1	4,0	4,9	5,8	
Motor 1	kW	1,5	2,2	3	3	4	2,2	3	4	5,5	5,5	3	4	5,5	7,5	7,5	
T 8-140	l/min	180	178	176	173	170	252	249	246	242	238	342	338	334	329	323	364
	NkW	1,6	2,2	2,8	3,4	4,0	2,3	3,2	4,1	5,0	6,1	3,2	4,5	5,8	7,1	8,4	
Motor 1	kW	2,2	3	4	5,5	5,5	3	4	5,5	7,5	7,5	5,5	7,5	7,5	11	11	
T 10-120	l/min	246	242	239	234	230	344	339	334	328	322	466	460	453	445	437	500
	NkW	2,3	3,2	4,1	5,0	6,1	3,2	4,5	5,3	7,1	8,4	4,4	6,2	8,0	9,8	11,6	
Motor 1	kW	3	4	5,5	7,5	7,5	5,5	7,5	7,5	11	11	7,5	11	11	15	15	
T 10-240	l/min	496	490	483	476	468	694	686	676	666	655	942	931	917	904	889	1.000
	NkW	4,6	6,5	8,3	10,3	12,2	6,4	9,1	11,6	14,4	17,0	8,7	12,3	15,7	19,5	23,1	
Motor 1	kW	5,5	7,5	11	15	15	7,5	11	15	18,5	22	11	15	22	30	30	
T 11-240	l/min	745	735	725	715	705	1.043	1.029	1.015	1.001	987	1.415	1.396	1.377	1.356	1.340	1.500
	NkW	7,0	9,7	12,5	15,5	18,4	9,7	13,6	17,4	21,6	25,7	13,0	18,4	23,6	29,3	34,7	
Motor 1	kW	11	15	15	18,5	22	15	18,5	22	30	30	18,5	22	30	37	45	

NkW = nominal power requirement at the pump shaft related to a viscosity of 50 to 150 mm²/sec (cSt).
 The pump capacity (l/min) is related to 500, 700 and 950 1/min. It will be reduced as a function of the rated speed of the motor.
 Variation of the delivery output: ±5%.
 The pump capacity will also be reduced at a viscosity of less than 50 mm²/sec... Subject to change.

Imagen 19 – Catálogo Bombas de piñones Steimfel.

En un estudio realizado previo a este proyecto de prácticas se utilizó este catálogo como referencia para el diseño del primer prototipo de la bomba de piñones para fluidos viscosos en Imrecol SAS.

Usando este documento se pudo extraer información acerca de las proporciones de las bombas según potencia requerida y presión de funcionamiento. Con el valor de caudal suministrado por el catálogo se tuvo un referente para el diseño del prototipo de la bomba.

Posterior a ello se dimensionó los piñones rectos usando las fórmulas de desplazamiento y caudal por revolución y acercando las medidas de diente iteradas a un módulo estándar.

3.3 Sustentación de herramientas informáticas.

La razón por la cual se decidió utilizar las herramientas informáticas para los cálculos, simulaciones y dibujos en este proyecto es la velocidad para hacer iteraciones en los diseños y análisis. La ventaja del software de simulación es que ofrecen una visual de los fenómenos físicos que ocurren cuando este es utilizado.

Los programas Excel Y EES (Engineering Equation Solver) facilitan la realización de hojas de cálculo automáticas y su respectiva depuración de errores. EES ofrece también herramientas para la generación de gráficas, tablas de variables y muestra una ventana de resultados intuitiva y sencilla de manejar.

Los sólidos de la motobomba fueron digitalizados y sus planos dibujados usando los programas CAD (Autodesk Inventor y SolidWorks). En ellos se realizó los montajes digitales de banco y bomba, con los accesorios involucrados para realizar análisis de elementos finitos en Inventor y consiguiente a esto dibujar el plano de ensamble y las listas de materiales para fabricar.

3.4 Problemas y diagnóstico del sistema

Para la identificación de las fallas y los problemas que se presentan en la bomba se hace un desglosamiento y caracterización de cada uno de los subsistemas involucrados.

Haciendo referencia a las piezas correspondientes a carcasa y tapas, el principal fallo que se tiene son los defectos superficiales que poseen los productos que entrega la empresa de fundición.

Composición de fundición nodular:

- Carbono 3.2 a 3.6%
- Silicio 2.2 a 2.8%
- Manganeso 0.1 a 0.2%
- Magnesio 0.03 a 0.04%
- Fósforo 0.005 a 0.04%
- Azufre 0.005 a 0.02%
- Cobrizo <0.40%
- Restante en hierro

Imagen 20 – Composición fundición Nodular.

Fundición dúctil, también conocida como fundición nodular o fundición de grafito esferoidal es un tipo de fundición de hierro aleada con grafito que a diferencia de la mayoría de la fundición de hierro que son frágiles y quebradizas, la fundición dúctil tiene mucha más dureza y resistencia a la fatiga, debido a la inclusión de grafito en forma de nódulos.



Imagen 21 – Tapas de fundición Nodular.

Estas piezas están fabricadas en fundición nodular las cuales presentan un acabado superficial abrupto y muchas porosidades de tamaño considerable en las caras externas. Esto dificulta la unificación de las medidas finales de las piezas que, dependiendo del tamaño de la zona afectada, se debe desbastar hasta sacar todo el defecto en el centro de mecanizado. Esto genera diferencias en las medidas que fueron establecidas en los planos de la bomba.

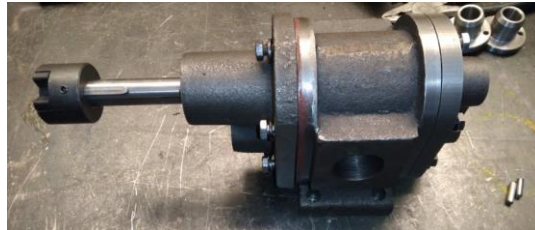


imagen 22 - Carcasa y tapas de bomba (fundición)

Algunas de estas piezas quedan muy por debajo de la medida que se había decidido utilizar, y como es muy común la aparición de defectos se sugirió la opción de cambiar de proveedor de piezas fundidas.

Se puede afirmar que generalmente el acabado y presentación final del sistema no se ve afectado por defectos de fundición ya que el desbaste mejora la superficie y luego se aplica una capa de pintura protectora que evita la corrosión externa de las tapas y carcasa.



imagen 23 - Bombas pintadas

También se consideró solicitar la producción de las piezas mediante el método de cera perdida lo cual fue descartado por ser mucho más costoso y elevaría el precio del producto por encima del nivel competitivo del mercado en que se desea distribuir.

Una situación presente al momento de la puesta en marcha de la bomba es que el variador de frecuencia que se tiene no es completamente compatible con el motor que se está utilizando. Aquí se presenta la placa del dicho motor:



Imagen 24 - Placa de motor trifásico

Esto afecta el giro del motor, limitando las revoluciones por minuto a un rango que va desde 100 a 570 rpm aproximadamente. Por fuera de este rango y con carga en la bomba no se presenta desplazamiento de fluido y se genera un ruido fuerte con vibraciones de bajas a moderadas. El bloqueo de la bomba se detecta por que el flujómetro deja de marcar una medida de litros que han circulado por la tubería hacia los tanques de descarga.

La reducción de velocidad que entrega el variador genera una pérdida de potencia respecto al valor de entrada. Esto es debido a que al ser una reducción electrónica de la velocidad

angular esta hace que se pierda gran parte del torque generado por el giro del motor. Esto se traduce en que no hay lectura significativa de presión en el manómetro ubicado en la sección de descarga del sistema; por tanto, se imposibilita un ensayo de presión que aporte valores significativos para el análisis de rendimiento. Este efecto encontrado en los ensayos también puede deberse a que el manómetro utilizado tiene un rango para valores altos de presión que no son generados en el sistema.

Para mejorar esta situación se decidió instalar una segunda caja de distribución con la que se pudiese arrancar y parar el sistema en ambos sentidos de giro a la potencia completa que entrega motor trifásico.



Imagen 25 - Inversión de giro de motor

También se tiene el inconveniente de que, al ser una bomba con piñones de aleación de acero, y al estar en contacto con el fluido de trabajo, no es recomendable hacer ensayos en el sistema que contengan agua ya que esto genera bastante corrosión en los dientes y ejes dentro de la cavidad de la bomba.

En los primeros ensayos con la bomba se generaba mucha corrosión, teniendo que forzar el eje con una llave ajustable para que pudiera desprender los residuos de corrosión. Esto dificultaba mucho el giro del eje, lo que forzaba el trabajo del motor, variador y disminuyendo el rendimiento general de la bomba.



Imagen 76 - Configuración del banco de ensayos.

Otra situación que genera problemas en el funcionamiento de la bomba de piñones es que el motor acoplado entrega un valor de velocidad de giro muy alto para el trabajo que se requiere realizar con el sistema. Por recomendación entregada por los asesores es requerido distribuir un fluido viscoso por redes de tuberías para lo cual un valor de 1800 rpm es muy elevado para llevar a cabo dicha función. Esto puede acelerar el desgaste en los componentes móviles del sistema y por tanto reducir la vida útil de la bomba considerablemente.

Previo al estudio inicial de la moto bomba se determinó que el ajuste que presentaba el diámetro exterior del piñón con respecto a la cavidad donde esta gira no era el adecuado ya que se presentaba muchos truncamientos y dificultad de giro haciendo que el funcionamiento con carga no se diera de manera suave y afectando también la toma de datos al momento de ensayar el sistema.

Al ser un sistema de dimensiones pequeñas el cálculo de la eficiencia de funcionamiento se dificulta ya que al momento de la toma de datos se presenta muchas fluctuaciones en los valores de corriente eléctrica y en los valores de caudal evacuado por la tubería. Esto se evidencia en la generación de las gráficas que relacionan las revoluciones por minuto con respecto a estas otras 2 cantidades analizadas.

La caja de distribución del variador está en una posición cercana a los tanques que almacenan el aceite. La correspondiente a la inversión de giro del motor está más aleada de los tanques, detrás de la bomba y está completamente tapada separando los breakers del ambiente de trabajo.

3.5 Propuesta de ingeniería

Para realizar una propuesta de mejora adecuada se debe partir de las condiciones iniciales a las que ha sido sometida la bomba en ensayos y los reportes entregados de los clientes a los que se les ha vendido el producto.

Actualmente se tiene reportes de que la bomba ha presentado buen rendimiento en aplicaciones como la alimentación de lubricante hacia un molino de bolas y también se sabe que se ha usado para distribuir aceites a través de una red de tuberías de diámetros cercanos a una pulgada.

El banco en donde se testeó previamente la bomba consta de un motor trifásico de 0,75 [kW] y 1800 [RPM]. Este no posee elementos de protección y por ende se debatió con los asesores si era seguro el manejo de aceites presurizados en este. Se llegó a la conclusión de que es seguro siempre que no se supere presiones de 200 [psi].

Las propuestas de mejora de esta práctica para la bomba de engranajes y su banco son las siguientes:

1. Analizar las propiedades del fluido a movilizar con el fin de optimizar y mejorar el rendimiento de la bomba.
2. Analizar cómo afecta el ajuste entre la carcasa y piñones, las pérdidas de energía y como se relaciona con la viscosidad del fluido. Esto con el fin de evaluar el actual y en su defecto proponer uno adecuado.
3. Analizar las condiciones de los materiales al contacto con el fluido de trabajo.
4. Analizar la resistencia de las piezas bajo carga de trabajo.
5. Analizar hidráulica del sistema.
6. Proponer una mejora a la configuración y número de accesorios para reducir las pérdidas del sistema.

3.6 Presupuesto

En la realización de proyecto descrito anteriormente es necesaria la cotización para compra de materiales de las piezas, incluidas la carcasa, bujes o rodamientos, ejes, piñones y demás accesorios montados. Esta cotización se realiza consultando con proveedores de materiales, a nivel local como lo son las empresas Ferro cortes, Aceros Mapa, Ferro industrial, Inge bronces, Voestalpine, entre otras.

Cabe resaltar que los recursos económicos invertidos en este proyecto cuentan de parte de Imrecol sas y los materiales e insumos requeridos son de propiedad total de dicha empresa.

Las piezas estándar como lo son rodamientos, sellos, estopas y retenedores serán cotizadas con proveedores que se encuentran ubicados en la ciudad de Medellín con el fin de evitar costos adicionales y de transporte.

Se debe resaltar que la empresa cuenta con un variador de velocidad que fue previamente utilizado para caracterizar bombas pasadas, el cual funciona correctamente al adecuarlo a las necesidades descritas para la bomba.

Los diseños de las piezas serán realizados, en gran medida, utilizando el software SolidWorks y autodesk Inventor. Estos programas son necesarios para el desarrollo del diseño debido a que reducen mucho el tiempo de dibujo y por tener gran cantidad de recursos de diseño.

3.7 Metodología y resultados esperados

Con base en las propuestas para el mejoramiento mencionadas, se desarrollará unas mejoras enfocadas en el rendimiento, la vida útil y las condiciones de trabajo a las cuales estará sometida la motobomba.

Dentro del cronograma principal que resume la metodología que se llevará a cabo se desea realizar una caracterización del montaje inicial de la bomba, motor y accesorios asociados a la tubería por la que se moverá el fluido de trabajo.

Posterior a este procedimiento se requiere ensayar el sistema con carga y variando la velocidad angular dentro del rango de funcionamiento en donde la bomba no presenta vibraciones fuertes y su flujo se da de manera parecida a un funcionamiento constante. Los ensayos pertinentes corresponden a la cuantización del rango de velocidad de giro, corriente y caudal (sin variador y luego conectando el variador).

De esta caracterización surge la información necesaria para cuantificar las pérdidas menores y mayores que se generan en la tubería, la potencia requerida y la potencia hidráulica que el fluido puede aportar al sistema para su funcionamiento. Estos cálculos hidráulicos son realizados con la ayuda del software Excel y Engineering Equation Solver.

Luego de dicha toma de datos se pasa a revisar los diseños previos de la carcasa, tapas, bujes, ejes y los engranes, correspondientes a las piezas de transmisión de potencia. Mediante procesos iterativos se evaluará los cálculos con el fin de elevar la eficiencia de funcionamiento que puede aportar el sistema y así minimizar el gasto de energía requerido.

Posterior a la toma de datos, caracterización y revisión de los diseños previos es requerido evaluar las propiedades mecánicas ante el desgaste y fatiga de las piezas de potencia. Esto se realiza aplicando la teoría del diseño en ingeniería mecánica y se hace con el fin de optimizar las propiedades y medidas de las piezas cuyo requerimiento es que tengan un buen funcionamiento bajo cargas y buena resistencia mecánica ante las condiciones de trabajo. Estos análisis de desgaste y fatiga se aplican para los ejes del reductor y los engranajes que impulsarán el fluido.

Por último, se debe realizar los respectivos análisis:

- Cálculo de caudal teórico y comparación con datos obtenidos en ensayos
- Comportamiento hidráulico de la bomba respecto a fluidos con diferentes viscosidades y densidades.
- Análisis y propuesta de ajuste adecuado según fluido estudiado.
- Perdidas Menores y mayores.
- Verificación y evaluación de la resistencia de piñones.
- Hidráulica del sistema para sugerir optimización dimensiones y accesorios utilizados.

3.8 Resultados esperados

Dentro de los resultados esperados se desea obtener un diseño de bomba estándar, cuyo funcionamiento y rendimiento, esté caracterizado y mejorado, mediante análisis de mecánica de fluidos.

Es debido utilizar un número de accesorios reducido con el fin de minimizar pérdidas de energía y reducir de ello costos de funcionamiento.

La máquina impulsora debe aportar un nivel de potencia suficiente, siendo también resistente a impactos, salpicaduras y suciedad. Este planteamiento es importante porque el ambiente de trabajo en el que se desea instalar el producto, probablemente tendrá un nivel moderado de suciedad, humedad y partículas, que deben aislarse de los subsistemas de la bomba.

Es requerido un sistema que aporte niveles de caudal, succión y presión asociados a un gasto de energía que no sea excesivo para su tamaño y configuración. Tomando la información

obtenida de las gráficas de datos de funcionamiento, se espera obtener el punto óptimo de caudal vs rpm.

Es debido obtener piezas que soporten las cargas combinadas, de manera segura y garantizar que tengan una vida útil acorde a las necesidades del fabricante.

El sistema diseñado deberá tener cierta capacidad de expansión y modificación para que se facilite su adaptabilidad a las necesidades que cada cliente tiene.

El instructivo de la bomba, que se va a ofrecer al público debe ser intuitivo y fácil de entender; Esto se hace con el fin de que la información que allí se suministra sea rápida de asimilar y no genere fatiga al utilizarse.

3.9 Proceso de fabricación y montaje

El proceso de fabricación parte de la necesidad de la empresa para hacer una bomba de engranajes que pudiese desplazar un fluido viscoso distancias de alrededor de 60 a 100 [metros] a través de una tubería que sea adecuada y cumpla con los requerimientos hidráulicos del sistema. Se requiere que se pueda mover pintura o aceite y distribuirlo a una presión relativamente baja y constante por la red de la planta o la zona a la que se instalará el sistema. El banco anteriormente mencionado debe ser rígido y en este debe estar montado la bomba a una altura específica, el motor eléctrico trifásico y la respectiva caja de control eléctrico del sistema.

El sistema de bombeo previamente fue pensado para ser controlado con un variador de frecuencia el cual permite modificar de manera fluida la velocidad angular. El variador fue ubicado en una caja de distribución la cual cuenta con un breaker que hace las veces de interruptor principal de alimentación. Estos componentes están montados en rieles norma DIN y atornillados a una pantalla metálica en la parte posterior interna de la caja. Los controladores externos son dos potenciómetros que regulan la velocidad y el sentido de giro de la bomba. En la tapa externa de la caja de distribución se tiene una pantalla en donde se muestra los valores de corriente y velocidad de giro del motor. Estos valores también pueden ser monitoreados desde la pantalla de control del variador de velocidad.



Imagen 27- Variador Bombas Piñones Imrecol SAS

La entrada de potencia de la bomba es el eje superior largo que está conectado mediante un acople flexible al eje de salida del motor trifásico. Este motor trifásico requiere una potencia de funcionamiento de 0,75 [Kw], a 1800 [RPM] de velocidad angular.



Imagen 28 - Eje de entrada Bombas Piñones Imrecol SAS

Se determinó que las tuberías de succión y de descarga del sistema tendrían diámetros respectivos de (1 ½) [pulgadas] y de (1 ¾) [pulgadas]. Estos tamaños de tubería fueron escogidos basándose en recomendaciones que surgieron de ensayos previos realizados al sistema, pero a los que no se realizó un cálculo hidráulico más detallado. En este sistema se usa tubería de acero galvanizado correspondiente a tamaños estándares cedula 40.

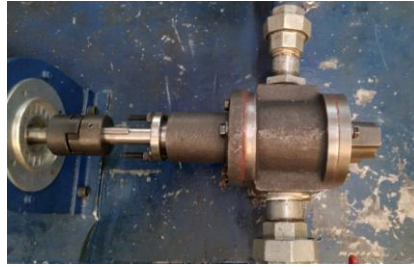


Imagen 29 - Succión y Descarga de Bomba.

El banco previamente ensamblado consta de 2 tanques abiertos a la atmosfera los cuales uno de ellos está conectado a la entrada de succión y otro conectado a la salida de descarga. Cabe resaltar que esos tanques están conectados entre ellos por lo que hay recirculación de fluido por la bomba.



imagen 30 - Tanques

A la salida de descarga de la bomba se tiene un flujómetro de combustible y un manómetro los cuales dan valores de presión, caudal y litros bombeados hacia el tanque.

Este montaje fue realizado por los operarios de la empresa con la dirección del jefe de producción de la planta. Cabe resaltar que el montaje mencionado cumple con los requerimientos básicos establecidos de funcionamiento y se tiene informes de que la bomba ha dado buenos resultados, en el banco de pruebas y en las empresas de los clientes que la han solicitado. El bombeo se da rápido y con una presión aceptable, pudiendo desplazar el fluido viscoso a través de tuberías de longitud moderada.



Imagen 31 - Tapa para eje de salida

Los componentes internos (ejes, piñones, bujes y prensa de estopa) son fabricados internamente en la empresa: Se usa acero aleado, tratado térmicamente y luego rectificado en la maquinaria interna de la planta. Los engranajes son producidos mediante un proceso de generación de dientes con fresa madre, que es seleccionada dependiendo del módulo y el ángulo de presión requerido en los dientes.



Imagen 32 - Piñones Insertados en los ejes.

Estos piñones y ejes son fabricados principalmente en aceros aleados como los AISI SAE 8620, 4140 y 4340 siendo estos bastante comerciales en la ciudad de Medellín, son relativamente económicos y presentan muy buenas propiedades mecánicas para estas aplicaciones.

Los apoyos de los ejes son 4 bujes de bronce SAE 65 fundido y centrifugado el cual es insertado con un ajuste de presión en las cajas circulares de las tapas de la bomba.



Imagen 33 - Bujes bronce SAE 65

Los ejes de la bomba son 2 espigas de una sola sección longitudinal, rectificadas y lisas en toda su extensión. El eje de entrada de la bomba tiene un chavetero al final que ayuda a transmitir la potencia del motor a la bomba.

Los piñones son insertados con ajuste de presión en los ejes. Esto se realiza enfriando las piezas con nitrógeno líquido.



Imagen 34 - Ejes enfriados

Para las uniones entre la carcasa y las tapas se usa perforaciones roscadas estándar en pulgadas ya que este tipo de tornillería es más económica y fácil de conseguir en el mercado. Las tapas cuentan con registros (pasadores lisos) que brindan una buena alineación entre tapas - carcasa y conservan el centrado de los ejes dentro de las cavidades donde giran los engranajes.



Imagen 35 - Pre - Ensamble y revisión de las partes fabricadas.

3.10 Toma de datos y ensayos realizados

- Los ensayos Llevados a cabo para la caracterización de la bomba se realizaron usando la velocidad máxima del motor en ambos sentidos de rotación y usando el rango de RPM que entregaba el variador de velocidad.



Imagen 36 – Caja de modificaciones de sentidos de giro

- Posterior a esto se conectó la caja de inversión de giro y se realizó los mismos ensayos a potencia completa.
- Los datos de flujo en [L/MIN] y la sumatoria de litros circulados desde que la bomba arranca se tomaron de un flujómetro para combustibles electrónico.



Imagen 36 – Flujómetro

- Se midió el valor de la corriente que el motor consume y el valor de rpm a la que giraba el eje principal.



Imagen 37 - Caja de variador

4 Análisis y resultados

El primer cálculo realizado fue el del caudal teórico de la bomba. Este caudal se obtuvo de usar las ecuaciones planteadas previamente en el marco.

En el programa Inventor se proyectó el perfil del diente módulo 4 y se multiplicó esta área por el valor de ancho de cara dental correspondiente a 90 [mm].

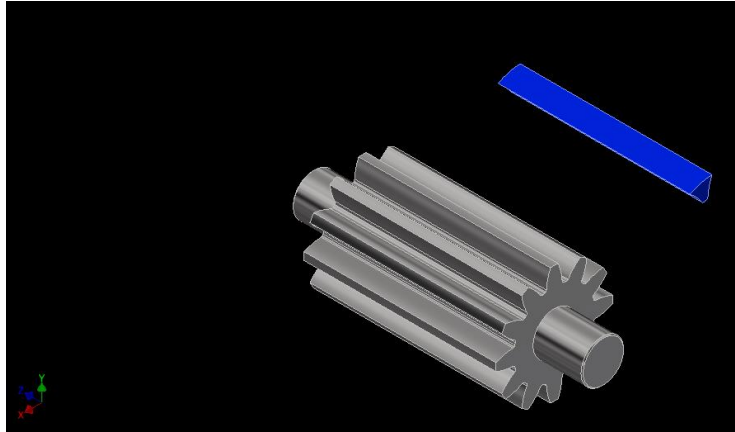


Imagen 88 - Volumen interdental Inventor

Luego se exporta las propiedades que el programa automáticamente calcula.

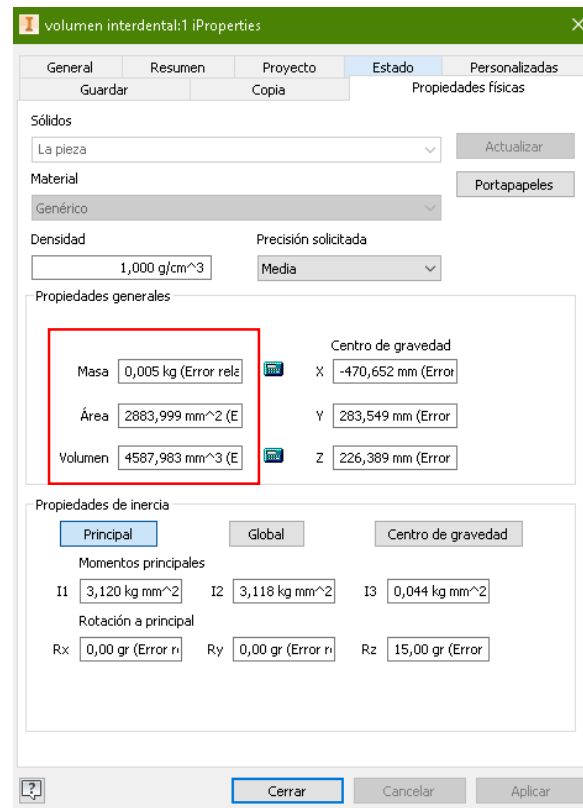


Imagen 39 - Propiedades físicas volumen interdental

Usando el programa EES para resolver las ecuaciones se obtuvo lo siguiente:

CALCULO VOLUMEN TEORICO DESPLAZADO POR REVOLUCION

$$D = V_{\text{INTERDENTm}} \cdot 2 \cdot Z$$

$$n = 1800 \text{ [rpm]}$$

$$Z = 12$$

$$V_{\text{INTERDENTmm}} = 4587,99 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$V_{\text{INTERDENTm}} = \frac{4587,99}{1, \times 10^9}$$

CAUDAL UTIL

$$QU = D \cdot \frac{n}{60}$$

$$QU_i = QU \cdot 1000$$

Imagen 40 - Ecuaciones de Caudal teórico

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$$D = 0,0001101 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$n = 1800 \text{ [rpm]}$$

$$QU = 0,003303 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$QU_i = 3,303 \text{ [l/s]}$$

$$V_{\text{INTERDENTm}} = 0,000004588 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$V_{\text{INTERDENTmm}} = 4588 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$Z = 12 \text{ [dientes]}$$

Imagen 41 - Caudal teórico (QU)

En Excel se realizó un cálculo en donde se cuantifica cuanto energía se está perdiendo en los ensayos es decir una eficiencia que relaciona el caudal teórico y los valores obtenidos promedio de los ensayos: Se resalta en rojo los valores más altos de eficiencia comparados con los valores de caudales experimentales.

CAUDAL TEORICO vs EXPERIMENTAL	SIN VARIADOR	
CALCULO DE EFICIENCIA1		
Q_UTIL_TEORICO	3,303	[l/s]
Q_UTIL_TEORICO	0,003303	[m ³ /s]
Q_EXP1	26,6	[l/min]
Q_EXP1_l/s	0,443333333	[l/s]
Q_EXP1_m3	0,000443333	[m ³ /s]
Eficiencia de caudal	13,42214149	adimensional
Q_EXP2	25,32	[l/min]
Q_EXP2_l/s	0,422	[l/s]
Q_EXP2_m3	0,000422	[m ³ /s]
Eficiencia de caudal	12,776264	adimensional
Q_EXP3	10,2	[l/min]
Q_EXP3_l/s	0,17	[l/s]
Q_EXP3_m3	0,00017	[m ³ /s]
Eficiencia de caudal	5,14003021	adimensional
Q_EXP4	8,4	[l/min]
Q_EXP4_l/s	0,14	[l/s]
Q_EXP4_m3	0,00014	[m ³ /s]
Eficiencia de caudal	4,238570996	adimensional

Imagen 42 - eficiencia de caudales.

Posterior a este primer análisis de los datos obtenidos del ensayo usando la caja de distribución que se montó para invertir el giro de la bomba, se realizó el ensayo y la toma de datos con el variador de velocidad.

	[IN]	[mm]	[m]	
DIAMETRO TUBO	1	26,64	0,02664	
RADIO TUBO	0,5	13,32	0,01332	
AREA TUBO	0,785398	557,3887925	0,000557389	[m ²]

Imagen 43 – Área Transversal de tuberías.

Para el diámetro de descarga de una pulgada se tiene un interno de fabricante de 26,64 [mm]. De lo cual se obtuvo el área de descarga resaltada en rojo.

Se introdujo en Excel los datos y se calculó una velocidad lineal promedio en el centro de la tubería:

SENTIDO	CAUDAL	CAUDAL	VELOCIDAD ANGULAR	VELOCIDAD LINEAL
HORARIO	[m ³ /s]	[l/MIN]	[rpm]	[m/s]
1	0,000185	11,1	100	0,331904772
2	0,000206667	12,4	130	0,370776502
3	0,000258333	15,5	160	0,463470627
4	0,00032	19,2	190	0,574105551
5	0,000371667	22,3	220	0,666799677
6	0,000453333	27,2	250	0,813316198
7	0,000526667	31,6	280	0,944882053
8	0,000568333	34,1	310	1,01963538
9	0,00063	37,8	340	1,130270304
10	0,000723333	43,4	370	1,297717757
11	0,000826667	49,6	400	1,483106008
12	0,000836667	50,2	430	1,501046806
13	0,000918333	55,1	460	1,647563327
14	0,001033333	62	490	1,853882509
15	0,001125	67,5	510	2,018339829
16	0,001176667	70,3	540	2,111033954
17	0,001188333	71,3	570	2,131964886
18	0,001256667	75,4	600	2,254560342

Imagen 44 – Velocidades lineales.

La siguiente gráfica muestra el comportamiento de la bomba a medida que se sube las revoluciones con el variador de velocidad:

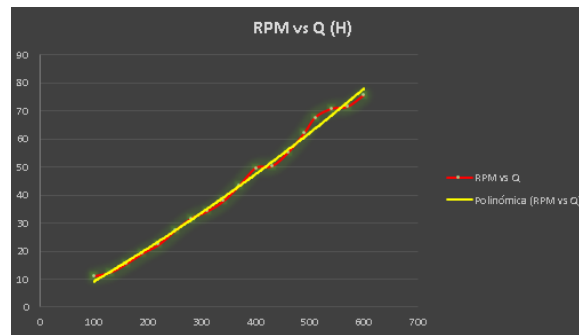


imagen 45 - Gráfico RMP VAR vs. Caudal medido

Se realizó el mismo procedimiento para cuantificar el gasto de corriente vs revoluciones por minuto:

	CORRIENTE	VELOCIDAD
	[amperios]	[rpm]
1	0,09	0
2	0,351	85
3	0,407	120
4	0,421	150
5	0,525	180
6	0,617	200
7	0,675	230
8	0,728	250
9	0,846	280
10	0,903	310
11	0,854	335
12	0,838	360
13	0,856	380
14	0,9	420
15	0,935	450
16	0,976	480
17	1,025	515
18	1,12	550
19	1,084	570
20	1,115	615
21	1,141	650
22	1,489	725

Imagen 46 - RPM vs I

En la gráfica generada se observa el comportamiento del gasto de la corriente a medida que sube los rpm:

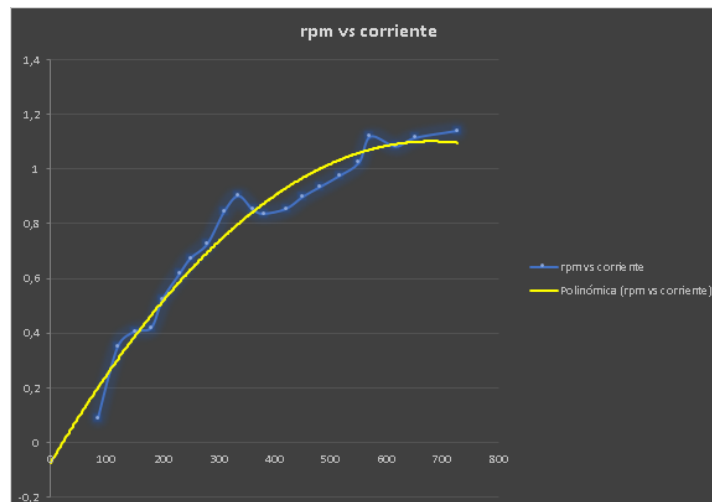


Imagen 47 - Gráfica corriente vs RPM

Se comparó la eficiencia de los caudales con el valor de rpm y se obtuvo este comportamiento:

SENTIDO	Q EXP VARIADOR	EFICIENCIA% (q_teor)	VELOCIDAD ANGULAR
HORARIO	L/MIN	QT [l/min]	[rpm]
		198,18	
1	11,1	5,600968816	100
2	12,4	6,256938137	130
3	15,5	7,821172671	160
4	19,2	9,688162277	190
5	22,3	11,25239681	220
6	27,2	13,72489656	250
7	31,6	15,94510041	280
8	34,1	17,20657988	310
9	37,8	19,07356948	340
10	43,4	21,89928348	370
11	49,6	25,02775255	400
12	50,2	25,33050762	430
13	55,1	27,80300737	460
14	62	31,28469069	490
15	67,5	34,0599455	510
16	70,6	35,62418004	540
17	71,3	35,97739429	570
18	75,4	38,04622061	600

Imagen 48 - RPM vs Eficiencia Q

Se obtuvo esta gráfica:

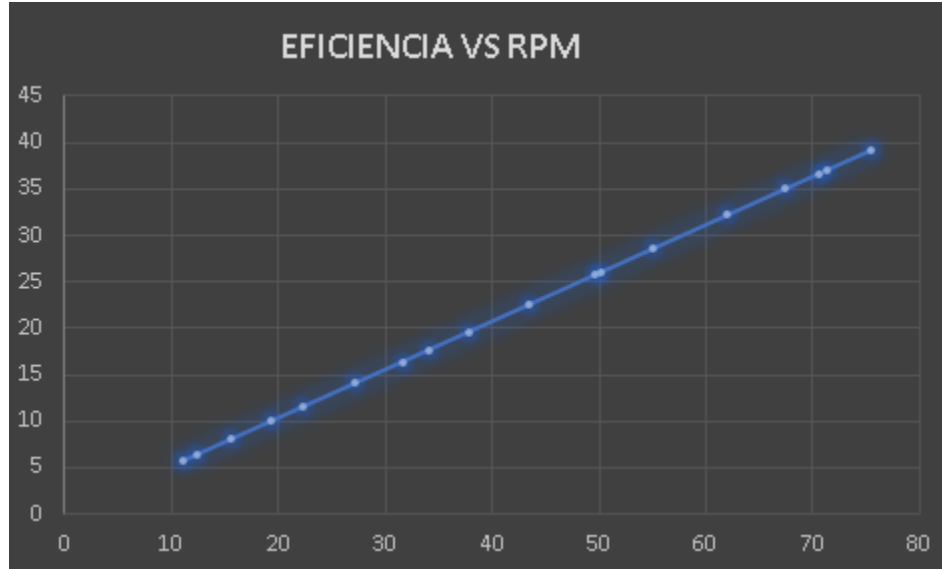


Imagen 49 - Gráfica de Eficiencia (Y) vs VEL ANGULAR(X)

El segundo análisis realizado fue en el que se evaluó el rendimiento de la bomba, variando la viscosidad dinámica y la densidad de los valores correspondientes a los siguientes fluidos:

- Agua
- Aceite de motor (lubricante no usado)
- Aceite de transmisiones (80W09)
- Aceite de transmisiones (EP 90)
- Lubricante industrial aplicación general (Sin usar)
- Lubricante Industrial aplicación general (Usado)
- Pintura Látex
- Pintura Anti oxido
- Pintura Acrílico
- Pintura Aceite

Se tiene informe de que la bomba ha sido usada para mover diversos tipos de pinturas por instalaciones de clientes. De esta información no se tiene certeza del tipo de pintura y las propiedades que estas poseen. Por lo tanto, se decidió consultar en catálogos de proveedores locales, las propiedades de los productos más comunes que ofrecían.

Las propiedades de los aceites seleccionados fueron consultadas en la web, comparando los datos de las etiquetas de tanques de aceites que son usados en la empresa con productos similares de catálogos locales.

Del libro Mecánica de fluidos – Cengel -Cimbala se obtuvo el valor nominal de rugosidad para la tubería usada (Acero galvanizado):

Valores de rugosidad de tuberías comerciales nuevas*

Material	Rugosidad ϵ	
	ft	mm
Vidrio, plástico	0 (liso)	
Concreto	0.003-0.03	0.9-9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule, alisado	0.000033	0.01
Tubería de cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

* La incertidumbre en estos valores puede ser hasta ± 60 por ciento.

Imagen 50 - Rugosidades de tuberías comerciales

Se puede afirmar que el valor del ajuste entre la carcasa y el exterior de los piñones se puede aumentar siempre y cuando se trabaje con fluidos muy viscosos. A mayores viscosidades se presenta en el software menores valores de números de Reynolds por lo que se puede afirmar que el nivel de turbulencia dentro del sistema es menor al obtenido con fluidos no viscosos.

Se introdujo los valores de densidad y viscosidad dinámica en el programa de pérdidas realizado en Engineering Equation Solver. Se iteró para generar una tabla de valores de propiedades comparadas con la potencia hidráulica, la cabeza de la bomba, la cabeza de pérdidas y la eficiencia obtenida.

Los resultados obtenidos del EES para cuantificar las pérdidas (caudal teórico y caudal experimental Max), (Fluido aceite usado para ensayos densidad = 888 kg/m^3 – Viscosidad Dinámica = 0.8374 kg/ms).

$A_{descarga} = 0,0005574 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{succion} = 0,0009649 \text{ [m}^2\text{]}$	$D_{descarga} = 0,02664 \text{ [m]}$	$D_{descarga,mm} = 26,64 \text{ [mm]}$	$D_{succion} = 0,03505 \text{ [m]}$
$D_{succion,mm} = 35,05 \text{ [mm]}$	$\epsilon = 0,00015 \text{ [m]}$	$\eta_{BM} = 0,5799$	$FF_{1B} = 0,04824$	$FF_{B2} = 0,04678$
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$\gamma_{ac} = 13734 \text{ [kg/m}^2\text{-s}^2\text{]}$	$HB = 19,18 \text{ [m]}$	$HL = 17,88 \text{ [m]}$	$HL_{1B} = 4,142 \text{ [m]}$
$HL_{B2} = 13,73 \text{ [m]}$	$HL_{mayor,1B} = 1,328 \text{ [m]}$	$HL_{mayor,B2} = 8,436 \text{ [m]}$	$HL_{menor,1B} = 2,813 \text{ [m]}$	$HL_{menor,B2} = 5,298 \text{ [m]}$
$K_{ACOPLER} = 0,08$	$K_{CODOROR} = 0,9$	$K_{ENTRADA,R} = 0,8$	$K_{FLUJOMETRO} = 0$	$K_{MANOMETRO} = 0$
$K_{TOTAL,1B} = 4,71$	$K_{TOTAL,B2} = 2,96$	$K_{T,ROSCA} = 0,9$	$K_{VALBOLA} = 0,05$	$LOG_{FF,1B} = 5,183$
$LOG_{FF,B2} = 5,344$	$L_{1B} = 1,616 \text{ [m]}$	$L_{B2} = 2,684 \text{ [m]}$	$\mu_{ACEITE} = 1,143 \text{ [kg/m}^2\text{-s)}$	$\nu_{ACEITE} = 0,0008164 \text{ [m}^2\text{/s)}$
$P1 = 0 \text{ [Pa]}$	$P2 = 0 \text{ [Pa]}$	$POT_{HD} = 669,9 \text{ [W]}$	$P_{Motor} = 1500 \text{ [W]}$	$Q = 0,003303 \text{ [m}^3\text{/s)}$
$Q_{LMIN} = 198,2 \text{ [L/min]}$	$RE_{1B} = 147 \text{ [adim]}$	$RE_{B2} = 193,4 \text{ [adim]}$	$\rho_{ac} = 1400 \text{ [kg/m}^3\text{)}$	$R_{descarga} = 0,01332 \text{ [m]}$
$R_{succion} = 0,01753 \text{ [m]}$	$T_{amb} = 20 \text{ [C]}$	$V1 = 3,423 \text{ [m/s]}$	$V2 = 5,926 \text{ [m/s]}$	$Z1 = 1,906 \text{ [m]}$
$Z2 = 2,014 \text{ [m]}$				

Imagen 51 - Datos de pérdidas respecto caudal teórico

- Los datos resaltados en azul son los resultados generados por el programa
- Los verdes son las condiciones variables iniciales con las que se realiza las iteraciones
- Los datos en gris son constantes y datos auxiliares que el programa usa para calcular las fórmulas. Con ellos no se itera dentro del programa.

$A_{descarga} = 0,0005574 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{succion} = 0,0009649 \text{ [m}^2\text{]}$	$D_{descarga} = 0,02664 \text{ [m]}$	$D_{descarga,mm} = 26,64 \text{ [mm]}$	$D_{succion} = 0,03505 \text{ [m]}$
$D_{succion,mm} = 35,05 \text{ [mm]}$	$\epsilon = 0,00015 \text{ [m]}$	$\eta_{BM} = 0,03301$	$FF_{1B} = 0,04824$	$FF_{B2} = 0,04678$
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$\gamma_{ac} = 13734 \text{ [kg/m}^2\text{-s}^2\text{]}$	$HB = 2,869 \text{ [m]}$	$HL = 2,588 \text{ [m]}$	$HL_{1B} = 0,5997 \text{ [m]}$
$HL_{B2} = 1,988 \text{ [m]}$	$HL_{mayor,1B} = 0,1923 \text{ [m]}$	$HL_{mayor,B2} = 1,221 \text{ [m]}$	$HL_{menor,1B} = 0,4073 \text{ [m]}$	$HL_{menor,B2} = 0,7671 \text{ [m]}$
$K_{ACOPLER} = 0,08$	$K_{CODOROR} = 0,9$	$K_{ENTRADA,R} = 0,8$	$K_{FLUJOMETRO} = 0$	$K_{MANOMETRO} = 0$
$K_{TOTAL,1B} = 4,71$	$K_{TOTAL,B2} = 2,96$	$K_{T,ROSCA} = 0,9$	$K_{VALBOLA} = 0,05$	$LOG_{FF,1B} = 5,183$
$LOG_{FF,B2} = 5,344$	$L_{1B} = 1,616 \text{ [m]}$	$L_{B2} = 2,684 \text{ [m]}$	$\mu_{ACEITE} = 1,143 \text{ [kg/m}^2\text{-s)}$	$\nu_{ACEITE} = 0,0008164 \text{ [m}^2\text{/s)}$
$P1 = 0 \text{ [Pa]}$	$P2 = 0 \text{ [Pa]}$	$POT_{HD} = 49,52 \text{ [W]}$	$P_{Motor} = 1500 \text{ [W]}$	$Q = 0,001257 \text{ [m}^3\text{/s)}$
$Q_{LMIN} = 75,41 \text{ [L/min]}$	$RE_{1B} = 55,92 \text{ [adim]}$	$RE_{B2} = 73,58 \text{ [adim]}$	$\rho_{ac} = 1400 \text{ [kg/m}^3\text{)}$	$R_{descarga} = 0,01332 \text{ [m]}$
$R_{succion} = 0,01753 \text{ [m]}$	$T_{amb} = 20 \text{ [C]}$	$V1 = 1,303 \text{ [m/s]}$	$V2 = 2,255 \text{ [m/s]}$	$Z1 = 1,906 \text{ [m]}$
$Z2 = 2,014 \text{ [m]}$				

Imagen 92 - Datos pérdidas caudal experimental variador.

Se realizó el proceso utilizando el caudal teórico útil obtenido de Inventor y el caudal a 600 [RPM] con el variador de velocidad. Los valores de h bomba y h perdidas se obtuvieron del modelo en EES

PROPIEDADES FLUIDOS A EVALUAR -RESPECTO CAUDAL TEORICO UTIL									
FLUIDO	T	DENSIDAD	VISC DIN	VISC CIN	CABEZA BOMBA	CABEZA PERDIDA	POT HIDRAUL	EFICIENCIA BOMBA	
	[C]	[KG/M ³]	[KG/MS]	[M ² /S]	[M]	[M]	[w]	adimensional	
198,18 [L/min]	20	999	0,001	1,001E-06	19,18	17,88	620,7	0,41	
AGUA	20	899	0,12586	0,00014	19,18	17,88	558,6	0,3724	
ACEITE (80W90)TRANSMISIONES	20	905	0,17919	0,000198	19,18	17,88	562,3	0,3749	
ACEITE (EP90) TRANSMISIONES	20	920	0,187	0,0002033	19,18	17,88	571,6	0,3811	
PINTURA ACEITE	20	860	0,2	0,0002326	19,18	17,88	534,3	0,3562	
ACEITE LUBRICANTE NUEVO PROMEDIO	20	902	0,27	0,0002993	19,18	17,88	560,4	0,3736	
ACEITE LUBRICANTE USADO PROMEDIO	20	888	0,8374	0,0009429	19,18	17,88	551,7	0,3678	
ACEITE LUBRICANTE MOTOR	20	1400	1,143	0,0008164	19,18	17,88	869,9	0,5799	
PINTURA LATEX	20	1200	1,143	0,0009525	19,18	17,88	745,6	0,4971	
PINTURA ACRILICO	20	1264	1,519	0,001201	19,18	17,88	785,4	0,5236	
GLICERINA	20	1280	2,85	0,0022266	19,18	17,88	795,3	0,5302	
PINTURA ANTIOXIDO	20								

imagen 53 - Eficiencia según propiedades de fluido. Caudal máximo teórico

PROPIEDADES FLUIDOS A EVALUAR -RESPECTO CAUDAL EXPERIMENTAL UTIL - VARIADOB									
Q = 75,41 [l/min]									
FLUIDO	T	DENSIDAD	VISC DIN	VISC CIN	CABEZA BOMBA	CABEZA PERDIDA	POT HIDRAUL	EFICIENCIA BOMBA	
	[C]	[KG/M ³]	[KG/MS]	[M ² /S]	[M]	[M]	[w]	adimensional	
AGUA	20	999	0,001	1,001E-06	2,869	2,588	35,34	0,0235	
ACEITE (80W90)TRANSMISIONES	20	899	0,12586	0,00014	2,869	2,588	31,8	0,0212	
ACEITE (EP90) TRANSMISIONES	20	905	0,17919	0,000198	2,869	2,588	32,01	0,02134	
PINTURA ACEITE	20	920	0,187	0,0002033	2,869	2,588	32,54	0,02169	
ACEITE LUBRICANTE NUEVO PROMEDIO	20	860	0,2	0,0002326	2,869	2,588	30,42	0,02028	
ACEITE LUBRICANTE USADO PROMEDIO	20	902	0,27	0,0002993	2,869	2,588	31,9	0,02127	
ACEITE LUBRICANTE MOTOR	20	888	0,8374	0,0009429	2,869	2,588	37,77	0,02054	
PINTURA LATEX	20	1400	1,143	0,0008164	2,869	2,588	49,52	0,03301	
PINTURA ACRILICO	20	1200	1,143	0,0009525	2,869	2,588	42,44	0,0283	
GLICERINA	20	1264	1,519	0,001201	2,869	2,588	44,71	0,02981	
PINTURA ANTIOXIDO	20	1280	2,85	0,0022266	2,869	2,588	45,27	0,03018	

imagen 54 - Eficiencia según propiedades de fluido. Caudal Experimental máximo

Se obtuvo las siguientes cabezas de pérdidas halladas con los programas EES está en un rango de (2,588 a 17,88 [m]). El valor máximo corresponde al hallado con referencia al caudal útil teórico.

En el último análisis realizado se asignó las velocidades de tubería recomendadas en la teoría de flujo en tuberías del libro de operaciones unitarias en química – editorial McGraw-Hill. Esto se hizo con el fin de buscar mediante ensayo y error los diámetros de tubería adecuados para el sistema planteado. Con los valores de V. de descarga = 0,6 [m/s] y V. de succión = 0,15 [m/s] se obtuvieron los siguientes resultados:

<p>A_{descarga} = 0,002095 [m²]</p> <p>D_{succión,mm} = 103,3 [mm] [4,066 [inch]]</p> <p>g = 9,81 [m/s²]</p> <p>HL_{B2} = 0,09892 [m]</p> <p>K_{ACOPLER} = 0,08</p> <p>K_{TOTAL,B2} = 4,71</p> <p>LOG_{FF,B2} = 5,344</p> <p>P1 = 0 [Pa]</p> <p>QL_{MIN} = 75,41 [L/min]</p> <p>Rsucción = 0,05164 [m]</p> <p>Z2 = 2,014 [m]</p>	<p>A_{succión} = 0,008379 [m²]</p> <p>ε = 0,00015 [m]</p> <p>γ_{ac} = 13734 [kg/m²·s²]</p> <p>HL_{mayor,1B} = 0,0008655 [m]</p> <p>K_{COPOSOR} = 0,9</p> <p>K_{TOTAL,B2} = 2,96</p> <p>L_{1B} = 1,616 [m]</p> <p>P2 = 0 [Pa]</p> <p>RE_{1B} = 18,98 [m/s]</p> <p>T_{amb} = 20 [C]</p>	<p>D_{descarga} = 0,05164 [m]</p> <p>η_{MEM} = 0,002651</p> <p>η_B = 0,2304 [m]</p> <p>HL_{mayor,B2} = 0,04461 [m]</p> <p>K_{ENTRADA,R} = 0,8</p> <p>K_{T,ROSCA} = 0,9</p> <p>L_{B2} = 2,684 [m]</p> <p>POT_{hid} = 3,977 [w]</p> <p>RE_{B2} = 37,95 [m/s]</p> <p>V1 = 0,15 [m/s]</p>	<p>D_{descarga,mm} = 51,64 [mm] [2,033 [inch]]</p> <p>FF_{1B} = 0,04824</p> <p>HL = 0,1052 [m]</p> <p>HL_{menor,1B} = 0,005401 [m]</p> <p>K_{FLUJOMETRO} = 0</p> <p>K_{VALBOLA} = 0,05</p> <p>η_{ACEITE} = 1,143 [kg/m²·s²]</p> <p>P_{Motor} = 1500 [W]</p> <p>γ_{ac} = 1400 [kg/m²·s²]</p> <p>Y2 = 0,6 [m/s]</p>	<p>D_{succión} = 0,1033 [m]</p> <p>FF_{B2} = 0,04678</p> <p>HL_{1B} = 0,006267 [m]</p> <p>HL_{menor,B2} = 0,05431 [m]</p> <p>K_{MANOMETRO} = 0</p> <p>LOG_{FF,1B} = 5,183</p> <p>η_{ACEITE} = 0,0009164 [kg/m²·s²]</p> <p>Q = 0,001257 [m³/s]</p> <p>R_{descarga} = 0,02582 [m]</p> <p>Z1 = 1,906 [m]</p>
--	--	---	---	--

imagen 55 - Eficiencia según propiedades de fluido. Caudal Experimental máximo

Los datos resaltados en amarillo corresponden a los diámetros de tuberías de succión y descarga adecuados para el sistema. Los valores corresponden a tuberías de succión de diámetro = 4 [pulgadas] y tubería de descarga de diámetro = 2 [pulgadas].

Se hizo una verificación del desgaste y la fatiga a los cuales están sometidos los engranajes. Esta se realizó usando el Código de Excel “programa de engranajes –German Osorio O”

La intencionalidad es verificar que las cargas estén dentro de los rangos seguros de funcionamiento. Se usó éste programa porque permite iterar rápidamente y corregir en poco tiempo el contacto y las cargas de los engranajes:

Ecuación de diseño por flexión de engranajes de dientes rectos			
$W_t K_o K_v K_s \frac{K_m K_B}{F_m J} \leq \frac{S_t Y_N}{S_F K_T K_R}$			
Información que es común a ambos engranajes del conjunto			
$\phi =$	20	grados	Ángulo de presión
$m =$	4	mm/diente	Módulo
Tipo de engrane=	Profundidad total AGMA		Tipo de diente
Carga en el diente=	Carga HPSTC		Tipo de carga en el diente
$H =$	0,75	kilovatios	Potencia transmitida
$S_F =$	2		Factor de seguridad
$K_s =$	1,25	K_o	Factor de sobrecarga
$Q_{v_s} =$	7		Clase de calidad del conjunto de engranes
$m_{gr} =$	1		Relación de transmisión
Duración=	15000	Lh	Horas
$Q =$	1		Numero de aplicaciones de carga por revolución
Tipo de montaje=	Medio		Características del montaje
$T_{F_s} =$	240	°F	Temperatura del lubricante
$R =$	0,99		Confabilidad
Información dada que puede ser diferente para cada engrane del conjunto			
	Piñon	Engrane	
$N_p =$	12	N_g	12
$N_g =$	1800		1800
Material =	Acero HB	Acero HB	
Grado=	Grado 1	Grado 1	
Dureza=	370 HB	370 HB	BHN
Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador			
$S_t =$	285,51	285,51	Mpa
$Y =$	0,245	Y	0,245
$J =$	0,21	J	0,21
Valores calculados usando la información anterior			
$p =$	12,566		mm
$d_{pr} =$	48,00	48,00	mm
$t_{pr} =$	10,8	10,8	mm
$h_{pr} =$	9,000		mm
$m_{gr} =$	1,200	1,200	
$K_{pr} =$	1,00	1,000	
$F =$	48		mm
$V_{pr} =$	271,4	4,5	m/min/m/s
$(V_{pr})_{max} =$	23,8		m/s
$W_{pr} =$	165,8		N
$K_{T_s} =$	1,000		
$K_{R_s} =$	1,002		
$K_{V_s} =$	1,320		
$K_S =$	1,0759	1,0759	
$K_{m_s} =$	1,600	K_{m_s}	
$N =$	1,62E+09	1,62E+09	ciclos
$Y_{N_s} =$	0,930	0,930	
$\sigma =$	12	12	Mpa
$\sigma_{permis} =$	132	132	Mpa
Condición	SEGURO	SEGURO	

Imagen 56 - Verificación por flexión

Los datos obtenidos en esta hoja de Excel corresponden a un (factor de servicio = 1,25). Dureza de material 370 HB como valor máximo, Una vida útil de 15000 [horas de funcionamiento], para un acero 8620 tratado térmicamente.

Se realizó también la correspondiente verificación por Desgaste:

Modulo10-2				
Ecuación de diseño por desgaste de engranajes rectos				
$C_P \sqrt{W_t K_o K'_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F} I} \leq \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$				
$\phi=$	20		grados	Ángulo de presión
$m=$	4	m	mm/diente	Módulo
Tipo de engrane=	Profundidad total AGMA			Tipo de diente
Carga en el diente=	Carga HPSTC			Tipo de carga en el diente
$H=$	0,75		kilovatios	Potencia transmitida
$S_H=$	1,41			Factor de seguridad
$K_o=$	1,25	Ko		Factor de sobrecarga
$Q_{v_s}=$	7			Clase de calidad del conjunto de engranes
$m_{gr}=$	1			Relación de transmisión
$C_p=$	1			Factor de condición de superficie
Duración=	15000	Lh	horas	Vida esperada
$q=$	1			Número de aplicaciones de carga por revolución
Tipo de montaje=	Medio			Características del montaje
$T_{pr}=$	240		°F	Temperatura del lubricante
$R=$	0,99			Confiabilidad
Información dada que puede ser diferente para cada engrane del conjunto				
	Piñon	Engrane		
$N_f=$	12	Np	12	dientes
$n_f=$	1800		1800	RPM
Materia=	Acero HB			Tipo de material
Grado=	Grado 1			Grado de material
Dureza=	370	HB	370	HB
$\nu=$	0,292	Ev	0,292	Ev
$E=$	207000		207000	Mpa
Valores encontrados con la información anterior e insertados por el diseñador				
$S_c=$	1021,4		1021,4	Mpa
$Y=$	0,245	Y	0,245	Y
Valores calculados usando la información anterior				
$p=$	12,566			mm
$d_{pr}=$	48,00		48,00	mm
$J=$	0,080			
$C_{pr}=$	190			(Mpa) ^{0,5}
$C_{Hn}=$	1,00		1,000	
$F=$	48			mm
$V_{pr}=$	271,4			m/min
$W_{tr}=$	165,8			N
$K_{Tn}=$	1,000			
$K_{Rn}=$	1,002			
$K'_{vn}=$	1,320			
$K_s=$	1,0759		1,0759	
$K_m=$	1,6			Km
$N=$	1,62E+09		1,62E+09	ciclos
$Z_{Nn}=$	0,890		0,890	
$\sigma_{cn}=$	302,7		302,7	Mpa
$\sigma_{c,perm}=$	641		641	Mpa
Condición	SEGURA		SEGURA	

Imagen 57 - Verificación desgaste

De estas hojas de cálculo se puede observar que La configuración usada es segura y sus cargas de funcionamiento están dentro de los rangos sugeridos.

Los piñones correspondientes al cálculo tienen las siguientes dimensiones:

DIMENSIONES DE LOS ENGRANAJES RECTOS				
	PIÑÓN	ENGRANE		
$\phi=$	20		grados	Angulo de presión
$m=$	4		mm/diente	Módulo
$N_p=$	12	12	dientes	Número de dientes
$a=$	4,00		mm	Adendo (Cabeza del diente)
$b=$	5,00		mm	Dedendo (Raíz del diente)
$h_t=$	9,00		mm	Profundidad total del diente
$d_p=$	48,0	48,0	mm	Diámetro primitivo
$d_e=$	56,0	56,0	mm	Diámetro exterior
$d_f=$	SÓLIDO	SÓLIDO	mm	Diámetro de la llanta
$n_f=$	NO BRAZOS	NO BRAZOS	brazos	Número de brazos
$F=$	48		mm	Ancho de cara
$s_f=$	SÓLIDO	SÓLIDO	mm	Espesor del alma
$r_f=$	SÓLIDO	SÓLIDO	mm	Redondeo esquinas interiores
$d=$	18	18	mm	Diámetro del eje
$D=$	26	26	mm	Diámetro del cubo
$L=$	50	50	mm	Longitud del cubo
$G_c=$	6,265	6,265	mm	Espesor cordal
$a^c=$	4,205	4,205	mm	Cabeza corregida
$C=$	48,0		mm	Distancia entre ejes

Imagen 58 - Dimensiones de Piñones Rectos

5 Conclusiones y discusiones:

- Respecto a la tolerancia entre la carcasa y el diámetro exterior de los piñones, según la literatura y web consultadas se puede afirmar que a mayor viscosidad del fluido a utilizar es posible una holgura entre carcasa y dientes más grandes que la utilizada previamente en el sistema. Siendo el ajuste previo del piñón y carcasa (0, /-0,03) y (0,02 /+0,03) respectivamente. Esto se decide también por que el sistema es utilizado para fluidos como pinturas y aceites de transmisiones comunes siendo esto sustentado por los resultados en el análisis realizado.
- Se afirma que las ayudas computacionales brindan un manejo rápido de la información. Los programas generados fueron depurados rápidamente y se muestra en ellos cantidades que ayudan a visualizar de mejor manera el comportamiento del sistema.
- Se afirma que el banco previamente no se diseñó para generación de altas presiones de funcionamiento por lo tanto no se adaptó en este un panel de seguridad y otros implementos de protección personal.
- Según los resultados obtenidos, la bomba presenta mayor rendimiento cuando se moviliza pinturas y aceites de transmisiones. Los valores obtenidos de potencia hidráulica y eficiencia para estos fueron mayores y se registró una menor pérdida de energía obtenida de los cálculos e iteraciones.
- La eficiencia de funcionamiento con el variador de velocidad aun siendo un valor pequeño es mayor a la obtenida a potencia y revoluciones nominales del motor. Eso puede afirmarse porque a 1800 rpm la turbulencia generada dentro de la cavidad de la bomba supera un valor que empieza a dificultar el transporte efectivo de fluido. Es posible que a este nivel de turbulencia se presente zonas de recirculación en las que el probablemente el fluido se estanque.
- Se concluye que el motor debe ser reemplazado por uno que ofrezca mejor compatibilidad con el variador y con las condiciones hidráulicas y de trabajo del sistema. Se recomienda para fluidos viscosos una velocidad angular de entrada de alrededor de 600 y 900 RPM. Con el motor actual se presenta un rendimiento reducido.

6 Mejoras propuestas

Los cambios propuestos para mejorar el sistema que se tiene actualmente son los siguientes:

- Se propone para el sistema analizado diámetros de 4 pulgadas para la tubería de succión y 2 pulgadas para la tubería de descarga. Como las velocidades están en el rango recomendado para fluidos viscosos, se garantiza un funcionamiento más estable del sistema evitando gran parte del desgaste de la tubería.
- Se propone un ajuste entre carcasa y piñones con valores de $(0/-0,05)$ y $(+0,06/+0,04)$ respectivamente.

Se llegó a la conclusión de que partiendo del catálogo consultado y la configuración de diente que se tiene en los engranajes un ajuste más fino en comparación con el prototipo, entre la carcasa y los piñones favorece el desplazamiento del fluido hacia la tubería de descarga.

El Angulo de presión usado en el dentado el cual tiene un valor cercano a 25° permite que la componente de la velocidad efectiva para el desplazamiento del fluido sea mayor, produciendo también un desprendimiento de fluido menos irregular y turbulento desde la capa límite.

- Para reducir las vibraciones es posible utilizar placas de caucho vulcanizado ubicadas entre las uniones de banco bomba y banco motor, así estas son absorbidas por el material, lo que se traduce en un menor desgaste de los componentes de la bomba.
- Si no se efectúa el cambio de motor se recomienda realizar una reducción mecánica de velocidad en la que se pueda disminuir el valor de velocidad angular a uno que se encuentre dentro del rango adecuado. Esta reducción puede ser de 1 etapa de engranajes helicoidales o una reducción sin fin corona.

Previamente en este sistema, la potencia de entrada es suministrada por un motor de 0,75 [kW] y 1800 RPM a 60 Hz. Gracias al estudio realizado se llegó a la conclusión de que no es recomendable una velocidad de entrada de 1800 RPM ya que disminuye la eficiencia de la bomba.

En los ensayos se encontró que el caudal disminuía a estas velocidades por que se generan zonas de recirculación en la cavidad, aumentando la turbulencia en esta y evitando que el fluido salga por la tubería de descarga.

Para efectos de potencia de entrada se decidió usar un motor de 1800 RPM, pero con una reducción de velocidad. Se sugirió usar una reducción mecánica para el sistema. Siendo esta de una etapa con una relación 3 a 1. Se tendría una velocidad de salida de aproximadamente 600 RPM, lo que sería adecuado para el desplazamiento del fluido a través de la red.

Al ser muy costosa se decide usar el variador previo o en su defecto uno que ofrezca mayor rango de control y así conservar la posibilidad de modificar la velocidad de funcionamiento.

- El punto de operación de la bomba propuesto es a un caudal de (70 A 75) [L/min] y a un rango de velocidad de giro de (510 a 600 RPM).
- Se recomienda el uso de fluidos con propiedades similares a las de (pinturas látex, acrílico, pinturas de aceites) y lubricantes con propiedades parecidas a los aceites de transmisiones, sin ser no newtonianos.) El rango de viscosidades que mejores rendimientos produce, es de (1,14 a 2,8 [kg/ms]).
- Se propone usar codos de 90 grados, acoples de tuberías y entradas de tanque con bridas ya que las roscadas generan pérdidas menores más grandes.

- Se propone usar un manómetro cuyo rango de medida sea más sensible a las presiones que se presentan al usar el sistema.
- El uso de válvulas de bola es adecuado ya que estas generan pérdidas menores reducidas en comparación con las de globo y otras configuraciones.
- Se propone perforar ranuras en el banco para ajustar, con la tornillería, el descentro del eje del motor y el de la bomba. Así se reduce las vibraciones y se conserva en cierta medida la vida útil de los componentes.
- El uso de prensa estopa en los ensayos no presentó fallas ya que el cordón grafitado utilizado selló efectivamente el eje y el agujero que atraviesa.

Previo al desarrollo del proyecto se había decidido usar en el montaje del primer ensayo, 3 cordones grafitados con prensa para garantizar el sellado del aceite dentro de la bomba. Este sello para efectos del ensayo y funcionamiento a carga baja es efectivo.

En el segundo ensayo se usó 1 solo cordón con el cual se selló el aceite, funcionando a potencia completa sin problemas y sin aparición de fugas por el agujero de salida del eje motriz. Se discutió con los supervisores del proyecto acerca de la efectividad y mejora del sellado llegando a la conclusión de que, para la aplicación presente, el uso de 3 cordones y prensa estopa se seguirá implementando debido a la economía y efectividad del empaque. No obstante, está presente está la posibilidad de que en sobrecarga el sellado falle y se produzcan pequeñas fugas de aceite y goteo por el agujero del eje. El ajuste de este sello aumenta a medida que se giran los tornillos de presión que empujan el buje de la prensa estopa. Con otro tipo de sellado esta aplicación y ajuste es más complejo y costoso.

- Se propone el uso de Bronce SAE 68 ya que este brinda una resistencia mejorada, una dureza de (110-125 HB) mayor con respecto al usado SAE 65. Se conserva el

centrado, el ajuste de las piezas y se tiene más duración de la vida útil de los bujes. En su defecto se puede usar bujes cerámicos o de grafito, aunque son más costosos.

- Se recomienda no introducir agua al sistema ya que se produce rápidamente un nivel considerable de corrosión en los dientes y la cavidad de la bomba. Esto se detectó en ensayos realizados en donde el eje se bloqueaba y había que forzarlo para que volviera a girar. Se recomienda materiales con compatibilidad de PH.
- Se discutió con los directivos de la empresa y el operario del centro de mecanizado, llegando a la conclusión de que, para solucionar el problema de las variaciones en las medidas de las piezas mecanizadas de carcasa y tapas, se recomienda aumentar la ventaja dimensional de fabricación del material fundido para que al desbastar se estandarice los espesores y medidas en zonas donde hay defectos.
- Para reducir las vibraciones mecánicas a altas velocidades también se recomienda aumentar el volumen de la cámara de aspiración de la bomba. Este ruido se disminuye si se usan fluidos más viscosos.
- Se propone la siguiente lista de accesorios: (Tubería Acero Inox.)

DESCARGA			SUCCION		
N COMP	COMP.	CANTIDAD	N COMP	COMP.	CANTIDAD
1	ACOPLE DE BOMBA	1	1	FILTRO DE PIE	1
2	FLUJOMETRO	1	2	V BOLA DESAGUE 1	1
3	MANOMETRO MEMBRANA	1	3	V BOLA DESAGUE 2	1
4	T DE DESCARGA 1	1	4	T SUCCION 1	1
5	VALVULA DE ALIVIO	1	5	CODO INTERNO DE TANQUE	1
6	CODO DE DESCARGA 1	1	6	T DE SUCCION 2	1
7	CODO DE DESCARGA 2	1	7	ACOPLE DE TANQUE	1
8	ACOPLE DE TANQUE	1	8	CODO EXTERNO DE TANQUE 1	1
			1	V BOLA SUCCION 3	1
			2	CODO EXTERNO DE TANQUE SUCCION 2	1
			3	ACOPLE SUCCION DE BOMBA	1

Imagen 59 - Lista de accesorios recomendados.

- Se propone la implementación de una válvula de alivio para efectos de seguridad y control de sobrepresiones en el sistema. Este componente debe ser compatible con fluidos viscosos y debe tener una presión de descarga acorde al funcionamiento del sistema (150 a 300 psi): (MARCA DIVATEC) (Referencia y catálogo en banco de documentos anexos).



Válvula de alivio DV718

Tú estás aquí: Inicio / Accesorios y Tuberías / Pinzas y accesorios / Válvula de alivio DV718

- [Válvulas de Bola](#)
- [Válvulas de Mariposa](#)
- [Válvulas de Regulación](#)
- [Válvulas de Anti retorno y filtros](#)
- [Válvulas de aireación y venteo](#)
- [Válvulas de alivio de presión](#)
- [Válvulas reductoras de presión](#)
- [Válvulas de dosificación](#)
- [Válvulas Automáticas](#)
- [Electroválvulas Solenoide](#)

Válvula de alivio DV718


[Descargar Ficha Técnica](#)

- Para presiones de trabajo constantes
- Baja vibración, control de los picos de presión
- Fácil ajuste de la presión, también durante cuando trabaja
- 100% libre de presión de retorno en la posición de reposo
- Diámetros desde DN8 hasta DN100
- Materiales PVC, PP y PVDF
- Membrana PTFE

Rango de ajuste: 0,5 - 10,0 bar

Ventajas

- Comportamiento de regulación estable y de vibraciones reducidas
- Requiere poco mantenimiento
- Bajo aumento de presión hasta la plena abertura de la válvula
- Componentes exentos de rozamiento
- Absolutamente hermético por membrana plana con cámaras
- Para fluidos viscosos y con contenido de sólidos
- Autorización ATEX

Imagen 60 – Válvula alivio 1



Aplicaciones

- Construcción de instalaciones químicas
- Construcción de instalaciones industriales
- Tratamiento de aguas
- Galvanotécnica

Uso

- Controlado directamente por el fluido, la válvula de mantenimiento de presión sirve en las plantas industriales para la estabilización por el lado primario de las presiones de trabajo preajustadas.
- Para evitar puntas de presión se puede emplear la válvula de mantenimiento de presión también como válvula de descarga. La válvula de mantenimiento de presión se monta para esto en una línea de derivación.

Imagen 61 – Válvula alivio 2

- Se propone la implementación de un manómetro de membrana para efectos de medición de las presiones en el sistema. Este componente debe ser compatible con fluidos viscosos y debe tener un rango de medición acorde con la capacidad de presurización del sistema (150 a 300 psi): (MARCA WIKA) (Referencia y catálogo en banco de documentos anexos).

Los manómetros de membrana son adecuados para numerosas aplicaciones. Son los especialistas en la industria de procesos para tareas de medición críticas, como en el caso de medios altamente corrosivos o viscosos, bajas presiones y alta sobrecarga. La indicación cubre el rango entre 0... 16 mbar a 0... 25 hasta 0... 40 bar. En función del rango de presión y del tipo de instrumento el estándar contra sobrecarga es de 3 x o 5 x del valor de escala.

Esta protección contra sobrecarga también es posible en versiones especiales de hasta 400 bar, donde se mantiene la exactitud de medición.

Los manómetros de membrana con brida abierta (según DIN/ASME) son óptimos incluso para medios con alta viscosidad o contaminados. Para aplicaciones con medios muy agresivos se fabrican versiones con una elevada multitud de materiales especiales (p.ej. PTFE, Hastelloy, Tantaloy etc.).

422.12, 423.12 Caja de fundición gris		432.50, 433.50 Para la industria de procesos, elevada resistencia contra sobrepresión hasta 10 veces del valor final, máx 40 bar		432.36, 432.56 Para la industria de procesos, elevada resistencia contra sobrepresión hasta 40, 100 o 400 bar	
					
Diámetro nominal	100, 160 mm	Diámetro nominal	100, 160 mm	Diámetro nominal	100, 160 mm
Rango de indicación	0 ... 16 mbar a 0 ... 40 bar	Rango de indicación	0 ... 16 mbar a 0 ... 25 bar	Rango de indicación	0 ... 16 mbar a 0 ... 40 bar
Clase de exactitud	1,6	Clase de exactitud	1,6	Clase de exactitud	1,6
Tipo de protección	IP54, con líquido de llenado IP65	Tipo de protección	IP54, con líquido de llenado IP65	Tipo de protección	IP54, con líquido de llenado IP65
Hoja técnica	PM 04.02	Hoja técnica	PM 04.03	Hoja técnica	PM 04.07

Imagen 62 – Manómetros de membrana.

- Se propone el cambio de motor por uno de menor velocidad angular de salida:

La máquina propuesta correspondiente es la siguiente:

(siemens – motor trifásico – 8 polos – 900 rpm – 0,75 kw) [ref: **1LA7 – 096 – 8YB60**]

MOTORES TRIFÁSICOS DE PROPÓSITO GENERAL CON CARCASA EN ALEACIÓN Y EFICIENCIA AUMENTADA TEFC, AISLAMIENTO VPI (EN VACÍO) , CLASE F

Tipo	Frame IEC	Potencia		Factor de Servicio	Conexión	Corriente Nominal [A]		Eficiencia η	Factor de Potencia	Velocidad Nominal	Torque Nominal	Torque de Arranque	Corriente de Arranque	Peso Neto	Rodamientos	
		HP	kW			220V	440V								(%)	$\cos \phi$
8 POLOS, 900 RPM, EJECUCIÓN IMB3																
1LA7 083-8YA60	80	0,5	0,37	1.15	YY/Y	2.6	1.3	45.0	0.83	820	4.34	1.6	2.4	10.5	6004 2Z-C3	6004 2Z-C3
1LA7 090-8YB60	90L	0,8	0,56	1.15	YY/Y	4.0	2.0	56.5	0.65	800	6.68	2.1	3.2	14.9	6205 2Z-C3	6004 2Z-C3
1LA7 096-8YB60	90L	1,0	0,75	1.15	YY/Y	5.0	2.5	60.2	0.65	800	8.90	2.1	3.2	14.9	6205 2Z-C3	6004 2Z-C3
1LA7 111-8YB60	112M	1,7	1,12	1.15	YY/Y	7.4	3.7	98.1	0.60	850	12.5	1.8	3.3	27.1	6206 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA7 112-8YB60	112M	2,0	1,49	1.15	YY/Y	9.4	4.7	66.4	0.62	840	16.9	1.3	2.8	28.7	6206 2Z-C3	6205 2Z-C3
1LA7 130-8YB70	132 SIM	3,0	2,24	1.0	$\Delta\Delta/\Delta$	15.0	7.5	62.1	0.63	845	25.3	1.5	2.7	57.0	6208 2Z-C3	6208 2Z-C3
1LA7 133-8YB70	132 SIM	4,0	2,98	1.0	$\Delta\Delta/\Delta$	17.0	8.5	73.1	0.63	827	33.8	1.7	2.8	45.0	6208 2Z-C3	6208 2Z-C3
1LA7 161-8YB70	160 M/L	5,0	3,73	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	18.4	9.2	78.2	0.68	860	42.0	1.4	3.5	78	6209 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA7 163-8YB70	160 M/L	6,6	4,92	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	27.0	13.5	71.5	0.67	870	54.0	1.4	3.5	79	6209 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA7 164-8YC70	160 M/L	7,5	5,60	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	26.0	13.0	83.0	0.68	860	62.1	1.6	3.9	85	6209 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA7 164-8YB70	160 M/L	9,0	6,71	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	33.0	16.5	80.9	0.66	870	74.0	1.6	3.2	95.2	6209 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA7 165-8YB70	160 M/L	10,0	7,46	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	36.0	18.0	78.8	0.69	860	85.0	1.6	3.3	95.2	6209 2Z-C3	6209 2Z-C3
1LA5 185-8YB80	180 L	15,0	11,19	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	46.0	23.0	84.0	0.76	876	122.0	2.0	1.9	190	6210 2Z-C3	6210 2Z-C3
1LA5 186-8YA80	180 L	20,0	14,92	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	66.0	33.0	83.5	0.71	872	163.0	2.0	4.5	190	6210 2Z-C3	6210 2Z-C3
1LA5 206-8YA80	200 L	25,0	18,65	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	74.0	37.0	87.0	0.76	873	204.0	2.6	5.3	210.5	6212 2Z-C3	6212 2Z-C3
1LA5 207-8YA80	200 L	30,0	22,38	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	87.0	43.5	93.0	0.72	873	244.0	2.6	5.6	210.5	6212 2Z-C3	6212 2Z-C3
1LA5 223-8YA80	225 M	36,0	26,86	1.15	$\Delta\Delta/\Delta$	100.0	50.0	91.5	0.77	879	292.0	2.4	5.8	241.0	6213 2Z-C3	6212 2Z-C3

Imagen 63 - Propuesta de máquina Impulsora

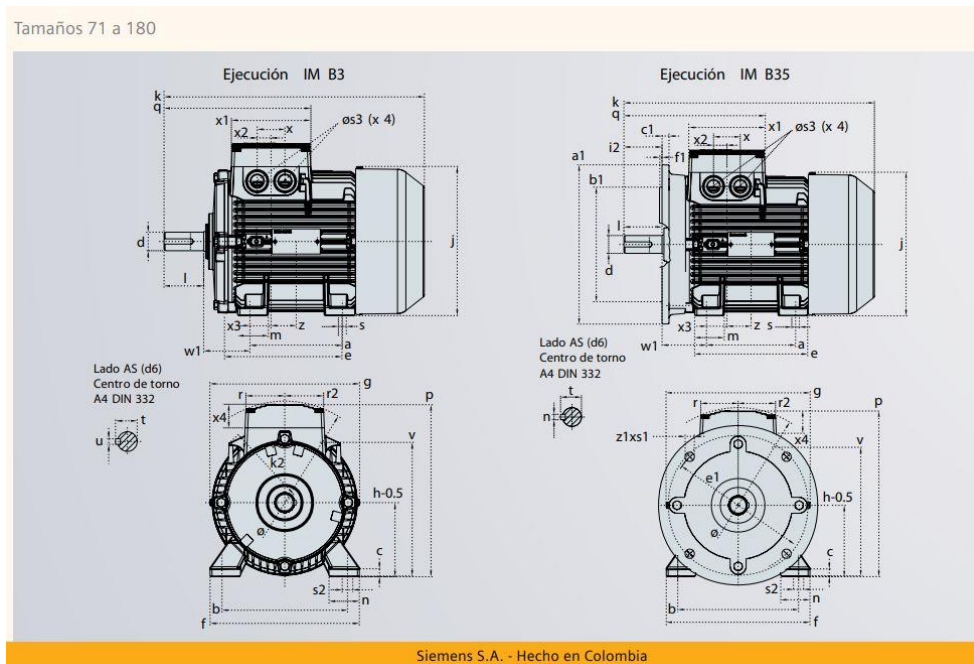


Imagen 64 - Dimensiones de máquina a adaptar

7 Referencias

- (https://www.repsol.com/content/dam/repsol-corporate/es/productos-y-servicios/lubricantes-documentos/rp_cartago_multigrado_ep_80w90_85w140_tcm13-187952.pdf)
- Airless Discounter. (2019, septiembre 10) *Viscosidades de pintura acrílica*.
<https://www.airless-discounter.de/noticias/conoce-la-viscosidad-de-la-pintura/>
- Albarracín, P (2006). Tribología y lubricación, tomo i. VV.AA
- Albarracín, P (2019). Lubricación de máquinas i, tomo ii VV.AA
- Cengel, J. (2012). Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Mcgrawhill
- Chevron. (2020) *Catálogo de lubricantes*.
https://latinamerica.chevronlubricants.com/es_mx/home/products/product_category/transmission_gear_oils.html
- Construyendo mejor. (2018, diciembre 13). *Importancia de viscosidad en las pinturas*.
<https://construyendomejor.com/es/blog/2018/12/13/la-importancia-de-la-viscosidad-en-las-pinturas-2/>)
- Divatec. (2020). *Válvulas de Alivio*. <http://www.divatecsl.com/productos/valvula-de-alivio-dhv718/>
- Giravan. (2018). *Motores y motorreductores*.
<https://giravan.com/productos/motorreductores-y-reductores>
- Inoxpa. (2020). *Válvulas*. <https://www.inoxpa.co/descargas/documentos/valvulas-y-accesorios>
- Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos Y Máquinas hidráulicas. Edic. del Castillo
- Mott, R. (1996). Mecánica de fluidos aplicada. Pearson Educación
- Pqllana. (2017). *Carpeta técnica de pinturas*. <https://www.pqllana.com.ar/files/pdfs/carpeta-tecnica-pinturas.pdf>

Quivacolor. (2020, enero). *Lubricantes de maquinaria pesada*.

<https://quivacolor.com/lubricantes-para-maquinaria-pesada/>

Repsol. (2010, marzo 2). *Catálogos de lubricantes Repsol*.

https://www.repsol.com/content/dam/repsol-corporate/es/productos-y-servicios/lubricantes-documentos/rp_cartago_ep_90_tcm13-187947.pdf

Shigley J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. Mcgrawhill

Tecnofajas. (2020, abril 24). *Lubricantes de Rodamientos*.

<https://www.tecnofajas.com/blog/tipos-lubricantes-rodamientos/>

Wikipedia. (2021, mayo 13). *Datos de pinturas acrílicas*.

https://es.wikipedia.org/wiki/Pintura_acr%C3%ADlica

Wikipedia. (2021, mayo 3). *Viscosidades de pintura acrílica*.

https://es.wikipedia.org/wiki/Pintura_acr%C3%ADlica#:~:text=Tiene%20una%20viscosidad%20bastante%20baja,secado%20de%20los%20productos%20formulados.)

Wikipedia. (2021, octubre 7). *Velocidad síncrona*.

https://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_sincronismo

8 Anexos y cálculos

Calculo hidráulico, balance de energía y pérdidas (ees):

MODELADO V1 - BOMBA DE PIÑONES - CARACTERIZACION - IMRECOL SAS - V1

DATOS INICIALES

FLUIDO = ACEITE

$T_{amb} = 20$ [C]

$g = 9,81$ [m/s²]

$\rho_{ac} = 1400$ [kg/m³]

$\gamma_{ac} = g \cdot \rho_{ac}$

$P_{Motor} = 1500$ [W]

CAUDAL

$Q_{LMIN} = 75,41$ [L/min]

$Q = Q_{LMIN} \cdot \frac{1}{60000}$

VISCOSIDAD DEL FLUIDO

$\nu_{ACEITE} = 0,0008164$ [m²/s]

$\mu_{ACEITE} = 1,143$ [kg/m*s]

RUGOSIDAD DE TUBERIA GALVANIZADA

$\epsilon = 0,00015$ [m]

DIAMETROS, RADIOS Y AREAS

$D_{sucion,nominal} = 0,03175$ [m]

$D_{descarga,nominal} = 0,0254$ [m]

$D_{sucion} = \frac{D_{sucion,mm}}{1000}$

$$D_{descarga} = \frac{D_{descarga,mm}}{1000}$$

$$R_{sucion} = \frac{D_{sucion}}{2}$$

$$R_{descarga} = \frac{D_{descarga}}{2}$$

$$A_{sucion} = \pi \cdot R_{sucion}^2$$

$$A_{descarga} = \pi \cdot R_{descarga}^2$$

VELOCIDADES DE SUCCION Y DESCARGA

$V1 = 0,15$ [m/s]

$V2 = 0,6$ [m/s]

$Q = V1 \cdot A_{sucion}$

$V1 \cdot A_{sucion} = V2 \cdot A_{descarga}$

ALTURAS Y LONGITUDES DE TUBERIA

$Z1 = 1,906$ [m]

$Z2 = 2,014$ [m]

$L_{1B} = 1,616$ [m]

$L_{B2} = 2,684$ [m]

TANQUES ABIERTOS A LA ATMOSFERA

$P1 = 0$ [Pa]

$P2 = 0$ [Pa]

imagen 55 - cálculos perdidas ees

$$P1 = 0 \text{ [Pa]}$$

$$P2 = 0 \text{ [Pa]}$$

PERDIDAS MENORES EN ACCESORIOS

$$K_{ACOPLER} = 0,08$$

$$K_{COD090R} = 0,9$$

$$K_{VALBOLA} = 0,05$$

$$K_{ENTRADA,R} = 0,8$$

$$K_{MANOMETRO} = 0$$

$$K_{FLUJOMETRO} = 0$$

$$K_{T,ROSCA} = 0,9$$

BERNOULLI ENTRE PUNTOS SUCCION (1) DESCARGA (2)

$$\frac{V1^2}{2 \cdot g} + Z1 - HL + HB = \frac{V2^2}{2 \cdot g} + Z2$$

ANALISIS DE PERDIDAS ENTRE 1 2

PERDIDAS MENORES 1-2

SUCCION

$$K_{TOTAL,1B} = K_{COD090R} + K_{COD090R} + K_{COD090R} + K_{ACOPLER} + K_{ACOPLER} + K_{T,ROSCA}$$

$$HL_{menor,1B} = K_{TOTAL,1B} \cdot \frac{V1^2}{2 \cdot g}$$

DESCARGA

$$K_{TOTAL,B2} = K_{ACOPLER} + K_{ACOPLER} + K_{MANOMETRO} + K_{T,ROSCA} + K_{VALBOLA} + K_{VALBOLA} + K_{COD090R} + K_{COD090R}$$

$$HL_{menor,B2} = K_{TOTAL,B2} \cdot \frac{V2^2}{2 \cdot g}$$

PERDIDAS MAYORES 1-2

$$HL_{mayor,1B} = \frac{V1^2}{2 \cdot g} \cdot FF_{1B} \cdot \frac{L_{1B}}{D_{succion}}$$

$$HL_{mayor,B2} = \frac{V2^2}{2 \cdot g} \cdot FF_{B2} \cdot \frac{L_{B2}}{D_{descarga}}$$

NUMEROS DE REYNOLD

$$RE_{1B} = \frac{V1 \cdot \rho_{ac} \cdot D_{succion}}{\mu_{ACEITE}}$$

$$RE_{B2} = \frac{V2 \cdot \rho_{ac} \cdot D_{descarga}}{\mu_{ACEITE}}$$

FACTORES DE FRICCION

$$LOG_{FF,1B} = 5,18286$$

$$LOG_{FF,B2} = 5,34406$$

$$FF_{1B} = \frac{0,25}{LOG_{FF,1B}}$$

$$FF_{B2} = \frac{0,25}{LOG_{FF,B2}}$$

imagen 56 - Propiedades de fluido y configuración del sistema

PERDIDAS MENORES EN ACCESORIOS

$$K_{\text{ACOPLER}} = 0,08$$

$$K_{\text{CODD090R}} = 0,9$$

$$K_{\text{VALBOLA}} = 0,05$$

$$K_{\text{ENTRADA;R}} = 0,8$$

$$K_{\text{MANOMETRO}} = 0$$

$$K_{\text{FLUJOMETRO}} = 0$$

$$K_{\text{T;ROSCA}} = 0,9$$

imagen 57 - Coeficiente de pérdidas de accesorios.

BERNOULLI ENTRE PUNTOS SUCCION (1) DESCARGA (2)

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 - HL + HB = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + Z_2$$

imagen 58 - Ecuación de energía

PERDIDAS TOTALES

TRAMO SUCCION

$$HL_{1B} = HL_{\text{menor;1B}} + HL_{\text{mayor;1B}}$$

TRAMO DESCARGA

$$HL_{B2} = HL_{\text{menor;B2}} + HL_{\text{mayor;B2}}$$

PERDIDA TOTAL

$$HL = HL_{1B} + HL_{B2}$$

POTENCIA HIDRAULICA

$$POT_{\text{HID}} = \gamma_{\text{ac}} \cdot Q \cdot HB$$

EFICIENCIA DE LA BOMBA - MOTOR

$$\eta_{\text{BM}} = \frac{POT_{\text{HID}}}{P_{\text{Motor}}}$$

imagen 59 - Calculo de pérdidas menores y mayores.

NUMEROS DE REYNOLD

$$RE_{1B} = \frac{V1 \cdot \rho_{ac} \cdot D_{succion}}{\mu_{ACEITE}}$$

$$RE_{B2} = \frac{V2 \cdot \rho_{ac} \cdot D_{descarga}}{\mu_{ACEITE}}$$

FACTORES DE FRICCION

$$LOG_{FF;1B} = 5,18286$$

$$LOG_{FF;B2} = 5,34406$$

$$FF_{1B} = \frac{0,25}{LOG_{FF;1B}}$$

$$FF_{B2} = \frac{0,25}{LOG_{FF;B2}}$$

imagen 60 - Números de Reynolds y Factores de fricción

El factor de fricción de obtuvo usando la ecuación de Swamee- Jain la cual entrega un valor de Factor con un error menor al 0,2 %:

$$f = \frac{0.25}{\left(\log_{10}\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{N_{Re}^{0.9}}\right)\right)^2}$$

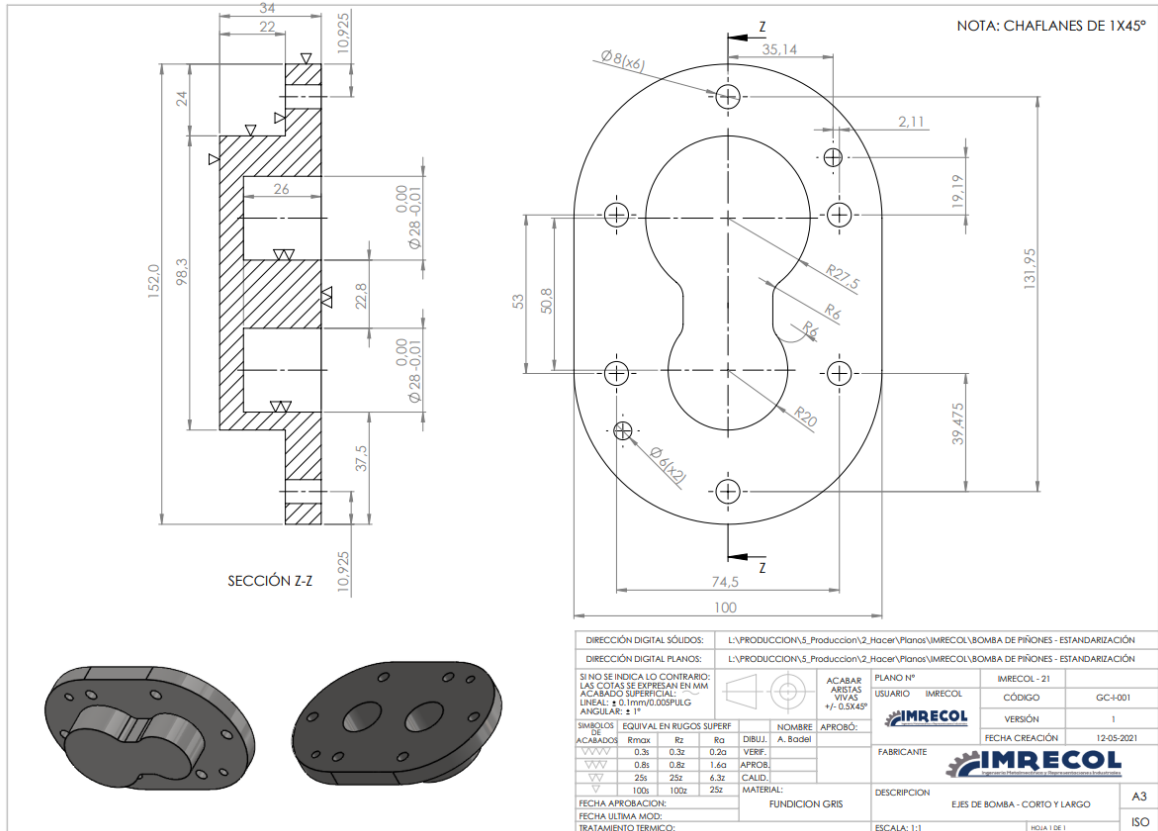
imagen 61 - Ecuación para Factor de fricción Swamee-Jain

Soluciones:

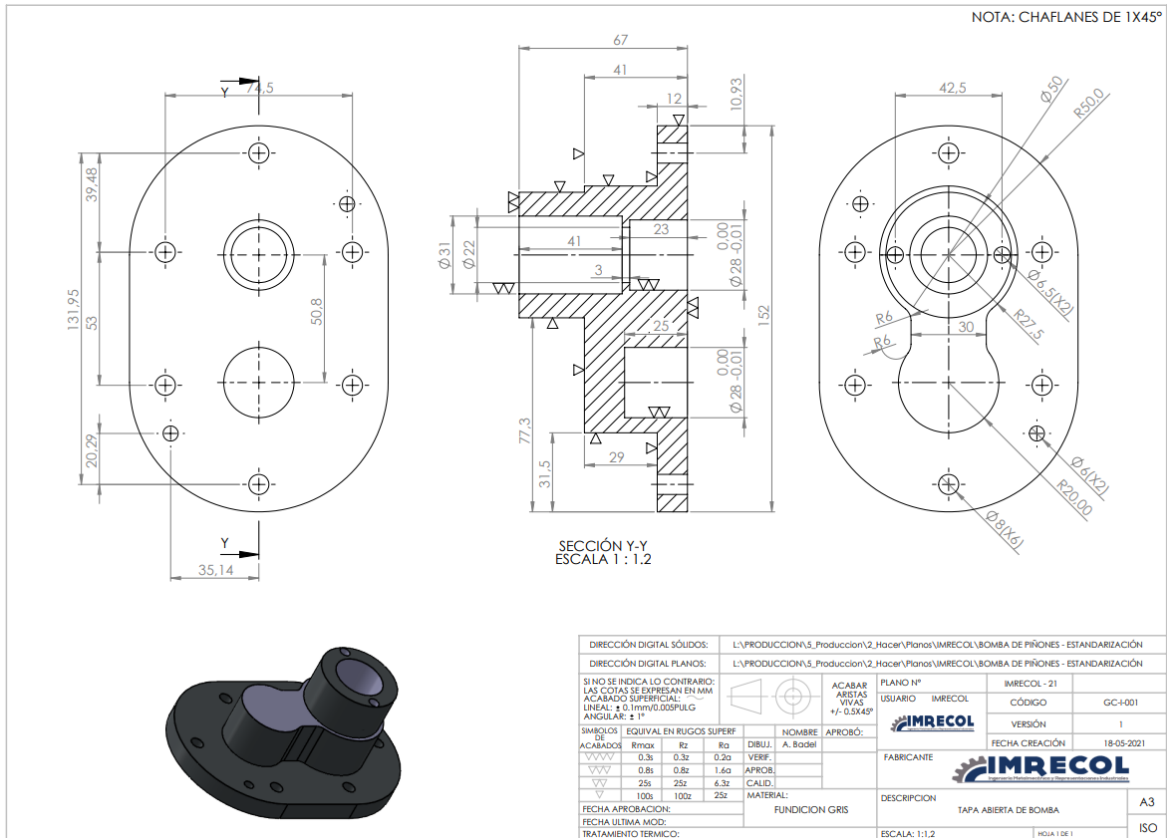
D _{descarga} = 0,002095 [m]	A _{succión} = 0,008379 [m ²]	D _{descarga} = 0,05164 [m]	D _{descarga,min} = 51,64 [mm] (2,033 [inch])	D _{succión} = 0,1033 [m]
D _{succión,min} = 103,3 [mm] (4,066 [inch])	ε = 0,00015 [m]	η _{vis} = 0,002651	FF _{1B} = 0,04824	FF _{B2} = 0,04678
g = 9,81 [m/s ²]	γ _{ac} = 13734 [kg/m ² ·s ²]	HB = 0,2304 [m]	HL = 0,1052 [m]	HL _{1B} = 0,006267 [m]
HL _{B2} = 0,09892 [m]	HL _{mayor,1B} = 0,0008655 [m]	HL _{mayor,B2} = 0,04461 [m]	HL _{menor,1B} = 0,005401 [m]	HL _{menor,B2} = 0,05431 [m]
K _{ACOPLER} = 0,08	K _{CODOSOR} = 0,9	K _{ENTRADA,R} = 0,8	K _{FLUJOMETRO} = 0	K _{MANOMETRO} = 0
K _{TOTAL,1B} = 4,71	K _{TOTAL,B2} = 2,96	K _{T,ROSCA} = 0,9	K _{VALBOLA} = 0,05	LOG _{FF,1B} = 5,183
LOG _{FF,B2} = 5,344	L _{1B} = 1,616 [m]	L _{B2} = 2,684 [m]	μ _{ACEITE} = 1,143 [kg/m·s]	μ _{ACEITE} = 0,0008164 [kg/m·s]
P1 = 0 [Pa]	P2 = 0 [Pa]	POT _{H0} = 3,977 [W]	P _{Motor} = 1500 [W]	Q = 0,001257 [m ³ /s]
QLMN = 75,41 [L/min]	RE _{1B} = 18,98 [m/s]	RE _{B2} = 37,95 [m/s]	ρ _{ac} = 1400 [kg/m ³]	R _{descarga} = 0,02582 [m]
R _{succión} = 0,05164 [m]	T _{amb} = 20 [C]	V1 = 0,15 [m/s]	V2 = 0,6 [m/s]	Z1 = 1,906 [m]
Z2 = 2,014 [m]				

Imagen 62 – Soluciones en EES..

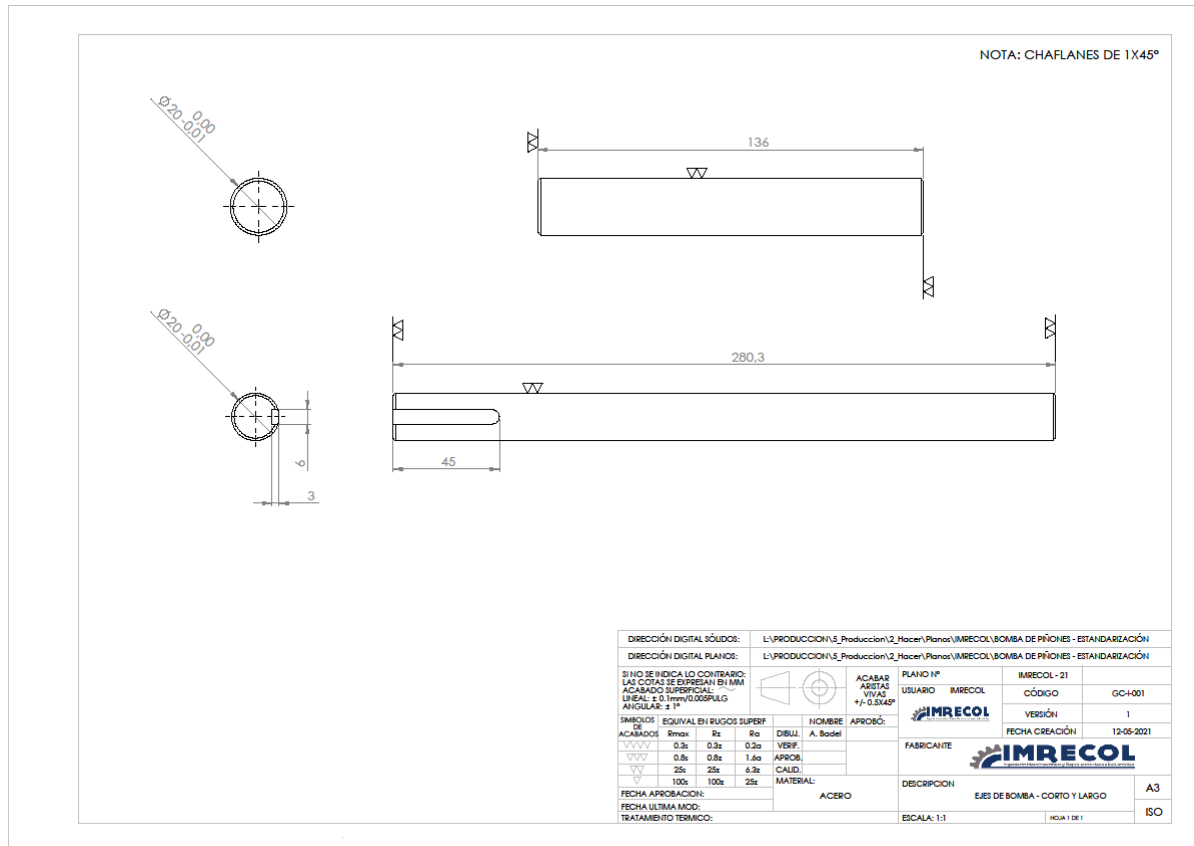
- Tapa ciega:



- Tapa hueca:



• Ejes:

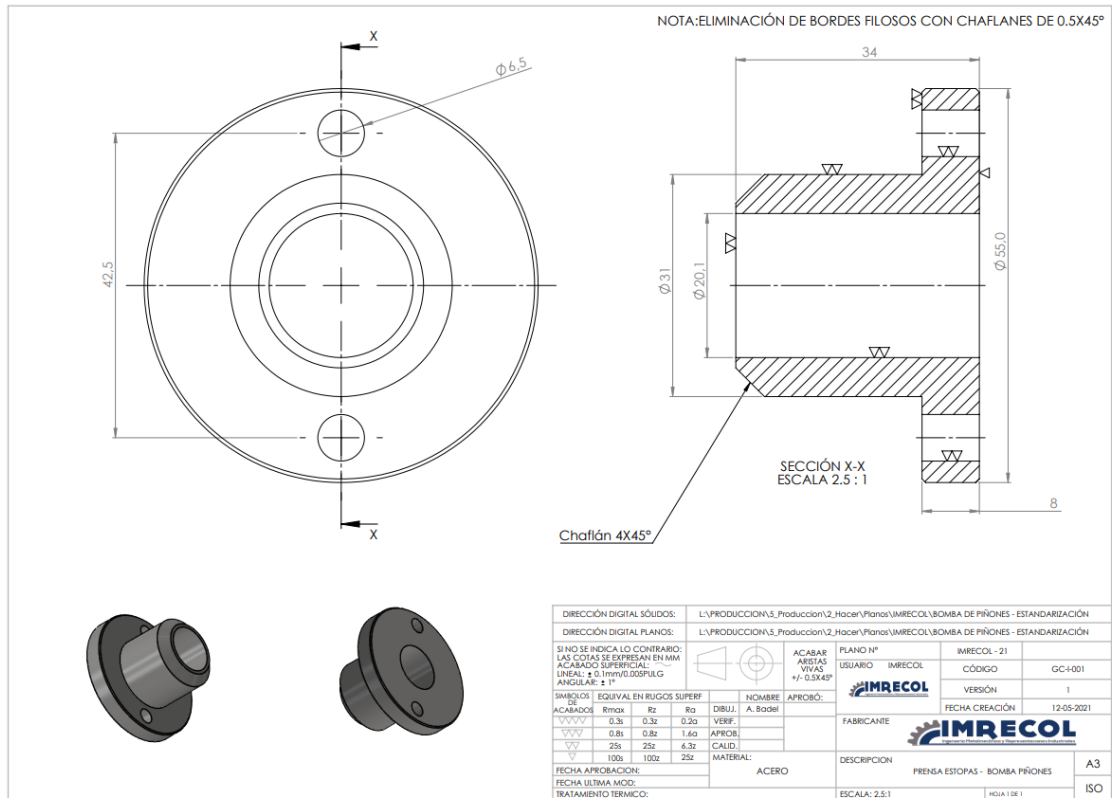


DIRECCIÓN DIGITAL SÓLIDOS:		L:\PRODUCCION\1_5_Produccion\2_Hacer\Planos\IMRECOL\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN																										
DIRECCIÓN DIGITAL PLANOS:		L:\PRODUCCION\1_5_Produccion\2_Hacer\Planos\IMRECOL\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN																										
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL LINEAL: ± 0.1mm/0.005PUEG ANGULAR: ± 1°			ACABAR ARISTAS VITAS +/- 0.5X45°	PLANO Nº	IMRECOL - 21																							
			USUARIO	IMRECOL	CÓDIGO	GC-1001																						
				VERSIÓN	1																							
				FECHA CREACIÓN	12-05-2021																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>SÍMBOLOS DE ACABADOS</th> <th>EQUIVAL EN RUGOS SUPERF</th> <th>NOMBRE</th> <th>APROBÓ:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>R_{max}</td> <td>A. Bodel</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.3μ</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.8μ</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>25μ</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>100μ</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		SÍMBOLOS DE ACABADOS	EQUIVAL EN RUGOS SUPERF	NOMBRE	APROBÓ:		R _{max}	A. Bodel			0.3μ				0.8μ				25μ				100μ			FABRICANTE		
SÍMBOLOS DE ACABADOS	EQUIVAL EN RUGOS SUPERF	NOMBRE	APROBÓ:																									
	R _{max}	A. Bodel																										
	0.3μ																											
	0.8μ																											
	25μ																											
	100μ																											
FECHA APROBACIÓN:		MATERIAL:	DESCRIPCIÓN	EJES DE BOMBA - CORTO Y LARGO																								
FECHA ÚLTIMA MOD:		ACERO	ESCALA: 1:1	A3																								
TRATAMIENTO TÉRMICO:				ISO																								

- Bujes:

DIRECCIÓN DIGITAL SÓLIDOS:		L:\PRODUCCION\5_Producción\2_Hacer\Planos\IMRECOL\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN																										
DIRECCIÓN DIGITAL PLANOS:		L:\PRODUCCION\5_Producción\2_Hacer\Planos\IMRECOL\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN																										
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: $\pm 0.1mm/0.005PULG$ ANGULAR: $\pm 1^\circ$		ACABAR ARISTAS VIVAS +/- 0.5X45°		PLANO Nº	IMRECOL - 21																							
				USUARIO	IMRECOL																							
				CÓDIGO	GC-001																							
				VERSIÓN	1																							
				FECHA CREACIÓN	12-05-2021																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>SÍMBOLOS DE ACABADOS</th> <th>EQUIVAL EN RUGOS SUPERF</th> <th>NOMBRE</th> <th>APROBÓ:</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>R_{max} Rz Ro</td> <td>DIBUJ. A. Bodef</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.3z 0.3z 0.2z</td> <td>VERIF.</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>0.8z 0.8z 1.4z</td> <td>APROB.</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>2.5z 2.5z 6.3z</td> <td>CALID.</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>10z 10z 25z</td> <td>MATERIA:</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		SÍMBOLOS DE ACABADOS	EQUIVAL EN RUGOS SUPERF	NOMBRE	APROBÓ:		R _{max} Rz Ro	DIBUJ. A. Bodef			0.3z 0.3z 0.2z	VERIF.			0.8z 0.8z 1.4z	APROB.			2.5z 2.5z 6.3z	CALID.			10z 10z 25z	MATERIA:		FABRICANTE		
SÍMBOLOS DE ACABADOS	EQUIVAL EN RUGOS SUPERF	NOMBRE	APROBÓ:																									
	R _{max} Rz Ro	DIBUJ. A. Bodef																										
	0.3z 0.3z 0.2z	VERIF.																										
	0.8z 0.8z 1.4z	APROB.																										
	2.5z 2.5z 6.3z	CALID.																										
	10z 10z 25z	MATERIA:																										
FECHA APROBACIÓN:		MATERIAL: BRONCE		DESCRIPCIÓN	BUJE DE BOMBA																							
FECHA ÚLTIMA MOD:				ESCALA: 1:1	HOLIA 1 DE 1																							
TRATAMIENTO TÉRMICO:					A3																							
					ISO																							

- Prensa estopa:



- Placa de identificación:

DIRECCIÓN DIGITAL SÓLIDOS:		L:\PRODUCCION\5_Producción\2_Hacer\Planos\IMRECOL\2021\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN	
DIRECCIÓN DIGITAL PLANOS:		L:\PRODUCCION\5_Producción\2_Hacer\Planos\IMRECOL\2021\BOMBA DE PIÑONES - ESTANDARIZACIÓN	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ± 0,1mm (0,05mm) F/LG ANGULAR: ± 1°		 ACABAR ARISTAS VIVAS +/- 0,5x45°	PLANO Nº USUARIO IMRECOL CÓDIGO OT: CÓDIGO SC: VERSIÓN 1 FECHA CREACIÓN 10-11-2021
SIMBOLOS ID EQUIVAL EN RUGOS SUPERF. #Rms R2 Ra 0.3s 0.3z 0.2z 0.8s 0.8z 1.6z 25s 25z 6.3z 100s 100z 25z	NOMBRE DIBUJ. A. Bodel	APROBADO: VERIF. APROB. CALID.	FABRICANTE
FECHA APROBACION: FECHA ULTIMA MOD. TRATAMIENTO TERMICO:	MATERIAL: ACERO	DESCRIPCION PLACA BOMBA V2	A3 ISO
		ESCALA: 1:1.5	HOJA 1 DE 1

NOTA: Reducción de filos con chafilanes de 0,5x45°

Imágenes de ensamble:



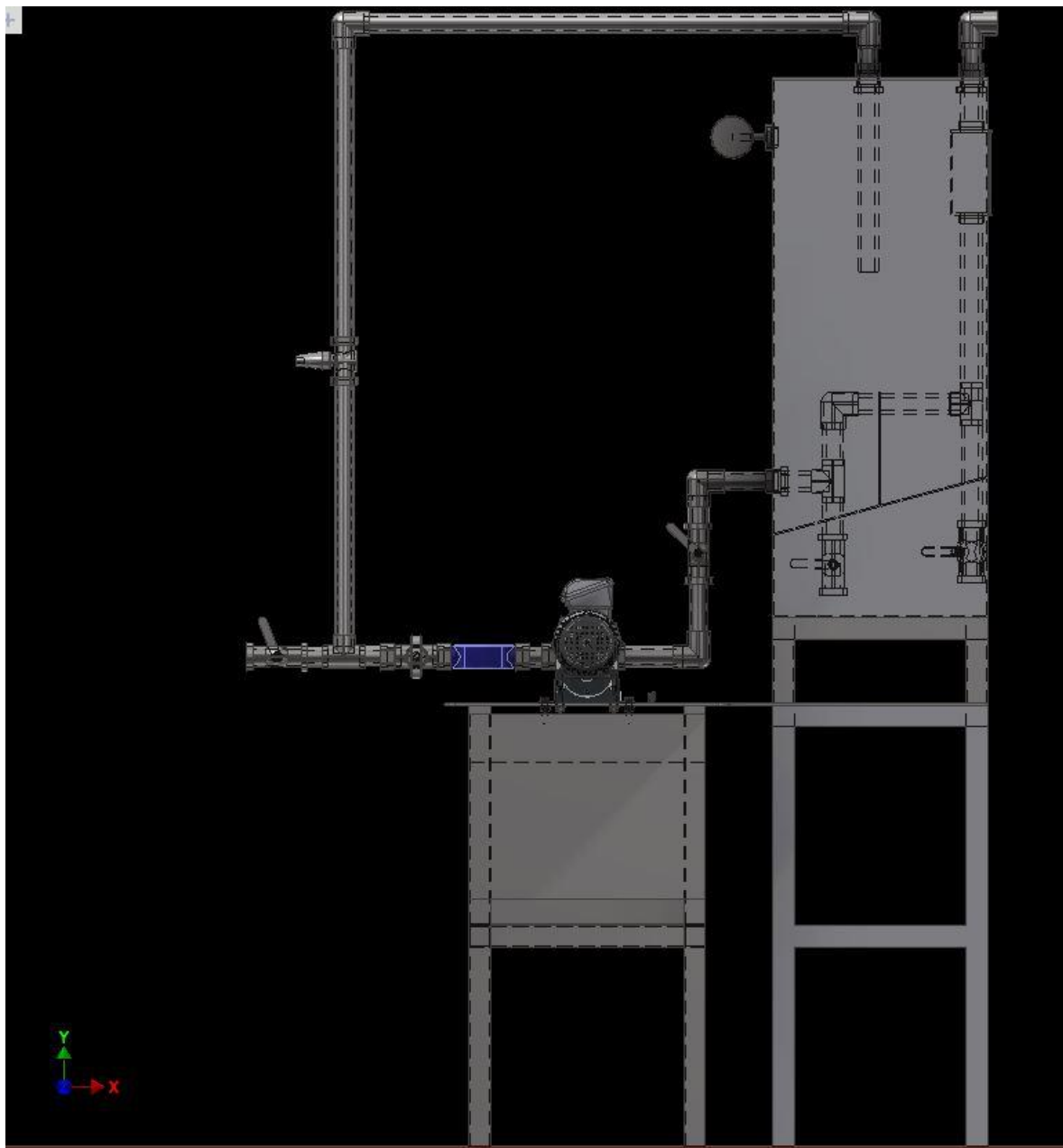


Imagen 10 - Vista Superior Banco

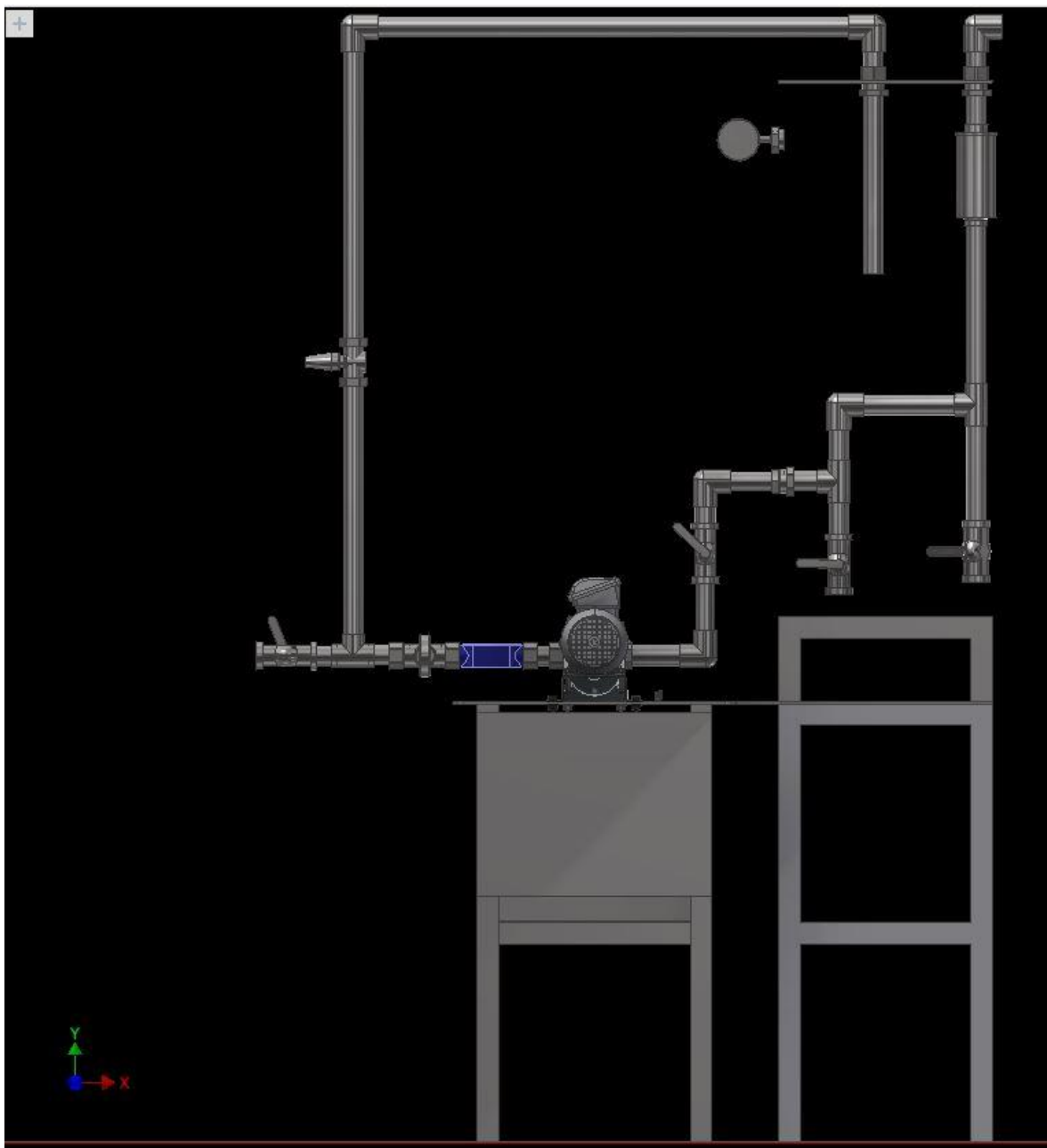


imagen 11- Vista frontal

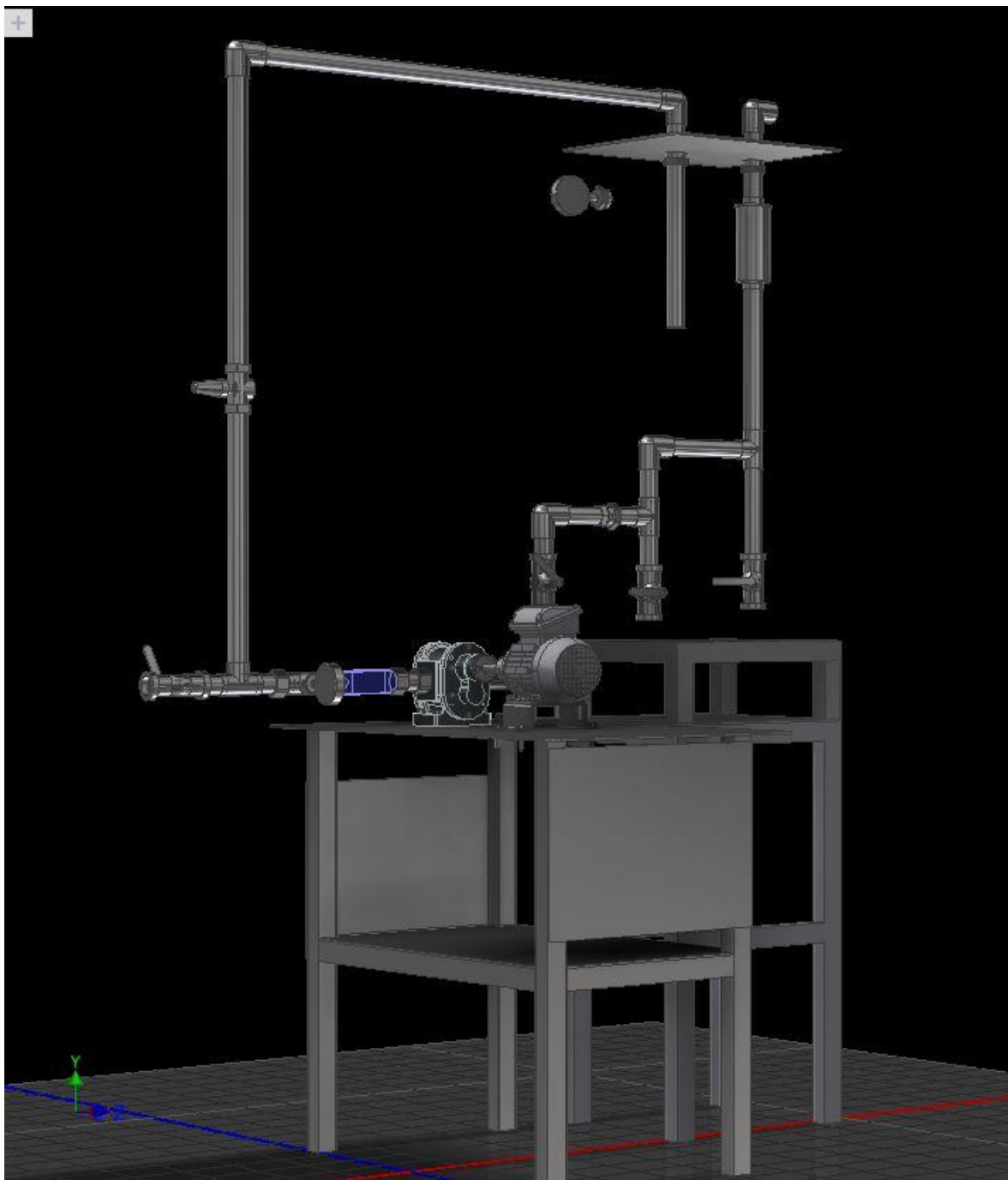


imagen 12 - Vista posterior

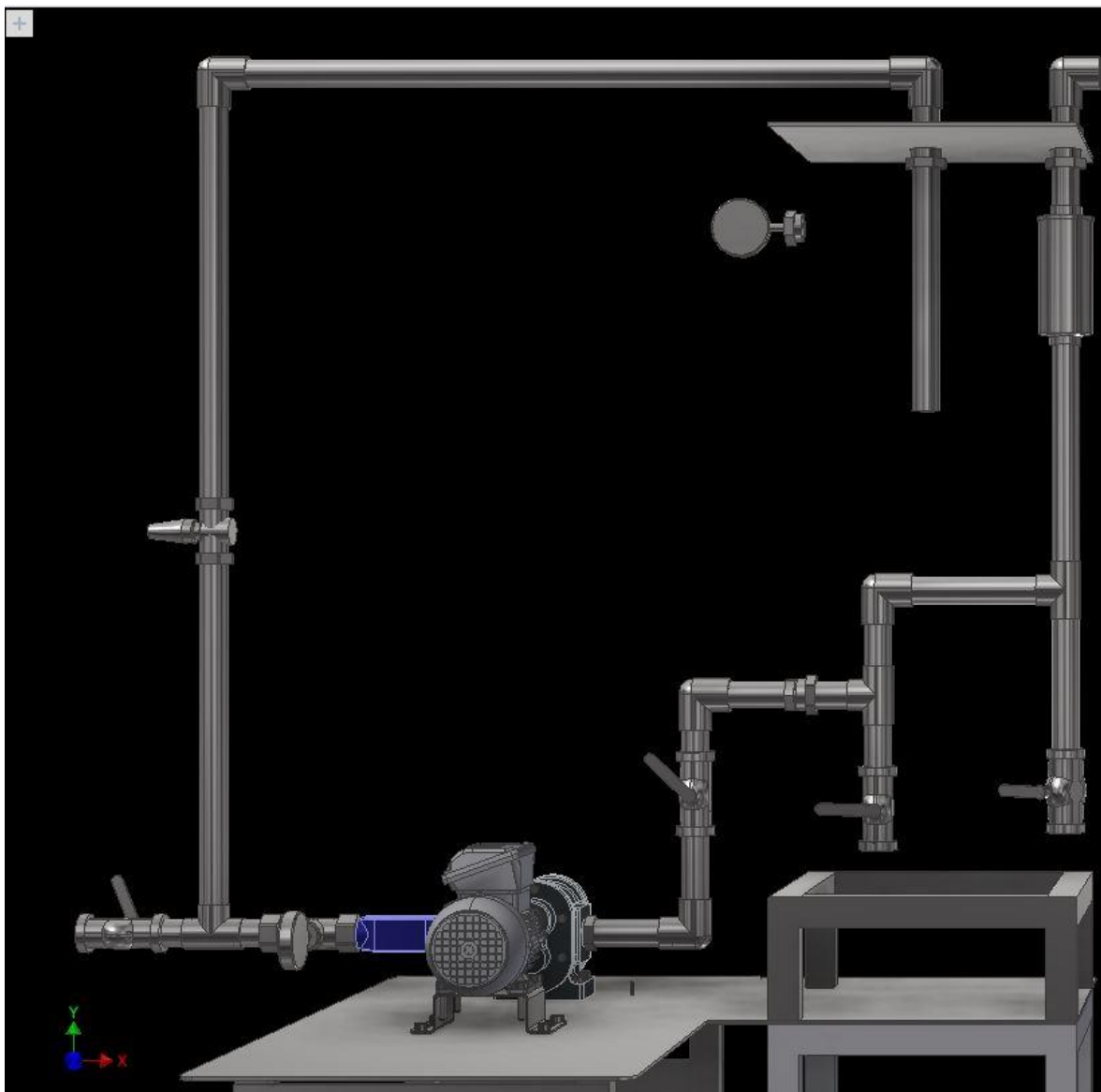


imagen 13 - Vista Lateral Izquierda

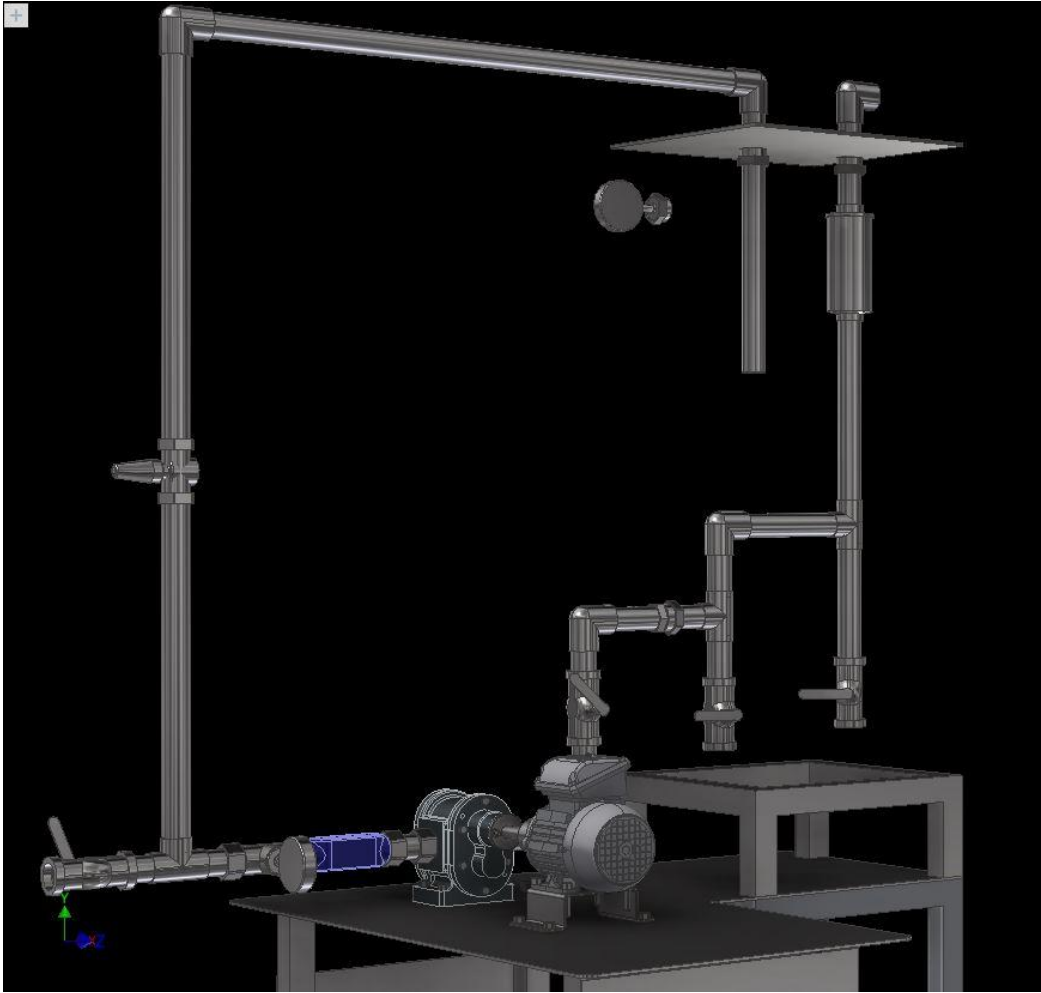


imagen 14 - Vista Lateral Derecha

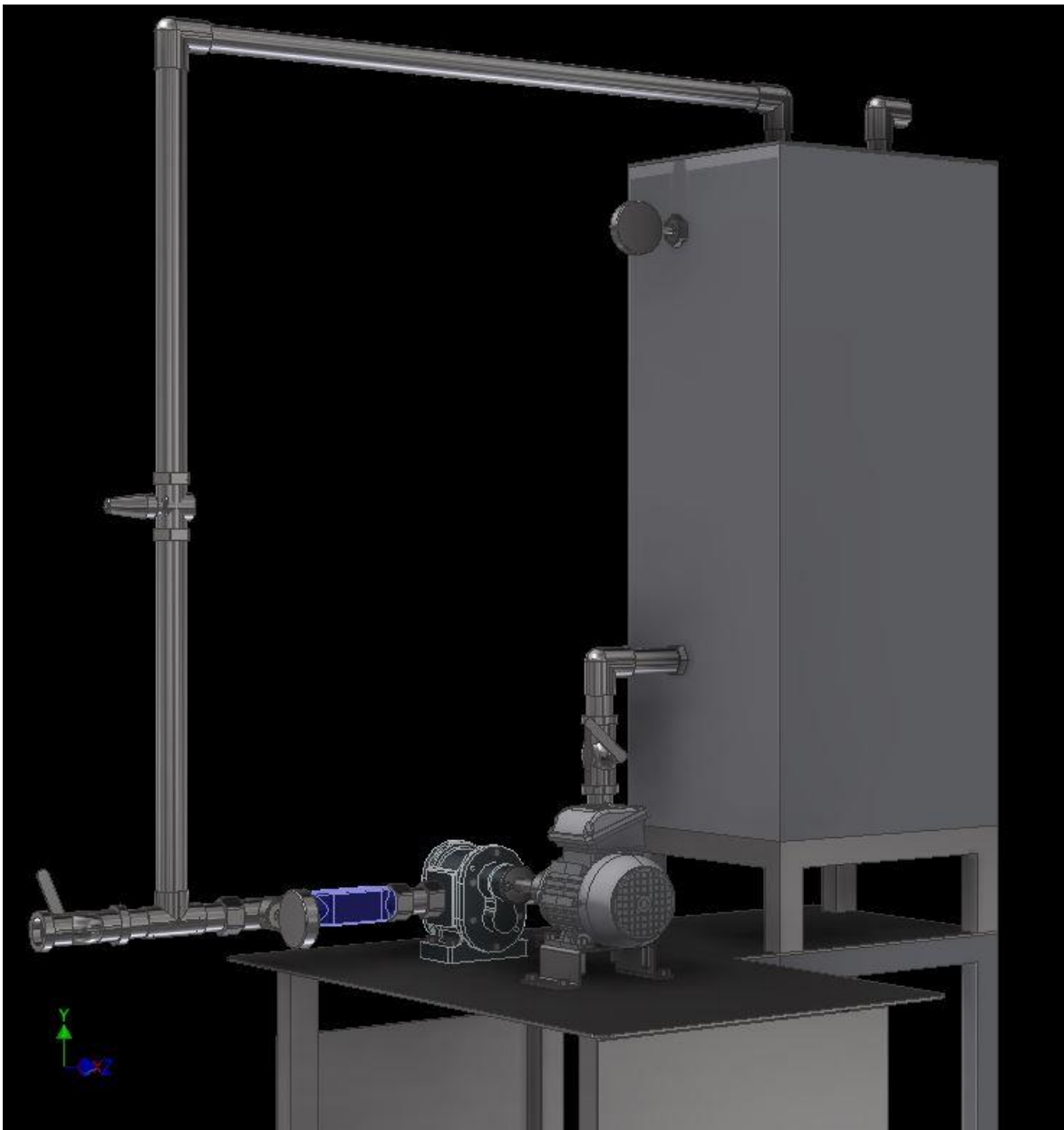


imagen 15 - Vista inferior – Invisibles

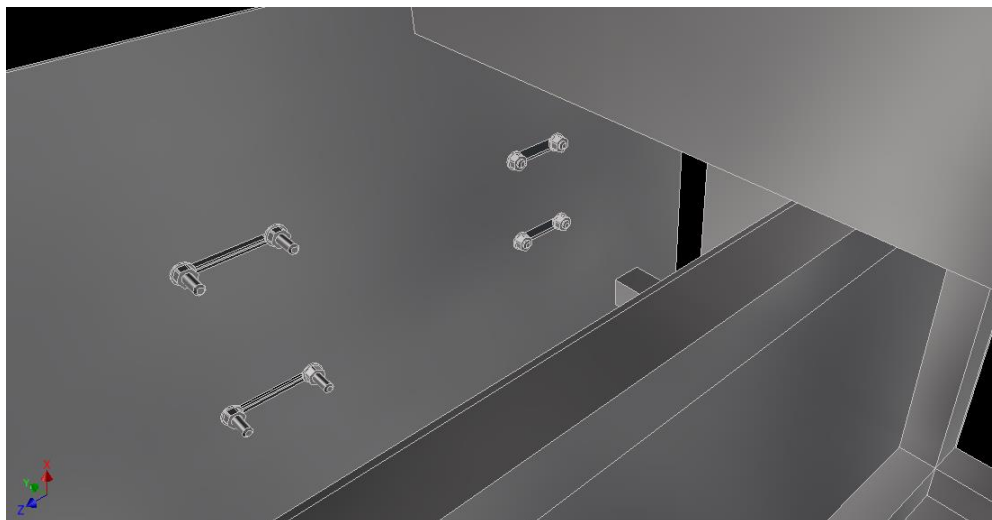


imagen 16 - Detalle de ranuras

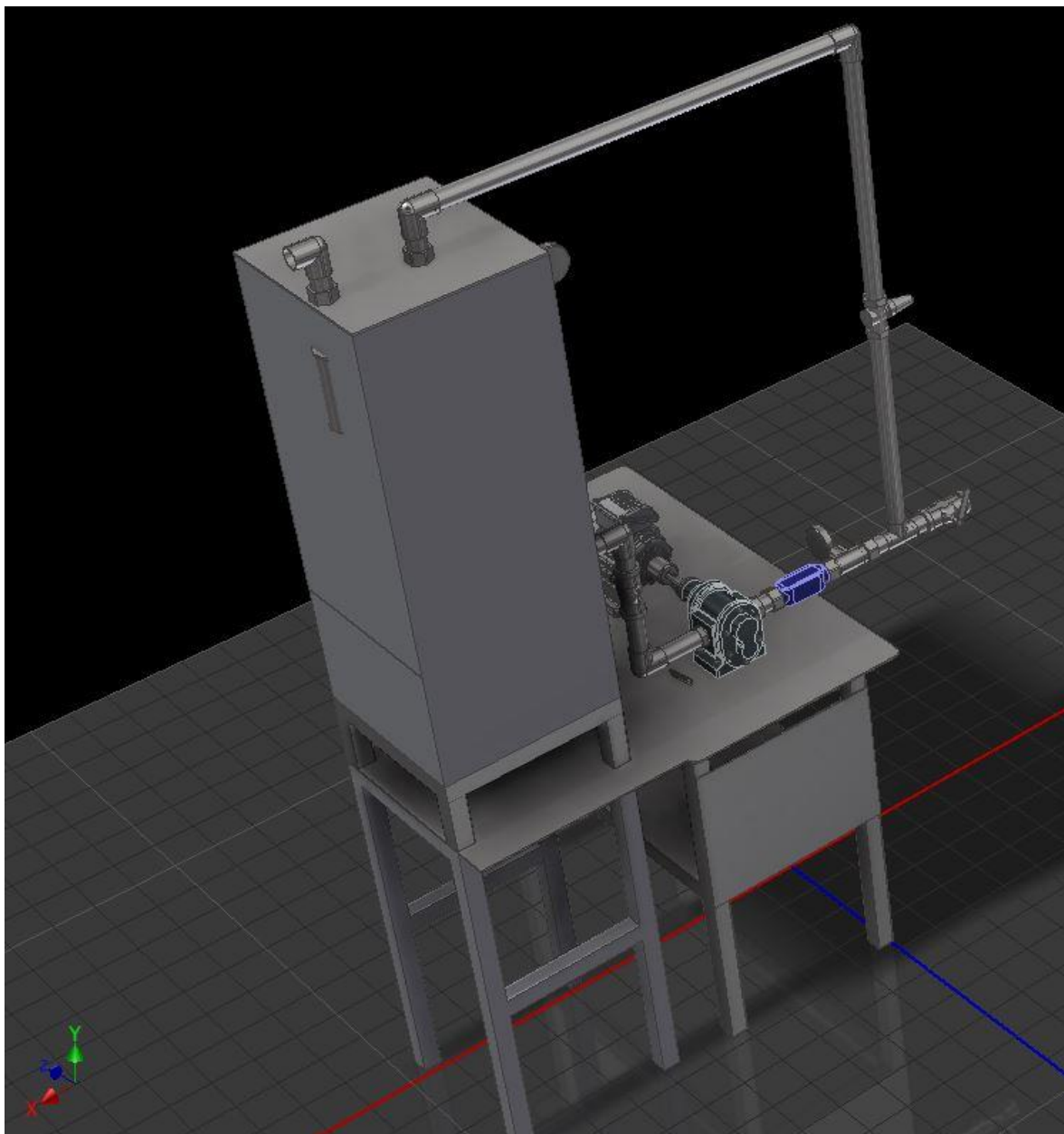


imagen 17 – Perspectiva

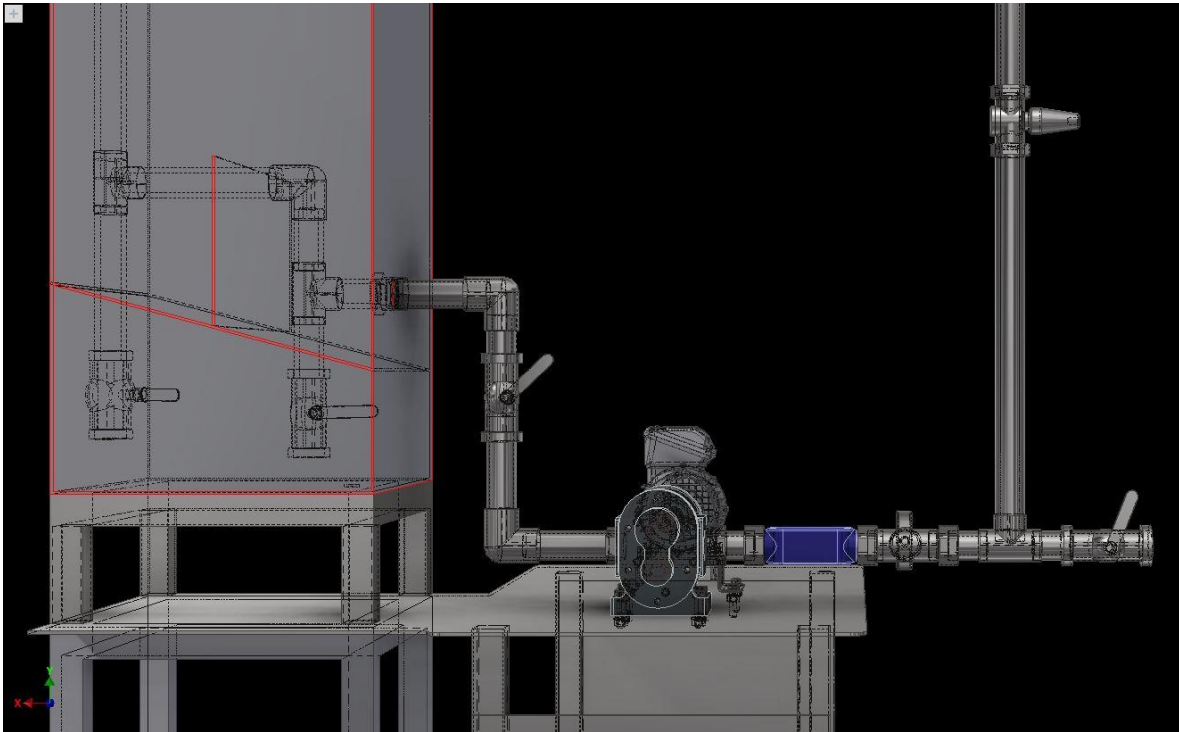


imagen 18 – Perspectiva

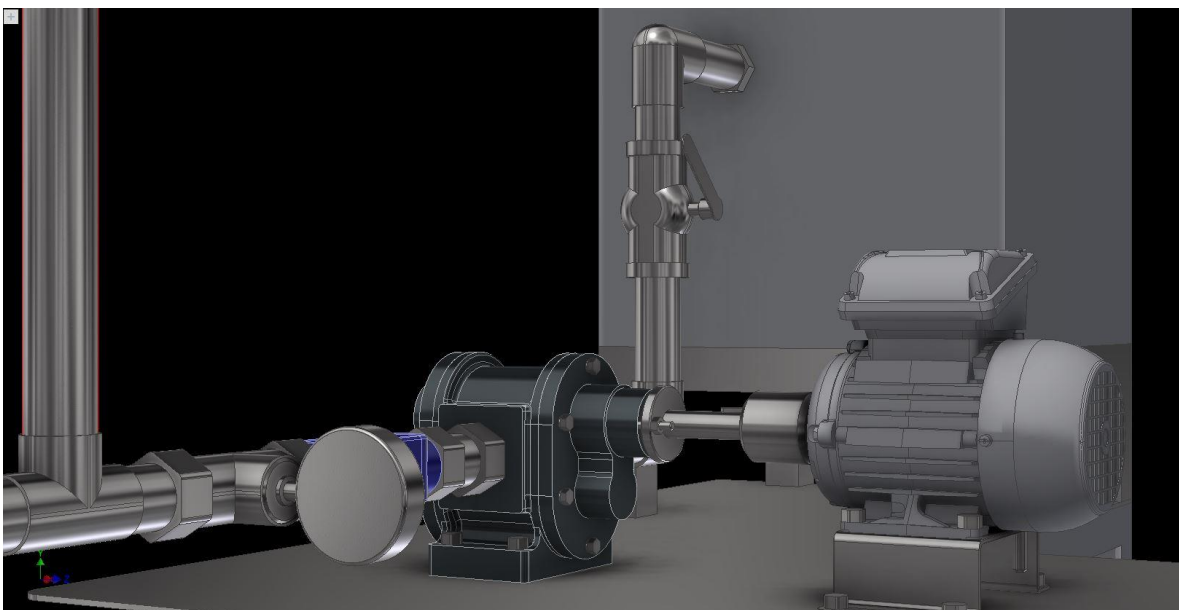


imagen 19 - Detalle 2

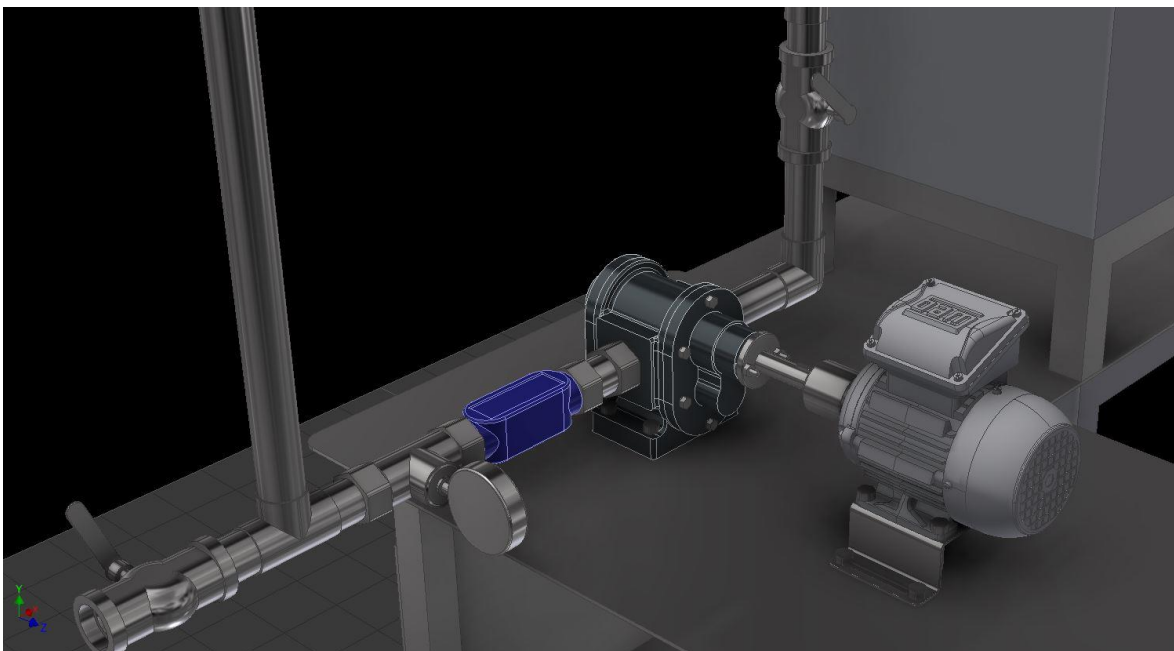


imagen 20 - Detalle 3

