

Universidad Nacional de Ingeniería

Facultad de Ingeniería Mecánica



TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

**Diseño de un sistema autodializante para mejorar la
disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica (UPH)**

Para obtener el título de Ingeniero en Ciencias con
mención en Ingeniería Mecánica.

Elaborado por

Stefany Susan Alanya Poma

 [0009-0003-4379-2474](https://orcid.org/0009-0003-4379-2474)

Asesor

Ing. Margarita Chevarria Moscoso

 [0000-0002-4176-7545](https://orcid.org/0000-0002-4176-7545)

LIMA – PERÚ

2023

Dedicatoria

Dedico este trabajo

a mi madre, Delfina Poma Curasma;

a mi hermana, Yenni Alanya Poma;

y a mi esposo, Sergio Alvarez Munarriz.

Resumen

En los sistemas hidráulicos empleados para la transmisión de potencia, el aceite es su componente principal, ya que transmite y convierte la energía hidráulica en energía mecánica.

La operación de los sistemas hidráulicos implica la contaminación y degradación del aceite; por ello, debe ser dializado y se debe cambiar los filtros periódicamente; sin embargo, estas actividades de mantenimiento generan sobrecostos si no se ejecutan oportunamente. La velocidad de contaminación del aceite es variable, un sistema de filtración inadecuado conlleva a paradas no programadas, estas generan pérdidas de producción y reducción de la disponibilidad del equipo. Para ello, se plantea el diseño de una unidad hidráulica con un sistema de filtración secundario con respuesta automática y monitoreo constante del nivel de contaminación del aceite.

Primero, se recopila la data de los servicios de filtración de aceite y los parámetros operacionales de la unidad de análisis. Luego, se plantea el diseño de una unidad de potencia hidráulica con sistema de filtración secundario a partir de la data recopilada. Se emplea el software AutoCAD para esquematizar la filosofía de operación de los circuitos primario y secundario. A continuación, se desarrolla una memoria de cálculo y se seleccionan los componentes para la unidad hidráulica autodializante. Asimismo, el sistema propuesto es modelado en el software Solidworks y, por último, se desarrolla la filosofía de control y programación ladder en el software TIA Portal.

Finalmente, se evalúa la variación del nivel de contaminación del aceite y se determina la variación porcentual de la disponibilidad de la unidad hidráulica.

Palabras clave: contaminación de aceite, diseño de sistemas hidráulicos, programación ladder, unidad de potencia hidráulica.

Abstract

In hydraulic systems which had being employed for power transmission, the oil is the most valuable component due to transmit and convert mechanical energy to hydraulic energy.

The operation of hydraulic systems implies the contamination and degradation of the oil, for that, it must be dialyzed, and the filters must be changed periodically. However, these maintenance activities could overrun maintenance costs if they aren't carried out properly.

The contamination of oil depends of the particular system, an inadequate filtration system leads to unscheduled shutdowns, that generate production loss and decrease of equipment availability. In order to improve hydraulic power unit (HPU) performance, the design of a secondary filtration system with automatic response and permanent monitoring of oil contamination is proposed.

First, the historical data of the maintenance services and operational parameters are collected. Then, the design of a HPU with a secondary filtration system is proposed based on the operating characteristics collected previously. The software AutoCAD is used to schematize the philosophy of operation of the primary and secondary circuits. In the next step, a calculation memory is developed and the components for the autodialysing hydraulic unit are selected. In addition, the software SolidWorks is used to model the system proposed and the software TIA Portal is used to develop the philosophy of control and ladder program.

Finally, the variation of polluting particles in oil and the percentage variation of availability is determined to prove the hypothesis.

Keywords: design of hydraulic systems, hydraulic power unit, ladder program, oil contamination.

Tabla de Contenido

Dedicatoria	ii
Resumen	iii
Abstract	iv
Prólogo	xiii
CAPÍTULO 1. Introducción	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Descripción del problema de investigación	2
1.3 Objetivo del estudio	5
1.3.1 Objetivo general	5
1.4 Antecedentes investigativos	5
1.4.1 Investigaciones internacionales	5
1.4.2 Investigaciones nacionales	9
CAPÍTULO 2. Marco teórico y conceptual	13
2.1 Marco teórico	13
2.1.1 Fluidos hidráulicos	13
2.1.2 Unidad de potencia hidráulica	19
2.1.3 Mantenimiento de unidades hidráulicas	27
2.1.4 Automatización de procesos	29
2.2 Marco conceptual	33
CAPÍTULO 3. Hipótesis y operacionalización de variables	34
3.1 Hipótesis general	34
3.2 Operacionalización de variables	34

CAPÍTULO 4.	Metodología de la investigación.....	35
4.1	Tipo y diseño de la investigación	35
4.2	Unidad de análisis	36
4.3	Matriz de consistencia	37
CAPÍTULO 5.	Desarrollo del trabajo de investigación	38
5.1	Recopilación de datos	40
5.1.1	Descripción del sistema.....	40
5.1.2	Recopilación de datos referente al proceso de dializado de aceite	42
5.2	Procesamiento de información y cálculo de componentes.....	43
5.2.1	Filosofía de funcionamiento.....	43
5.2.2	Cálculo y selección del actuador hidráulico	45
5.2.3	Cálculo y selección de la bomba de engranajes	49
5.2.4	Cálculo y selección de tuberías:	51
5.2.5	Cálculo de pérdidas de presión en tuberías hidráulicas:	53
5.2.6	Cálculo y selección de mangueras hidráulicas para la línea de presión:.....	56
5.2.7	Cálculo y selección de la válvula distribuidora	58
5.2.8	Cálculo y selección del motor eléctrico	59
5.2.9	Cálculo y selección del tanque o reservorio de aceite.....	62
5.2.10	Cálculo y selección de filtros.....	62
5.2.11	Cálculo y selección del arreglo filtrante para el circuito secundario.....	67
5.3	Control y automatización	69
5.3.1	Filosofía de control	70
5.3.2	Entradas y salidas del proceso	71

5.3.3	Selección de equipos de control e instrumentación	72
5.3.4	Diagrama ladder	73
5.3.5	HMI.....	74
CAPÍTULO 6. Análisis y discusión de resultados		75
6.1	Análisis de resultados del diseño.....	75
6.2	Influencia sobre la disponibilidad del proceso.....	80
6.3	Influencia sobre los costos de mantenimiento.....	82
Conclusiones		85
Recomendaciones		86
Anexos		91

Lista de Tablas

Tabla 1.1 Código de limpieza de los aceites.....	3
Tabla 1.2 Residuos metálicos comunes presentes en los aceites usados.	5
Tabla 2.1 Clasificación del nivel de contaminación de un fluido hidráulico de acuerdo con el código ISO 4406.	18
Tabla 2.2 Clasificación del nivel de contaminación de un fluido hidráulico de acuerdo con el código NAS 1638.	19
Tabla 2.3 Simbología hidráulica	29
Tabla 2.4 Elementos básicos empleados en el diagrama ladder.	32
Tabla 3.1 Operacionalización de variables.	34
Tabla 4.1 Matriz de consistencia lógica.	37
Tabla 5.1 Velocidades recomendadas para tuberías hidráulicas	51
Tabla 5.2 Diámetros de tuberías seleccionadas	53
Tabla 5.3 Determinación del número de Reynolds de las tuberías hidráulicas	54
Tabla 5.4 Resultados para el valor de rozamiento f.....	54
Tabla 5.5 Determinación de las pérdidas de presión en las tuberías hidráulicas	55
Tabla 5.6 Valores del coeficiente K para tuberías curvadas	55
Tabla 5.7 Pérdidas de presión en tuberías curvadas.....	56
Tabla 5.8 Pérdidas de presión de P a A en la válvula direccional.....	59
Tabla 5.9 Pérdidas de presión en el sistema	60
Tabla 5.10 Factor de multiplicación de la potencia útil en función de la temperatura y altitud.....	61
Tabla 5.11 Sistema de filtración para bombas de engranajes Marzocchi.....	62
Tabla 5.12 Factor f_2 para condiciones del medio ambiente.....	65
Tabla 5.13 Carga superficial específica para el dimensionado de filtros secundarios	67
Tabla 5.14 Entradas y salidas para el circuito principal	72
Tabla 5.15 Entradas y salidas para el circuito secundario	72

Tabla 5.16 Selección de equipos de control	73
Tabla 5.17 Verificación de capacidad de variables	73
Tabla 5.18 Selección de instrumentos	73
Tabla 6.1 Cantidad de partículas presentes en el aceite hidráulico antes y después del proceso de diálisis	76
Tabla 6.2 Resultados del proceso de diálisis de la unidad de análisis	76
Tabla 6.3 Tiempo promedio en actividades de mantenimiento correctivo de un cilindro hidráulico	81
Tabla 6.4 Tiempo promedio en actividades de mantenimiento correctivo de una bomba hidráulica	82
Tabla 6.5 Costo de mantenimiento correctivo de un cilindro y una bomba hidráulica	83
Tabla 6.6 Costo de mantenimiento correctivo de un cilindro y una bomba hidráulica	83
Tabla A.1 Parámetros de operación de la UPH considerada como unidad de análisis.	93
Tabla A.2 Registro de los procesos de dializado de aceite.....	96

Lista de Figuras

Figura 1.1 Desgaste de elementos mecánicos por deficiente limpieza del aceite hidráulico.	2
Figura 2.1 Principio de Pascal.....	13
Figura 2.2 Principio de Continuidad en un conducto de sección variable	14
Figura 2.3 Teorema de Bernoulli en un conducto de sección variable.....	15
Figura 2.4 Sistema de transmisión de energía de las unidades hidráulicas.....	20
Figura 2.5 Esquema y simbología de los componentes de un sistema hidráulico básico.	20
Figura 2.6 Esquema de funcionamiento de una bomba de engranajes.	21
Figura 2.7 Bombas doble	22
Figura 2.8 Válvula direccional	23
Figura 2.9 Válvula check o antirretorno modelo HR.	24
Figura 2.10 Válvula de control de flujo modelo HQ.	24
Figura 2.11 Válvula limitadora de presión.	25
Figura 2.12 Representación esquemática de la ubicación de filtros en sistemas hidráulicos	26
Figura 2.13 Componentes de un cilindro hidráulico típico	26
Figura 2.14 Esquema de funcionamiento de un cilindro hidráulico.....	27
Figura 2.15 Clases de mantenimiento industrial.....	28
Figura 2.16 Estructura interna de un PLC	31
Figura 5.1 Flujograma de actividades para el desarrollo del trabajo de investigación.....	39
Figura 5.2 Detalle de la cantidad inicial de partículas contaminantes en una muestra representativa de aceite de 100ml.	41
Figura 5.3 Cantidad de partículas contaminantes en una muestra de 100 ml de aceite del sistema hidráulico.	41
Figura 5.4 Costos de mantenimiento del Filtro Prensa.	42

Figura 5.5 Diagrama hidráulico general del sistema autodializante.....	44
Figura 5.6 Cilindro sometido a presiones interna y externa.....	46
Figura 5.7 Esfuerzo tangencial.....	46
Figura 5.8 Esfuerzo radial.....	46
Figura 5.9 Factor de anclaje de cilindros hidráulicos.....	49
Figura 5.10 Esquema gráfico de las tuberías de succión y presión.....	52
Figura 5.11 Tubos curvados.....	55
Figura 5.12 Monograma para selección de diámetro interno de mangueras.....	57
Figura 5.13 Pérdidas de presión en mangueras.....	58
Figura 5.14 Centro tipo tándem de válvula 4/3.....	58
Figura 5.15 Diagrama Q/ Δ P para válvulas tipo DKE y DKER.....	59
Figura 5.16 Representación gráfica del factor f1 de aumento de viscosidad.....	64
Figura 5.17 Curva característica de caudal para la carcasa del filtro.....	66
Figura 5.18 Curva característica de caudal para el elemento filtrante.....	66
Figura 5.19 Modelado de la unidad hidráulica.....	69
Figura 6.1 Variación de la concentración de partículas contaminantes en el proceso de diálisis de aceite de la unidad hidráulica del filtro prensa.....	77
Figura 6.2 Resultado del Test N°1.....	77
Figura 6.3 Resultado del Test N°2.....	78
Figura 6.4 Resultado del Test N°3.....	78
Figura 6.5 Resultado del Test N°4.....	79
Figura 6.6 Resultado del Test N°5.....	79
Figura 6.7 Cantidad de partículas contaminantes en una muestra de 100ml de aceite del sistema hidráulico antes y después de un proceso de diálisis.....	80
Figura A.1 Desgaste abrasivo.....	91
Figura A.2 Desgaste erosivo.....	92
Figura A.3 Desgaste por fatiga.....	92
Figura A.4 Plano isométrico del Filtro Prensa.....	94

Figura A.5 Vista de Planta	95
Figura A.6 Programación ladder para la selección del modo manual y automático	98
Figura A.7 Programación ladder para el apagado del sistema y condiciones de operación	99
Figura A.8 Programación ladder para el arranque del motor principal.....	100
Figura A.9 Programación ladder para el accionamiento del pistón (automático)	101
Figura A.10 Programación ladder para el accionamiento del pistón (manual) y condiciones para el calentamiento del aceite hidráulico.....	102
Figura A.11 Programación ladder - Alarmas del sistema	103
Figura A.12 Programación ladder – Circuito secundario – Selección de los modos de operación.....	104
Figura A.13 Programación ladder – Circuito secundario – apagado del circuito y condiciones del sistema.....	105
Figura A.14 Programación ladder – Circuito secundario – arranque del motor.....	106
Figura A.15 Programación ladder – Circuito secundario – Apagado del motor.....	107
Figura A.16 Programación ladder – Circuito secundario – alarmas.....	108
Figura A.17 Tabla de variables del PLC.....	109
Figura A.18 Pantalla de overview de los circuitos hidráulicos del proceso.	110
Figura A.19 Pantalla del circuito primario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.....	111
Figura A.20 Pantalla del circuito secundario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.....	111
Figura A.21 Pantalla de información de norma NAS 1638 para la cantidad de partículas en aceite hidráulico.....	112
Figura A.22 Pantalla de alarmas del sistema hidráulico autodializante	112
Figura A.23 Diagrama hidráulico.....	113
Figura A.24 Dimensiones generales de la unidad hidráulica	114
Figura A.25 Dimensiones generales de cilindro hidráulico	115

Prólogo

Los sistemas hidráulicos se emplean principalmente para la transmisión de potencia, los cuales están presentes en diversos sectores económicos tales como la minería, la agricultura, la construcción, etc. El aceite es el componente principal de estos sistemas ya que hace posible la transmisión y conversión de energía hidráulica en energía mecánica. La principal causa de fallas se debe a la presencia de contaminantes en el aceite por un inadecuado mantenimiento, así como por un sistema de filtración ineficiente. Para ello, se plantea como aporte el diseño de una unidad de potencia hidráulica con sistema de filtración secundario con respuesta de activación automática y monitoreo constante de los niveles de contaminación del aceite.

El trabajo de suficiencia profesional ha sido estructurado en seis capítulos que se detallan a continuación:

En el capítulo 1: INTRODUCCIÓN, se describen los sistemas de potencia hidráulica y sus componentes principales. Además, se expone la problemática relacionada con la contaminación del aceite hidráulico. Así mismo, se enuncia el objetivo principal del trabajo de suficiencia y, por último, se presentan los antecedentes internacionales y nacionales relacionados al trabajo de investigación.

En el capítulo 2: MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL, se presentan los fundamentos teóricos de los sistemas hidráulicos, el mantenimiento de las unidades hidráulicas y la automatización de procesos para el desarrollo del trabajo de suficiencia. Así mismo, se describe el marco conceptual para contextualizar los términos técnicos empleados y evitar su ambigüedad.

En el capítulo 3: HIPÓTESIS Y OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES, se formula la hipótesis principal del trabajo investigativo, además, se realiza la identificación de las variables dependiente e independiente y la determinación de sus indicadores.

En el capítulo 4: METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN, se detalla el tipo y diseño de la investigación desarrollada, a su vez, se especifica la unidad de análisis y se elabora la matriz de consistencia.

En el capítulo 5: DESARROLLO DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN, se desarrolla la recopilación de data histórica de los tiempos de mantenimiento, los parámetros operacionales y el nivel de contaminación permisible del aceite empleado para la unidad de análisis. Luego, se realiza una memoria de cálculo a partir de las características de operación recopiladas, se selecciona los componentes y se plantea el diseño del sistema de filtración secundario, para ello se emplean los softwares SolidWorks y AutoCAD. Este capítulo finaliza con el desarrollo de la filosofía de control y la programación Ladder en el software TIA Portal para el control del diseño propuesto conforme al diagrama hidráulico planteado.

En el capítulo 6: ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS, se exponen los resultados del desarrollo de la investigación. Se simula la variación cuantitativa de las partículas contaminantes en el sistema. Así mismo, se estima la influencia del diseño obtenido sobre la disponibilidad de la unidad de potencia hidráulica. Finalmente, se valida la hipótesis descrita en el capítulo 3, a partir del cumplimiento de los indicadores de las variables de investigación.

Por último, se presentan las conclusiones del trabajo de suficiencia profesional y las recomendaciones para el desarrollo de futuros trabajos.

CAPÍTULO 1. Introducción

1.1 Generalidades

Los sistemas hidráulicos se emplean principalmente para la transmisión de potencia debido a su alta eficiencia en comparación con sistemas eléctricos o neumáticos, además de su facilidad de regulación de parámetros operacionales (Galal, 2009) [11]. En la industria, los sistemas hidráulicos están presentes en diversos sectores económicos tales como la minería (prensas, chancadoras, perforadoras, etc. y maquinaria pesada en general), la agricultura (maquinaria agrícola como tractores, cosechadoras, pulverizadores, etc.), la construcción (grúas, cementeras, volquetes, aplanadoras y demás maquinarias de obras civiles), entre otros.

El aceite es el componente principal de todos los sistemas hidráulicos ya que hace posible la transmisión y conversión de energía hidráulica en energía mecánica por medio de actuadores lineales o rotativos. Para un buen desempeño funcional del aceite, este debe mantenerse químicamente estable y libre de partículas contaminantes, en proporciones que no sobrepasen los límites establecidos por el fabricante (Aguado, 2022) [1]. La contaminación y la degradación están correlacionadas, dado que el incremento de contaminantes altera las propiedades del aceite y acelera su degradación, así como, la degradación del aceite produce sustancias que contribuyen con el proceso de desgaste de componentes del sistema.

La principal causa de fallas de los sistemas hidráulicos se debe a la presencia de contaminantes en el aceite por el inadecuado o carente mantenimiento, así como por un sistema de filtración ineficiente. En este aspecto, es importante plantear nuevos diseños de unidades de potencia hidráulica que cuenten con un sistema de filtración independiente del sistema principal y automatizado que permita conocer el estado del aceite y los filtros en todo momento, además permita los remplazos de elementos filtrantes sin tiempos de parada de la unidad hidráulica con la finalidad de disminuir el porcentaje de fallas

prematuras, incrementar la vida útil de los componentes, mejorar la disponibilidad de las unidades hidráulicas y reducir los costos de operación y de mantenimiento.

Por lo tanto, una situación futura favorable corresponde al diseño de un sistema de filtración secundario con respuesta de activación automática y monitoreo constante de los niveles de contaminación del aceite. Para ello, en el presente trabajo de investigación se recopila información referente a los parámetros de operación, las condiciones del aceite y el tiempo promedio de fallas registradas para la unidad de análisis; finalmente, se valida el diseño de la unidad autodializante mediante el cálculo porcentual de la variación en la disponibilidad del equipo.

1.2 Descripción del problema de investigación

El componente principal de todo sistema hidráulico es el aceite y su contaminación con partículas sólidas, líquidas o gaseosas es el causante de hasta el 80% de fallas en los circuitos hidráulicos y la baja confiabilidad de los componentes que lo constituyen (C.C.JENSEN A/S, 2019) [5]. Como se observa en la **Figura 1.1**, el reemplazo del 50% de los componentes hidráulicos se debe a la degradación de su superficie por desgaste mecánico como consecuencia de un mantenimiento deficiente y poco control de las condiciones de limpieza de los aceites hidráulicos (HF GUARD, 2017) [14].

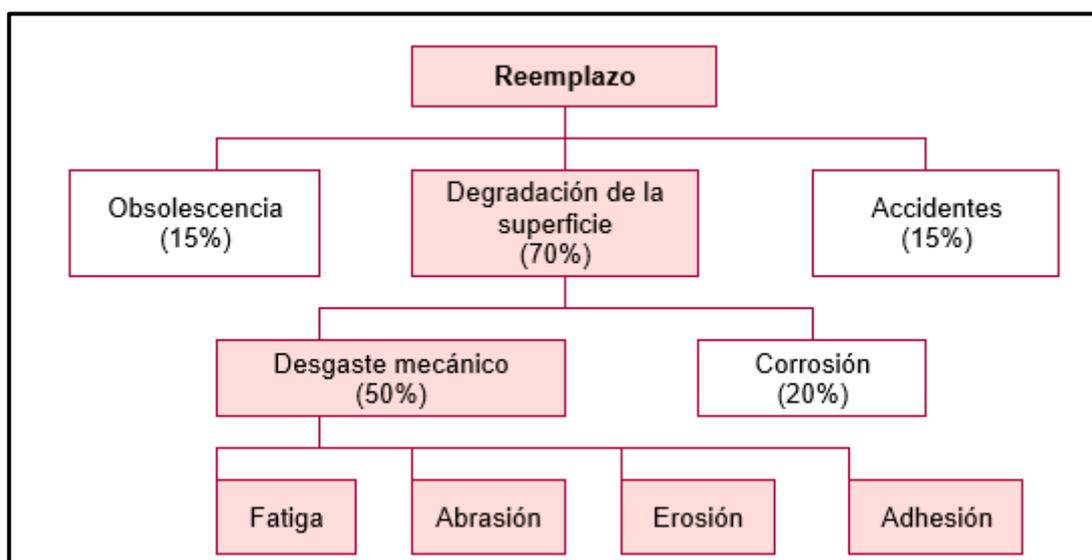


Figura 1.1 Desgaste de elementos mecánicos por deficiente limpieza del aceite hidráulico.
Fuente: HF GUARD (2017). "Control de contaminación" [14].

El desconocimiento de la condición de limpieza inicial de los aceites nuevos contribuye al incremento de fallas principalmente en los sistemas estándar y de alta presión con requerimientos de limpieza iguales o superiores al código 17/15/12, según normativa ISO 4406:1999 [24]. Los aceites nuevos están comúnmente contaminados con un código ISO de 19/17/14, tal como se observa en la **Tabla 1.1**, lo que representa una cantidad entre 2500 a 5000 partículas mayores a 4 micras/ml; la presencia de estas micropartículas representa la causa principal del desgaste por erosión, abrasión y/o fatiga de los componentes (C.C.JENSEN A/S, 2019) [5]. Estos mecanismos de desgaste por presencia de partículas contaminantes se describen en el **Anexo A.1**.

Tabla 1.1 Código de limpieza de los aceites.

Código ISO	NAS 1638	Descripción	Adecuado para
ISO 14/12/10	NAS 3	Aceite muy limpio	Todos los sistemas de aceite
ISO 16/14/11	NAS 5	Aceite limpio	Sistemas hidráulicos de alta presión y servo
ISO 17/15/12	NAS 6	Aceite ligeramente contaminado	Sistemas de aceite lubricante e hidráulico estándar
ISO 19/17/14	NAS 8	Aceite nuevo	Sistemas de presión media baja
ISO 22/20/17	NAS 11	Aceite muy contaminado	No adecuado para sistemas de aceite

Fuente: C.C.JENSEN A/S (2019). "Guía de aceite limpio: La importancia del mantenimiento del aceite" [5].

Los contaminantes provienen de dos fuentes principales: el ingreso de partículas externas por componentes defectuosos o la generación interna de partículas por desgaste en el circuito hidráulico. La selección incorrecta y/o el mantenimiento deficiente de los sellos mecánicos, los filtros de aire y de aceite, así como el empleo inadecuado de aceite nuevo sin filtrar facilitan el ingreso de partículas contaminantes al sistema. Estas partículas, en su recorrido a través del circuito hidráulico, colisionan con la superficie y producen fallos de los componentes hidráulicos, estos a su vez generan el desprendimiento de partículas metálicas que contribuyen al incremento exponencial de contaminantes en el aceite (HF GUARD, 2017) [14], como se observa en la **Figura 1.2**.



Figura 1.2 Proceso de incremento de partículas contaminantes por desgaste.
Fuente: C.C.JENSEN A/S (2019). "Guía de aceite limpio: La importancia del mantenimiento del aceite" [5].

El remplazo del aceite y de los elementos filtrantes es fundamental para garantizar la operatividad de los sistemas hidráulicos; sin embargo, su cambio por desgaste prematuro produce sobrecostos en el mantenimiento del sistema, dado que implica horas perdidas de producción, gestión y adquisición de repuestos adicionales y horas hombre para rehabilitar y poner en servicio el equipo. Estos factores multiplican decenas de veces el costo del aceite cambiado (Noria Latín América, 2014) [22].

El aceite usado es calificado como un material peligroso según lo descrito en la Norma Técnica Peruana NTP 900.050-2022 "Gestión de residuos. Manejo de aceites usados. Generalidades" [16]. Como se observa en la **Tabla 1.2**, estos aceites contienen una variedad de residuos de elementos metálicos; el inadecuado manejo, segregación y disposición de este residuo es perjudicial para la salud de las personas y tiene consecuencias negativas para el ecosistema: afecta los recursos hídricos, reduce la fertilidad de los suelos y su combustión emite gases tóxicos que dañan la atmósfera (Departamento de Medio Ambiente de CCOO-Aragón, 2007) [7]. Lo expuesto representa una problemática que afecta directamente al medio ambiente.

Tabla 1.2 Residuos metálicos comunes presentes en los aceites usados.

Elemento	Desgaste	Contaminación	Aditivos
Hierro (Fe)	x	x	
Cobre (Cu)	x	x	x
Cromo (Cr)	x		
Estaño (Sn)	x		
Aluminio (Al)	x	x	
Plomo (Pb)	x		
Silicio (Si)		x	x
Sodio (Na)		x	x
Boro(B)		x	x
Calcio (Ca)		x	x
Magnesio (Mg)		x	x
Zinc (Zn)	x		
Fósforo (P)		x	x
Molibdeno (Mo)	x		x
Potasio (K)		x	

Fuente: Aguado, N. "Tecnología y análisis de aceite para asegurar la eficiencia de lubricación" [1].

Sintetizando las situaciones detalladas en los párrafos anteriores se formula la pregunta de investigación: ¿En qué medida se reduce la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica por un deficiente control de la limpieza del aceite?

1.3 Objetivo del estudio

1.3.1 Objetivo general

Mejorar la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica mediante el diseño de un sistema autodializante que asegure un adecuado grado de limpieza del aceite.

1.4 Antecedentes investigativos

1.4.1 Investigaciones internacionales

Jiménez, M. (2016). "**Diseño, cálculo y automatización de un sistema de potencia hidráulica para plataforma de izaje de vehículos de carga pesada**" [17], en su informe técnico de residencia profesional, plantea el diseño y la automatización de un sistema de potencia hidráulica que permita brindar mantenimiento a los vehículos de carga

pesada de una empresa del rubro de la construcción del estado de Chiapas, México. Los objetivos son: el diseño de un sistema de potencia hidráulica para el izaje de vehículos pesados, el cálculo de las tuberías y bomba de la unidad de potencia hidráulica (UPH), la determinación de los componentes del sistema hidráulico y la automatización para su operación. El autor propone 04 etapas para el desarrollo del proyecto: primero, se establece el diseño de la plataforma de izaje; segundo, se realiza la memoria de cálculo para la selección de los componentes hidráulicos (bomba hidráulica, motor eléctrico, cilindro hidráulico, acumulador hidráulico, etc.) y eléctricos (relevadores, solenoides, etc.) de la UPH; tercero, se simula mediante el software Inventor para validar el funcionamiento correcto de la plataforma; cuarto, se evalúa el proyecto para confirmar su viabilidad económica y la rentabilidad de su construcción. El autor concluye que el sistema diseñado permite brindar mantenimiento a camiones pesados de hasta 10 toneladas, además, la correcta automatización de la plataforma facilita la operación por el personal técnico, reduce los tiempos de mantenimiento y mejora la disponibilidad de las unidades.

Franco, O. y Pedraza, W. (2019). **“Diseño de una máquina para el filtrado de aceite lubricante contaminado”** [10], en su proyecto integral de grado, plantean el diseño óptimo de una máquina de filtrado de aceite lubricante contaminado para troqueladoras de tapa tipo corona. Los autores establecen como objetivo diseñar una máquina para el filtrado de aceite contaminado que cumpla los requerimientos del Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial de la República de Colombia, según el decreto 4741 (2005) que regula el manejo de aceites usados. Para el desarrollo del proyecto se establecen 03 diseños preliminares y se evalúan mediante el método de ponderación de características; se establecen los requerimientos para el diseño de la bandeja de pre filtro, del sistema de filtrado, del sistema de retrolimpieza y del sistema de reabastecimiento; se analizan los diseños propuestos empleando el Método de Elementos Finitos (MEF) mediante la creación y refinamiento de mallas para la simulación en el software Siemens NX; por último, se analizó el nivel de impacto ambiental y la viabilidad financiera para la selección del diseño óptimo. Los autores concluyen que el diseño óptimo de la máquina para el filtrado

de aceite contaminado consta de un sistema de retrolimpieza por medio de aire comprimido, ya que este fluido es el que menos se mezcla con el aceite y minimiza el ingreso de residuos; además, mediante el análisis por MEF se determina que la estructura del diseño tiene un factor de seguridad de 16,45 respecto al límite de fluencia del material.

Lanchimba, R. (2018). **“Diseño y construcción de la estructura de una máquina universal de ensayos destructivos-sistema hidráulico de presión para la carrera de Ingeniería en Mecatrónica”** [19], en su trabajo de grado, plantea la construcción de una máquina de ensayos destructivos en el norte del país (Ibarra, Ecuador) para el análisis de propiedades mecánicas de materiales sólidos, así como la validación de probetas normalizadas. Se establece como objetivo simular y seleccionar un cilindro hidráulico compatible con las condiciones de operación del equipo UTM-30 para ser acoplado a la estructura donada. Para el desarrollo del trabajo se plantea las siguientes etapas: primero, se realiza la evaluación del equipo donado a la Facultad de Ciencias Aplicadas (FICA); segundo, se realiza la selección de equipos UTM-30 (bomba, válvula, accesorios); tercero, se establece el esquema del circuito hidráulico del equipo; cuarto, se formula el diseño de la base y de la estructura de alojamiento del cilindro hidráulico; quinto, se propone el diseño de las piezas planas para el maquinado de la base del cilindro hidráulico de doble efecto; por último, se determinan las propiedades mecánicas de la máquina universal de ensayos destructivos diseñada mediante el Método de Elementos Finitos (MEF). El autor concluye que el diseño de una máquina universal de ensayos destructivos tipo UTM-30 requiere un cilindro de doble efecto con capacidad de 50 Ton, basado en la norma técnica ecuatoriana INEN 1573:2010.

Flores, J. y Vallejo, C. (2014). **“Diseño y construcción de un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada”** [9], en su trabajo de tesis de grado, plantean la construcción de un brazo oleo hidráulico que facilite los procesos de reparación de motores diésel-gasolina asegurando la seguridad y ergonomía del operario. Se establece como objetivo principal diseñar y construir un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores, y como objetivos secundarios:

determinar las cargas de trabajo del diseño estructural, seleccionar los componentes mecánicos y hidráulicos, elaborar un manual de operación y mantenimiento del equipo. Para el desarrollo del trabajo se establecen 05 etapas: primero, diseño estructural del brazo oleo hidráulico basado en el método de diseño de esfuerzos admisibles (ASD); segundo, diseño del circuito hidráulico y el circuito eléctrico; tercero, selección de elementos mecánicos, oleo hidráulicos y eléctricos; cuarto, construcción de la estructura y montaje de elementos mecánicos, hidráulicos y eléctricos; por último, pruebas de operación del brazo hidráulico ensamblado. El autor concluye que se determinó las reacciones, momentos de fricción, momentos estáticos y momentos de inercia del brazo hidráulico; además, se seleccionó el brazo principal, la base, el eje principal, los pernos de anclaje, los pasadores y el mecanismo de giro, así como el motor hidráulico, la bomba hidráulica, el cilindro hidráulico y las válvulas; en suma, las pruebas operativas confirmaron la capacidad del brazo hidráulico construido para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada.

Galárraga, M. y Rodríguez, E. (2015). **“Diseño y construcción de una prensa hidráulica para conformado de chapa metálica de 5 toneladas con colchón neumático”** [12], en su trabajo de tesis de grado, plantean la construcción de una prensa hidráulica de doble efecto para embutido de chapa metálica que sirva de material pedagógico para los laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana (Ecuador). El objetivo principal es diseñar una prensa para embutido de chapa metálica, los objetivos secundarios son dimensionar los cilindros de sujeción y de embutido, y calcular la potencia del motor. Para el desarrollo del trabajo se establecen 03 etapas: primero, el diseño hidráulico del equipo y la selección de componentes (bomba, tanque, filtros, válvulas, actuadores); segundo, el diseño estructural y análisis mecánico del bastidor, la columna, soldaduras, pernos de sujeción y ejes guías; por último, el análisis de costo para construcción del equipo. El autor concluye que la prensa hidráulica es capaz de embutir chapas metálicas con una capacidad de cinco toneladas, además, se dimensionó los 03 cilindros neumáticos (02 para sujeción de chapa y 01 para embutido) y se seleccionó un motor de 3HP.

1.4.2 Investigaciones nacionales

Huamaní, L. y Fabián, E. (2019). **“Diseño de un sistema oleo hidráulico para el accionamiento de la compuerta de una tolva de flujo másico de 1 Ton de capacidad en una mina de cobre – región de Junín”** [15], en su trabajo de tesis de grado, plantean el diseño de un sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento mecánico de la compuerta de una tolva de gruesos de la chancadora primaria en una planta concentradora de cobre. El objetivo principal del trabajo es diseñar un sistema oleo hidráulico que permita el accionamiento de la compuerta, además tiene como objetivos secundarios: formular los cálculos para los actuadores hidráulicos y las tuberías de la UPH, seleccionar los componentes hidráulicos y eléctricos del sistema. El autor sustenta su diseño con base en el método de diseño por esfuerzos permisibles (ASD), la ecuación de continuidad, el número de Reynolds y las pérdidas en tuberías para el cálculo de la bomba, el motor eléctrico, el pistón hidráulico, los diámetros de tuberías y accesorios de línea, además, la selección del tipo de aceite y la calidad del mismo. El autor concluye que el sistema diseñado permite el accionamiento de apertura y cierre de la compuerta para la tolva de gruesos de la planta concentradora, con la consideración de factor de seguridad de 1,1 para el esfuerzo que soporta el vástago y los tiempos de 8,45 segundos para su extensión y 6,33 segundos para su retracción, con una carrera de 322 mm.

Tito, J. (2018). **“Diseño de un sistema de automatización para pruebas de bombas y actuadores hidráulicos de alto caudal y presión controlado y supervisado por PLC”** [31], en su trabajo de suficiencia profesional, plantea la automatización de un banco de pruebas para bombas y actuadores hidráulicos para mejorar la exactitud en la adquisición de las variables físicas de las pruebas e integrarlas a una red de supervisión. El objetivo principal es diseñar un sistema automático para evaluar y controlar los parámetros de caudal y presión en las pruebas de componentes hidráulicos. Para el desarrollo, se establecen las siguientes etapas: primero, se establece la capacidad de testeo de los componentes hidráulicos, bombas hidráulicas de la serie PLP10 hasta PLP20 y actuadores de dimensiones entre 40 mm hasta 250 mm de diámetro a una presión de

prueba de 20 hasta 200 bar; segundo, se seleccionan los componentes mecánicos, eléctricos y de automatización para el banco de pruebas; tercero, se automatiza el proceso para el registro y supervisión de las variables de presión, temperatura y caudal para cada prueba realizada; por último, se determina el análisis financiero-económico del proyecto. El autor concluye que la configuración de una interfaz gráfica permite al operador de las pruebas establecer una comunicación interactiva con la máquina y disminuir el contacto con fuentes de energía peligrosas; además, la automatización del banco de pruebas triplica la cantidad de evaluaciones de actuadores hidráulicos.

Aldana, D. (2019). **“Diseño de una planta de diálisis de 20 litros/hora para disminuir la presencia de sólidos en el aceite automotriz de vehículos livianos, Olmos”** [2], en su trabajo de tesis de titulación, plantea la reutilización de aceites usados en motores de combustión de vehículos livianos mediante un proceso de dializado que reestablezca sus características físico-químicas iniciales. El trabajo tiene como objetivo diseñar una planta con capacidad de dializar 20 litros/hora para la disminución de la presencia de sólidos en los aceites usados provenientes de la industria automotriz. Para el desarrollo se recopiló la data de la cuantificación de aceite usado obtenido en los talleres automotrices de la ciudad de Olmos; se realizó el análisis de laboratorio de las propiedades físico-químicas y se determinó el valor promedio de la gravedad específica de las muestras, además, se realizó el análisis espectrofotométrico y se especificó los principales metales presentes en las muestras; se diseñó la planta dializadora y se seleccionó los componentes electromecánicos adecuados; por último, se realizó la evaluación económica y se determinó el valor de la tasa interna de retorno (TIR) y la relación de costo-beneficio. El autor concluye que se obtiene un promedio de 200 a 300 litros de aceite reciclable; estas muestras tienen una gravedad específica entre 0,890 y 0,941 y presencia de partículas metálicas de hierro, aluminio, silicio y boro principalmente; el diseño de la planta dializadora es económicamente viable con un valor TIR de 163% anual y un valor de costo-beneficio de 2,07.

Apolinario, J. (2015). **“Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m”** [3], en su trabajo de tesis de grado, plantea el diseño de una máquina para el prensado del fibrocemento, un material compuesto de cemento, papel reciclado, quitosano y fibra de sisal, que maximice su resistencia para la fabricación de paneles y calaminas de bajo costo para la construcción de viviendas. El trabajo tiene como objetivo principal diseñar una prensa hidráulica de 100 toneladas para la fabricación de calaminas según Norma Técnica Peruana (NTP) e ISO 9933. Para el desarrollo se empleó la metodología siguiente: primero, se estudió el estado de la tecnología y los parámetros de diseño; segundo, se elaboró los requerimientos de diseño tales como función, materiales, cargas, fuente de energía, etc.; tercero, se realizó el cálculo estructural y el diseño del equipo; cuarto, se seleccionó los componentes hidráulicos; por último, se elaboró los planos de fabricación y el análisis de costos para su fabricación. El autor concluye que el diseño de la prensa hidráulica es adecuado conforme a las normas NTP e ISO 9933 con las siguientes especificaciones: capacidad de 100 toneladas, carrera disponible de 550 mm, dimensiones de 1500 x 1700 x 2700 mm, mesa de trabajo de 1370 x 670 mm y deflexión máxima de 0,3 mm, unidad de presión máxima de 240 bar y caudal máximo de 50 l/min, motor eléctrico de 15 kW y revoluciones de 1710 rpm.

Gamarra, E. (2016). **“Diseño de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor y radio máximo de 250 mm para la empresa Metal Sur E.I.R.L.”** [13], en su trabajo de tesis de grado, plantea el diseño y simulación de una máquina hidráulica que optimice el rolado de planchas para la fabricación de tanques en acero inoxidable. El trabajo tiene como objetivo principal diseñar una máquina roladora para planchas de hasta 20 mm y radio máximo de 250 mm, los objetivos secundarios son: determinar los parámetros geométricos para la máquina roladora, dimensionar y seleccionar los rodillos para la máquina roladora. Para el desarrollo del trabajo se realizaron los siguientes pasos: primero, se estableció los requerimientos de diseño según el proceso de rolado de planchas para fabricación de tanques en acero

inoxidable; segundo, se determinó las dimensiones del equipo y se diseñó la máquina; tercero, se simuló con el software SolidWorks para validar los factores de seguridad del diseño; finalmente, se seleccionó el motorreductor y los pistones para el equipo. El autor concluye que se logró diseñar la máquina roladora hidráulica con las siguientes características: diámetro de los rodillos de 274 mm, distancia entre los rodillos de 0,60 m, factor de seguridad de los rodillos de 3,13 según método de elementos finitos, fuerza del sistema de transmisión de 294,4 kN y velocidad de 6 m/min.

CAPÍTULO 2. Marco teórico y conceptual

2.1 Marco teórico

Para el desarrollo de un diseño que mejore la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica es fundamental conocer aspectos teóricos que se detallarán a continuación.

2.1.1 Fluidos hidráulicos

De acuerdo con el libro de Drexler, P. (2019). "Fluidos hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (pp.51-68) [8], un fluido hidráulico es aquel fluido que cumple la ley de Pascal: *"La presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido"*.

Los aceites minerales y sintéticos son los principales fluidos hidráulicos debido a sus cualidades lubricantes y su elevada protección anticorrosiva. De acuerdo con el libro de Serrano A. (2002). "Oleohidráulica" [30], los principios fundamentales del aceite empleado en los sistemas hidráulicos son prácticamente los mismos que los que rigen para la hidráulica tradicional, siendo estos los que se mencionan a continuación:

2.1.1.1 Principio de Pascal

En la **Figura 2.1** se muestra un fluido incompresible y en equilibrio. El enunciado de Pascal establece que si se ejerce una presión en 1 esta se transmite con la misma intensidad en todas las direcciones, actuando siempre de forma perpendicular a las paredes del recinto que lo contiene. Es decir, la presión en 2 será la misma que la presión ejercida en 1.

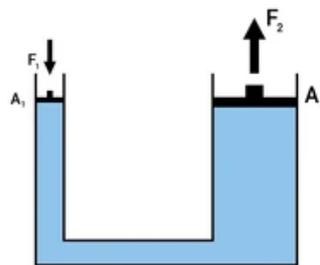


Figura 2.1 Principio de Pascal

Fuente: Junta de Andalucía (2016). "Principios de hidráulica y neumática" [18].

De acuerdo con Mott R. en su libro “Mecánica de Fluidos” [21], la presión es una cantidad escalar que se obtiene al dividir la fuerza entre el área de la superficie donde esta actúa de forma perpendicular. La presión se expresa de acuerdo con la Ecuación 2.1 mostrada a continuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad 2.1$$

Donde:

P: Presión [Pa]

F: Fuerza [N]

A: Área [m²]

2.1.1.2 Ecuación de continuidad

En la **Figura 2.2**, se muestra un conducto de sección variable. De acuerdo con Mott R. en su libro “Mecánica de Fluidos” [21], la ecuación de continuidad establece que la masa de flujo que fluye por la sección 1 debe ser la misma que fluye por la sección 2 tal como se muestra en la ecuación 2.2 o su equivalente expresado como flujo másico en la ecuación 2.3. A partir de ello se deduce que para un fluido incomprensible y de densidad constante, entre cualquiera de las secciones que se considere, el caudal será el mismo.

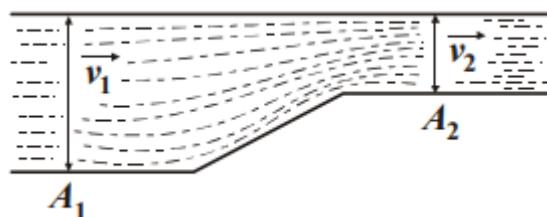


Figura 2.2 Principio de Continuidad en un conducto de sección variable
Fuente: Junta de Andalucía (2016). "Principios de hidráulica y neumática" [18].

$$m_1 = m_2 \quad 2.2$$

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 \quad 2.3$$

Donde:

m_1 y m_2 : masa en 1 y 2 [kg]

A_1 y A_2 : Área en 1 y 2 [m²]

v_1 y v_2 : Velocidad en 1 y 2 [m/s]

ρ_1 y ρ_2 = Densidad del fluido [kg/m³]

2.1.1.3 Ecuación de Bernoulli

El Teorema de Bernoulli es una aplicación directa del principio de conservación de la energía. De acuerdo con este teorema, se cumple que la suma de todas las energías en un punto se mantiene constante a lo largo de la misma línea de flujo constante, tal como se muestra en la **Figura 2.3.** y en la ecuación 2.4.

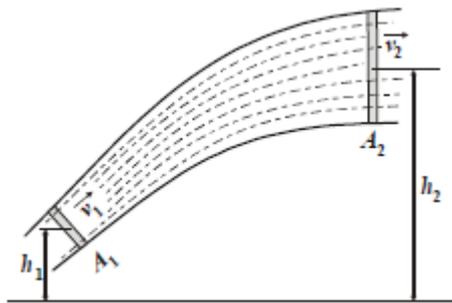


Figura 2.3 Teorema de Bernoulli en un conducto de sección variable
Fuente: Junta de Andalucía (2016). "Principios de hidráulica y neumática" [18].

$$\rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = \rho \cdot g \cdot h_2 + p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 = \text{constante} \quad 2.4$$

Donde:

h_1 y h_2 = Alturas de referencia [m]

v_1 y v_2 = Velocidades de fluido en las secciones 1 y 2 [m/s]

p_1 y p_2 = Presiones en 1 y 2 [Pa]

g = Aceleración de la gravedad [m/s²]

ρ = Densidad del fluido [kg/m³]

2.1.1.4 Régimen laminar y turbulento

De acuerdo con la velocidad de circulación de un fluido y al comportamiento de las partículas a lo largo de su desplazamiento se consideran dos tipos de régimen: el régimen laminar caracterizado por el movimiento ordenado del fluido con trayectorias paralelas al eje del tubo y el régimen turbulento donde el fluido está dotado de un movimiento desordenado con cambios constantes de dirección.

El tipo de régimen es determinado mediante el número característico de Reynolds (Re). Este número es adimensional y se obtiene a través de la ecuación 2.5.

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot d_i}{\eta} \quad 2.5$$

$Re \leq 2000$, flujo laminar

$2000 < Re \leq 4000$, flujo transitorio

$4000 > Re$, flujo turbulento

Donde:

ρ = Densidad del fluido [kg/m³]

\bar{v} = Velocidad media en el tramo correspondiente [m/s]

d_i = Diámetro interior de la tubería [m]

η = Viscosidad dinámica del fluido [kg/m.s]

2.1.1.5 Pérdidas de carga en tuberías

Las pérdidas de carga se expresan por las caídas de presión que tienen lugar en los distintos tramos de la trayectoria del fluido. De acuerdo con Mott R. en su libro "Mecánica de Fluidos" [21], la pérdida de energía es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud entre el diámetro de la corriente de flujo. Esta relación se expresa matemáticamente como la ecuación de Darcy que en términos de presión se expresa según se muestra en la ecuación 2.6.

$$\Delta p = \frac{f \cdot \rho \cdot l \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d_i} \quad 2.6$$

Donde:

Δp = Caída de presión [Pa]

f = Factor de fricción [adimensional]

Para el régimen laminar:

$$f = \frac{64}{Re} \quad 2.7$$

Para el régimen turbulento (Ecuación de Colebrook-White):

$$f^{-0,5} = -2\log \left[\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3,71} \right] \quad 2.8$$

ρ = Densidad del fluido [kg/m³]

l = Longitud del tramo correspondiente [m]

\bar{v} = Velocidad media en el tramo correspondiente [m/s]

d_i = Diámetro interior de la tubería [m]

ε = Rugosidad relativa del material [adimensional]

2.1.1.6 Pérdidas de carga en accesorios

Estas pérdidas son causadas por la existencia de resistencias localizadas en determinadas zonas del circuito como: estrangulaciones, codos, válvulas distribuidoras, válvulas antirretornos, etc.

Para el cálculo de estas pérdidas, generalmente, se emplea la ecuación 2.9, donde el valor del coeficiente de resistencia (K) es un valor experimental proporcionado por el fabricante:

$$\Delta p = K \frac{\rho \cdot \bar{v}^2}{2} \quad 2.9$$

Donde:

Δp = Caída de presión [N/m²]

K = Coeficiente de resistencia [adimensional].

ρ = Densidad [kg/m³]

\bar{v} = Velocidad media en el tramo correspondiente [m/s]

2.1.1.7 Codificación del nivel de contaminación en fluidos hidráulicos

De acuerdo con la norma ISO 4406:1999 [24], el código para determinar los niveles de contaminación de los aceites comprende tres escalas numéricas según se indica a continuación:

- La primera escala numérica representa el número de partículas de igual o mayor longitud a 4 $\mu\text{m(c)}$ por mililitro de fluido.

- La segunda escala numérica representa el número de partículas de igual o mayor longitud a 6 $\mu\text{m(c)}$ por mililitro de fluido.
- La tercera escala numérica representa el número de partículas de igual o mayor longitud a 14 $\mu\text{m(c)}$ por mililitro de fluido.

La asignación de estas escalas numéricas se muestra en la **Tabla 2.1**.

Tabla 2.1 Clasificación del nivel de contaminación de un fluido hidráulico de acuerdo con el código ISO 4406.

Número de Partículas por 1 ml de fluido		Escala numérica
Mayor que	Hasta e inclusive	
2500000		>28
1300000	2500000	28
640000	1300000	27
320000	640000	26
160000	320000	25
80000	160000	24
40000	80000	23
20000	40000	22
10000	20000	21
5000	10000	20
2500	5000	19
1300	2500	18
640	1300	17
320	640	16
160	320	15
80	160	14
40	80	13
20	40	12
10	20	11
5	10	10
2,5	5	9
1,3	2,5	8
0,64	1,3	7
0,32	0,64	6
0,16	0,32	5
0,08	0,16	4
0,04	0,08	3
0,02	0,04	2
0,01	0,02	1
0,00	0,01	0

Fuente: Organización Internacional de la Normalización. (1999). "Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles" (ISO 4406:1999) [24].

Por otro lado, el código NAS 1638 es otro estándar internacional que clasifica el grado de contaminación en 14 clases desde el 00 hasta el 12 tal como se muestra en la **Tabla 2.2**, cada clase está determinada de acuerdo a la máxima cantidad de contaminantes existentes según los siguientes tamaños: de 5-15 μm , 15-25 μm , 25-50 μm , 50-100 μm y mayores de 100 μm para una muestra de 100ml.

Tabla 2.2 Clasificación del nivel de contaminación de un fluido hidráulico de acuerdo con el código NAS 1638.

Clase NAS	5-15 μm	15-25 μm	25-50 μm	50-100 μm	>100 μm
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91000	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

Fuente: Parker. (2012). "Guide to Contamination Standards".

2.1.2 Unidad de potencia hidráulica

De acuerdo con el libro de Galal M. (2009). "Fluid Power Engineering" [11], los sistemas hidráulicos convierten la potencia mecánica suministrada en potencia hidráulica de fácil transmisión y control de presiones, direcciones y magnitudes de flujo, luego, esta potencia hidráulica es transformada nuevamente en potencia mecánica por medio de actuadores hidráulicos conforme a lo mostrado en la **Figura 2.4**.

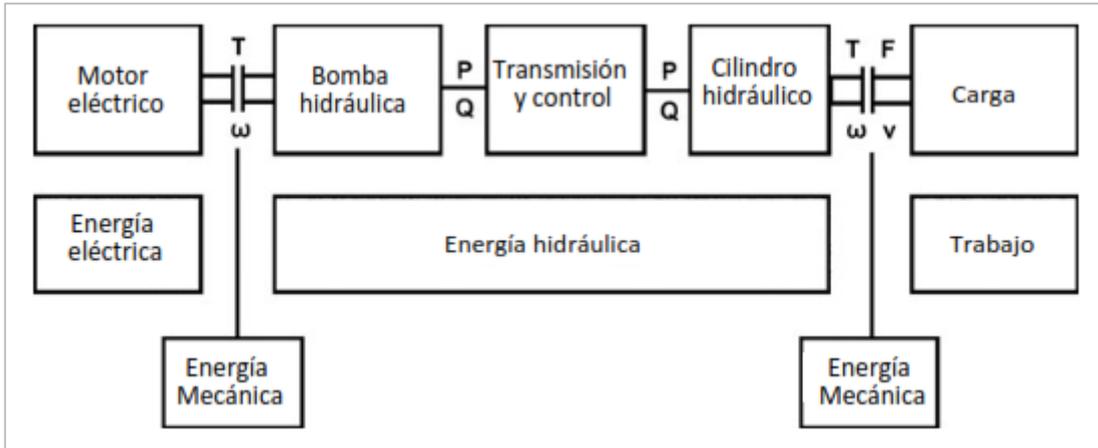


Figura 2.4 Sistema de transmisión de energía de las unidades hidráulicas
Fuente: Galal, M. (2009). "Fluid Power Engineering" [11].

En la **Figura 2.5** se muestran los componentes principales de una unidad de potencia hidráulica básica como son: el reservorio, la bomba, el motor, las válvulas, los filtros y actuadores hidráulicos.

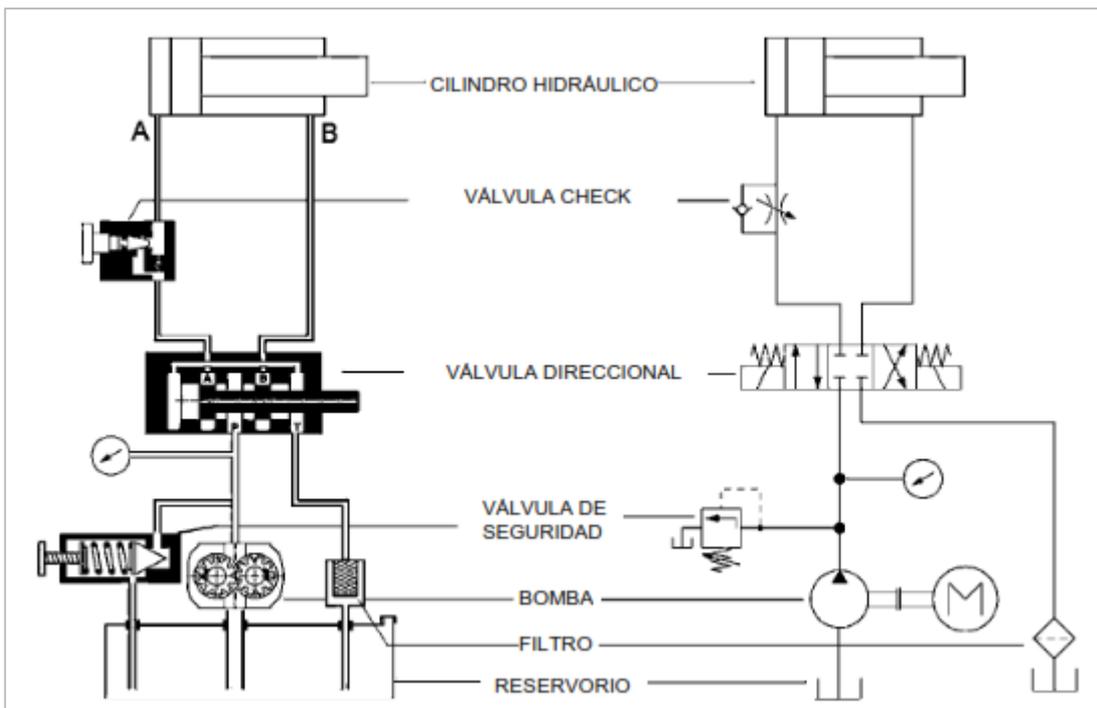


Figura 2.5 Esquema y simbología de los componentes de un sistema hidráulico básico.
Fuente: Galal, M. (2009). "Fluid Power Engineering" [11].

2.1.2.1 Bombas hidráulicas

De acuerdo con el libro de Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6], la función de las bombas hidráulicas es convertir la energía mecánica suministrada por el motor en energía hidráulica. Asimismo, las bombas de

engranajes están constituidas por dos orificios para la entrada y salida del fluido hidráulico, una carcasa o cámara de bombeo y un par de ruedas dentadas tal como se muestra en la **Figura 2.6**.

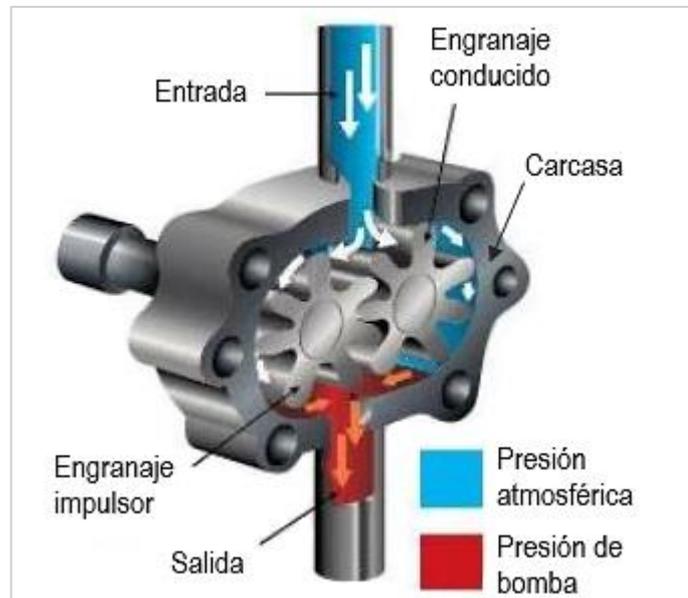


Figura 2.6 Esquema de funcionamiento de una bomba de engranajes.
Fuente: Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6].

El caudal (Q), definido como la cantidad de flujo que circula a través de una sección definida por unidad de tiempo, para una bomba de engranajes se calcula mediante la ecuación 2.10 (Marzocchi Pompe, 2022)[20].

$$Q = \frac{C \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \text{ [litros/min]} \quad 2.10$$

Donde:

C : Cilindrada [$\text{cm}^3/\text{revolución}$]

n : Velocidad de rotación [revoluciones/min].

η_v : Rendimiento volumétrico [adimensional]. (0.95 como valor indicativo para velocidades de rotación entre 1000 y 2000 RPM)

La potencia absorbida (P_{ot}), definida como la cantidad de trabajo por unidad de tiempo que una bomba sometida a un diferencial de presión entre impulsión y aspiración transmite a un fluido hidráulico, se calcula mediante la ecuación 2.11 (Marzocchi Pompe, 2022) [20].

$$\text{Pot} = \frac{P \cdot Q}{600 \cdot \eta_t} [\text{kW}] \quad 2.11$$

Donde:

Q: Caudal [litros/min]

P: Presión de operación [bar]

η_t : Rendimiento total

Bombas de engranajes doble

Las bombas dobles, tal como se muestra en la **Figura 2.7**, son una de las configuraciones de bomba múltiple. Está compuesto por un par de bombas accionadas por un solo motor. Este tipo de configuración es generalmente empleada para lograr dos velocidades: la rápida o velocidad de aproximación obtenida al sumar ambos caudales, y la lenta o de trabajo obtenida con solo el caudal de la bomba de menor capacidad.



Figura 2.7 Bombas doble
Fuente: Serrano A. (2002). "Oleohidráulica" [30].

2.1.2.2 Motores eléctricos

De acuerdo con el libro de Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6], los motores eléctricos son dispositivos que transforman la energía de alimentación en energía mecánica de rotación.

La potencia eléctrica, definida como la energía eléctrica transferida a través de un circuito eléctrico por unidad de tiempo, se calcula mediante la ecuación 2.12.

$$P_{\text{eléctrica}} = V \cdot I [\text{W}] \quad 2.12$$

Donde:

$P_{\text{el\u00e9ctrica}}$: Potencia el\u00e9ctrica [W]

V: Voltaje [V]

I: Intensidad de corriente [A]

2.1.2.3 V\u00e1lvulas

De acuerdo con el libro de Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidr\u00e1ulica: Conceptos b\u00e1sicos" [6], las v\u00e1lvulas son unidades de control cuya funci\u00f3n es regular la presi\u00f3n y el caudal.

Tipos de v\u00e1lvulas empleadas:

- V\u00e1lvula direccional: Son componentes hidr\u00e1ulicos cuya funci\u00f3n es permitir o impedir el paso al fluido hidr\u00e1ulico por un conducto o cambiar la direcci\u00f3n del mismo en un circuito cualquiera. Estas v\u00e1lvulas se nombran y representan en funci\u00f3n a su constituci\u00f3n, en primer lugar, se especifican las v\u00edas u orificios de entrada y salida y, en segundo lugar, el n\u00famero de posiciones. En la **Figura 2.8** se muestra una imagen representativa de una v\u00e1lvula direccional de la marca Atos.



Figura 2.8 V\u00e1lvula direccional
Fuente: Atos. (2021). "Industrial Electrohydraulics Master Catalog".

- V\u00e1lvula antirretorno: Permiten la circulaci\u00f3n del flujo en un sentido e impiden que lo haga en sentido contrario. Adem\u00e1s, existen v\u00e1lvulas antirretorno pilotadas hidr\u00e1ulicamente que permiten, a trav\u00e9s de una se\u00f1al, la circulaci\u00f3n del fluido en el sentido inicialmente bloqueado. En la **Figura 2.9** se muestra una imagen representativa de este tipo de v\u00e1lvulas.



Figura 2.9 Válvula check o antirretorno modelo HR.
Fuente: Atos. (2021). "Industrial Electrohydraulics Master Catalog".

- Válvula reguladora de caudal: Reducen o incrementan la sección de paso del fluido con la finalidad de controlar la cantidad de aceite que se envía a los actuadores. En la **Figura 2.10** se muestra una imagen representativa de este tipo de válvulas.



Figura 2.10 Válvula de control de flujo modelo HQ.
Fuente: Atos. (2021). "Industrial Electrohydraulics Master Catalog".

- Válvula de alivio de presión: Su función es aliviar la presión del sistema o parte del circuito hidráulico con la finalidad de no superar un valor establecido. Además, el autor Serrano en su libro "Oleohidráulica" [30] menciona que esta limitación se hace extensible al motor ya que este no podrá superar la potencia máxima que permita la generación de esta presión máxima. En la **Figura 2.11** se muestra una imagen representativa de este tipo de válvulas.



Figura 2.11 Válvula limitadora de presión.

Fuente: Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6].

2.1.2.4 Filtros

De acuerdo con el libro de Reik, M. (2019). "Filtración en sistemas hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (pp.147-200) [27], los filtros son componentes que retienen y retiran las impurezas de un fluido en un circuito hidráulico. Asimismo, el autor menciona 4 tipos de filtros principales empleados en la construcción de unidades hidráulicas, como se observa en la **Figura 2.12**.

- Filtro de aspiración o succión: Ubicado dentro del reservorio, antes de la bomba hidráulica. Los filtros de succión se colocan siempre que exista un riesgo alto de daños en la bomba por ingreso de suciedad gruesa.
- Filtro de presión: Ubicado después de la bomba y antes de componentes hidráulicos como válvulas, cilindros, etc. Su función principal es proteger y garantizar el grado de limpieza necesario para dichos componentes.
- Filtro de retorno: Ubicado en la línea de retorno al tanque. Su función principal es filtrar el aceite hidráulico y garantizar que los contaminantes no ingresen al depósito o tanque hidráulico.
- Filtro de aire y de llenado: Su función es filtrar el aire que ingresa al tanque hidráulico. Se seleccionan con un grado de filtración similar a los filtros de presión y de retorno.

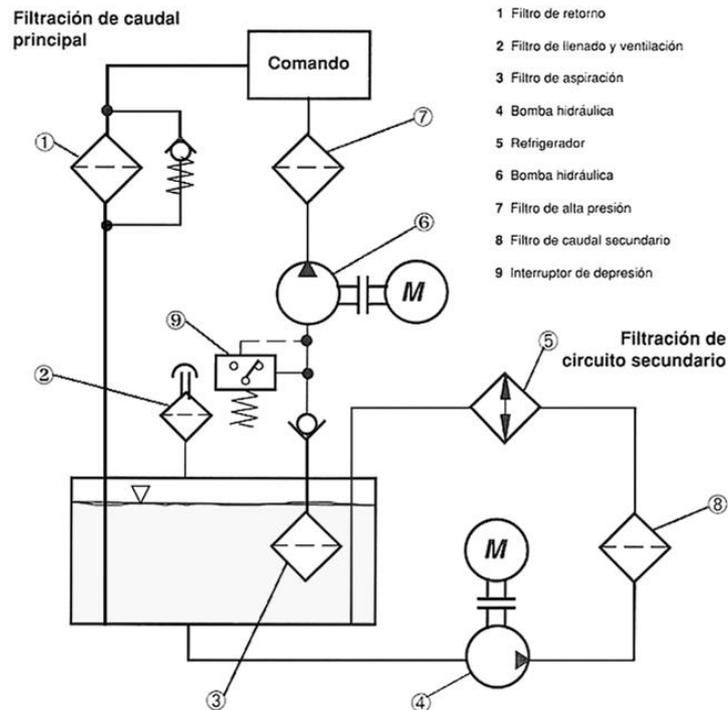


Figura 2.12 Representación esquemática de la ubicación de filtros en sistemas hidráulicos
 Fuente: Reik, M. (2019). "Filtración en sistemas hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (pp.147-200) [27].

2.1.2.5 Cilindros hidráulicos

De acuerdo con el libro de Carnicer, E. y Mainar, C. (1998) "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6], los actuadores hidráulicos o cilindros transforman la energía hidráulica en energía mecánica para dar movimiento o fuerza. Los cilindros hidráulicos tienen un rendimiento que varía entre 85% y 95% y están compuestos principalmente por un émbolo, un vástago el cual efectúa dos movimientos: extensión y retracción, una camisa tubular, entre otros componentes, como se muestra en la Figura 2.13 para un cilindro hidráulico típico.

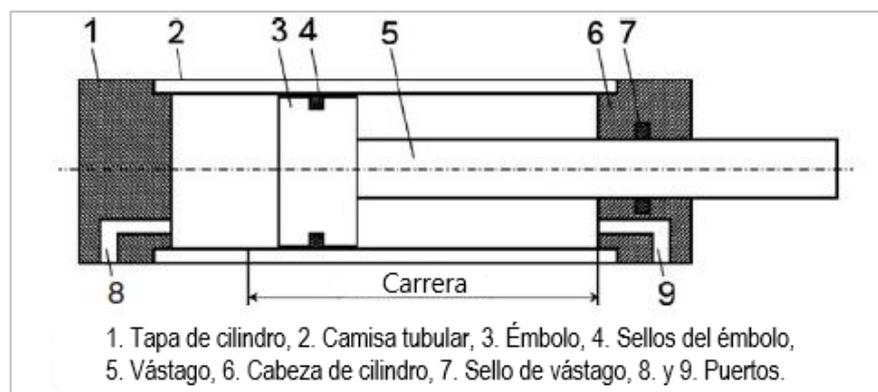


Figura 2.13 Componentes de un cilindro hidráulico típico
 Fuente: Galal, M. (2009). "Fluid Power Engineering" [11].

Las fuerzas producidas en los movimientos de extensión o retracción del vástago son generadas por acción de la presión del fluido hidráulico sobre la superficie del émbolo o la sección anular posterior tal como se muestra en la **Figura 2.14**.

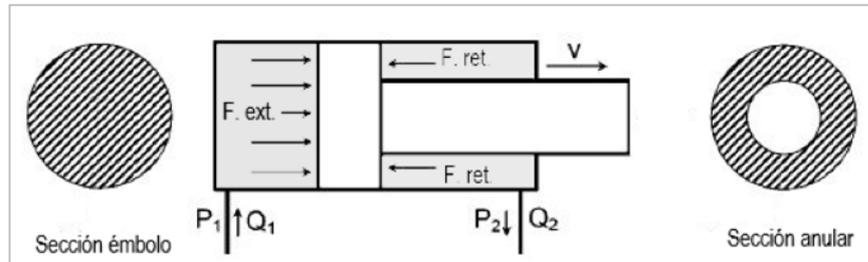


Figura 2.14 Esquema de funcionamiento de un cilindro hidráulico
Fuente: Galal, M. (2009). "Fluid Power Engineering" [11].

Las fuerzas de extensión y retracción son calculadas mediante las ecuaciones 2.13 y 2.14 (Carnicer, E. y Mainar, C., 1998)

$$F_{\text{extensión}} = P \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot n_c \text{ [N]} \quad 2.13$$

$$F_{\text{retracción}} = P \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot n_c \text{ [N]} \quad 2.14$$

Donde:

$F_{\text{extensión}}$ = Fuerza de extensión [N]

$F_{\text{retracción}}$ = Fuerza de retracción [N]

P= Presión de operación [Pa]

D= Diámetro del émbolo [m]

d= Diámetro de vástago [m]

n_c = Rendimiento del cilindro [adimensional]

2.1.3 Mantenimiento de unidades hidráulicas

De acuerdo con el libro de Pérez, F. (2021). "Conceptos generales en la gestión del mantenimiento industrial" [26] se desarrollan los aspectos teóricos del mantenimiento de equipos industriales.

El mantenimiento industrial abarca las acciones para conservar o reestablecer los equipos y maquinarias a las condiciones de operación para los que fueron diseñados,

construidos, instalados y puestos en servicio, como se observa en la **Figura 2.15**, las actividades de mantenimiento deben considerar el empleo de los recursos técnicos y materiales disponibles, además, se evalúan a través de indicadores clave de desempeño (KPI).

2.1.3.1 Tipos de mantenimiento

- **Mantenimiento correctivo:** También denominado mantenimiento reactivo, se ejecuta cuando el equipo o maquinaria deja de operar por falla o avería y su objetivo es restablecer su funcionamiento para minimizar las pérdidas de productividad.
- **Mantenimiento preventivo:** Basado en planes de mantenimiento que asignan materiales, recursos técnicos y/o servicios para mejorar la disponibilidad y confiabilidad de los equipos y/o activos. Las etapas de un plan de mantenimiento son la planificación, la programación, la ejecución y el control.
- **Mantenimiento predictivo:** Basado en la medición o monitoreo de parámetros de los equipos y/o activos, normalmente mediante técnicas no invasivas, para la predicción de fallas futuras y se gestiona la programación del mantenimiento oportuno que asegure su vida útil.

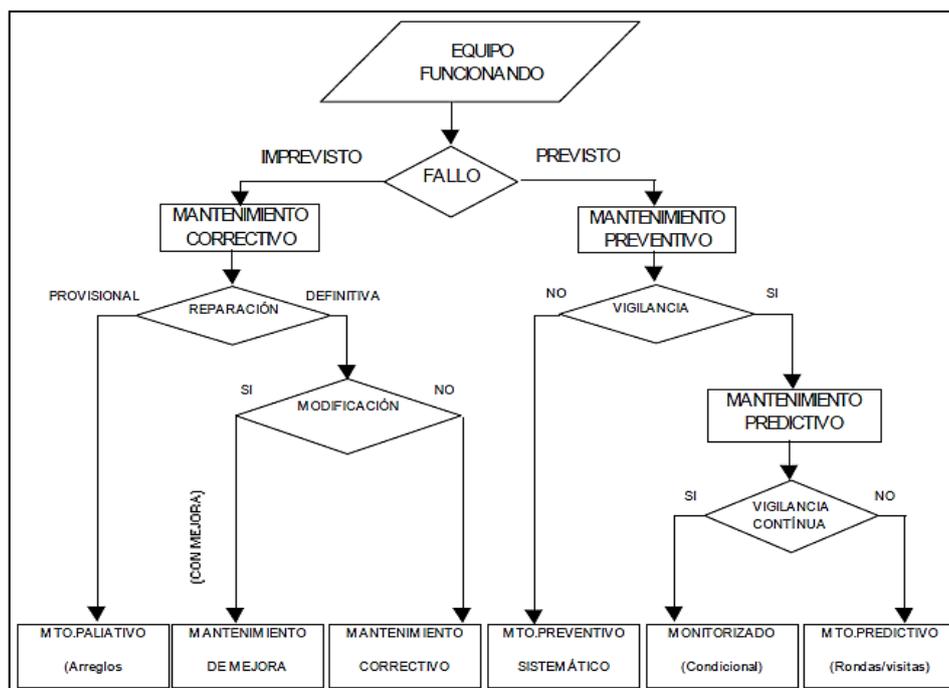


Figura 2.15 Clases de mantenimiento industrial

Fuente: Díaz, J. (2004). "Técnicas de mantenimiento industrial" [10].

2.1.3.2 Indicadores de mantenimiento

Según el rubro propio de las industrias se establecen los indicadores clave de rendimiento (KPI) que expresen la situación actual de operación, producción o mantenimiento, para este último se establece un indicador fundamental para el estado de los equipos.

- Disponibilidad: Evalúa la relación entre el tiempo total de operación y el tiempo que los equipos no estuvieron operativos por razones de mantenimiento de acuerdo con la 2.15. Su objetivo es medir y controlar la disponibilidad mecánica de los equipos de las áreas operativas.

$$D = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} * 100\% \quad 2.15$$

Donde:

MTBF= Tiempo medio entre fallas.

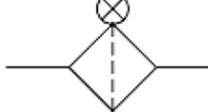
MTTR= Tiempo medio de reparación.

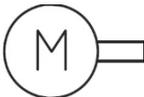
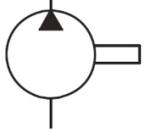
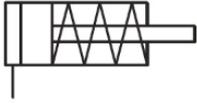
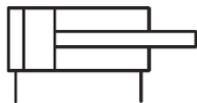
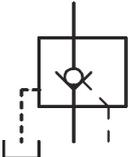
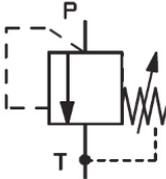
2.1.4 Automatización de procesos

2.1.4.1 Diagrama hidráulico

De acuerdo con el libro de Carnicer, E. y Mainar, C. (1998). "Oleohidráulica: Conceptos básicos" [6], un diagrama hidráulico es una representación gráfica de un circuito hidráulico donde los componentes y las conexiones son ilustrados mediante simbología conforme a norma ISO 1219-1:1991 [23], tal como se observa en la **Tabla 2.3**.

Tabla 2.3 Simbología hidráulica

Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
	Línea principal		Filtro hidráulico
	Línea de pilotaje		Filtro con indicación de contaminación
	Línea de drenaje		Manómetro

Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
	Motor eléctrico		Presostato
	Bomba hidráulica de cilindrada fija unidireccional		Termómetro
	Acumulador hidráulico		Indicador de flujo
	Cilindro de simple efecto con retorno por fuerza externa		Indicador de nivel de fluido
	Cilindro de simple efecto con retorno por muelle		Tanque con tuberías por encima del nivel de aceite
	Cilindro de doble efecto		Tanque con tuberías por debajo del nivel de aceite
	Válvula direccional de 2 vías y 2 posiciones		Válvula antirretorno sin muelle
	Válvula de control direccional de 3 vías y 2 posiciones		Válvula antirretorno pilotada con drenaje
	Válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones		Válvula reguladora de caudal bidireccional
	Válvula reductora de presión		Válvula limitadora de presión

Fuente: Organización Internacional de la Normalización. (2015). "Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols" (ISO 1219-1:1991) [23].

2.1.4.2 Controlador Lógico Programable (PLC)

De acuerdo a la Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos (NEMA), un PLC, cuya estructura interna se muestra en la **Figura 2.16**, es un dispositivo electrónico que emplea una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones secuenciales, las cuales ejecutan funciones específicas para controlar, por medio de módulos de entradas y salidas digitales o analógicas, varios tipos de máquinas o procesos.

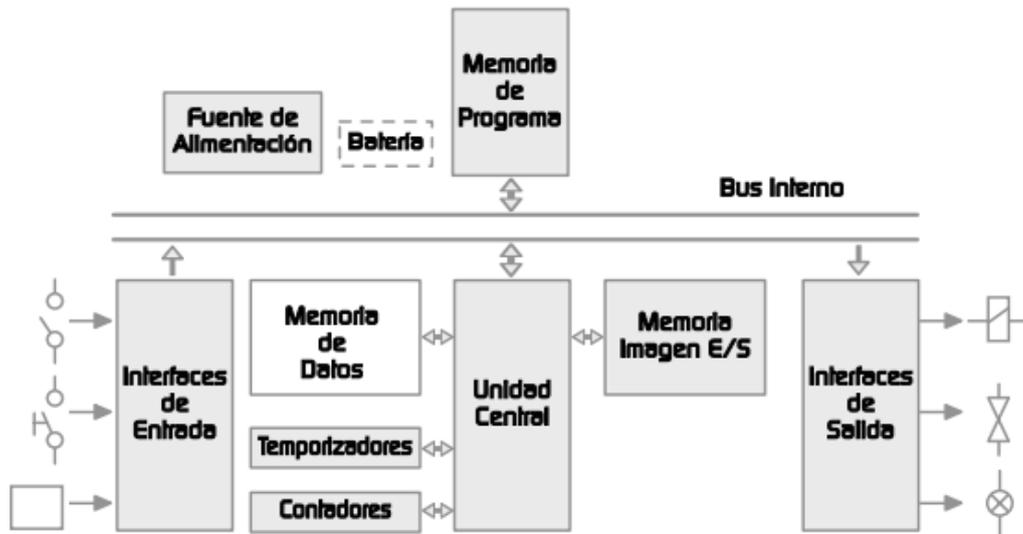


Figura 2.16 Estructura interna de un PLC

Fuente: Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA). (2005). "Arquitectura y características de un PLC" [29].

Unidad central de procesos (CPU)

De acuerdo con Gutiérrez G. en el libro "Automatización", el CPU es un microprocesador que permite la ejecución de instrucciones en un tiempo muy corto (milésimas de segundo), operaciones aritméticas y lógicas; la simulación de temporizadores, contadores, la transferencia de información entre la memoria y el sistema de entradas y salidas.

Módulos de entradas y salidas

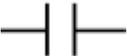
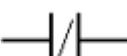
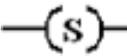
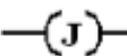
Son tarjetas electrónicas que funcionan como enlace entre el CPU y los diferentes dispositivos de campo. Existen dos tipos de señales eléctricas que los módulos pueden manejar tanto de entrada como de salida: señales discretas y señales analógicas. Las señales de entrada corresponden a los instrumentos de medición como sensores de

presión, nivel, temperatura, así como las señales de salida hacia los actuadores, como motores, electroválvula, y alarmas.

2.1.4.3 Diagrama Ladder

De acuerdo con el libro de Arrieta, R. y Gonzales, F. (2003). "Tutorial básico para programación en PLC" [4], el diagrama ladder es un lenguaje gráfico representado mediante símbolos normalizados según el estándar IEC 61131-3 de la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC). Estos diagramas describen la operación eléctrica de las máquinas y se utilizan para sintetizar un sistema de control. A continuación, en la **Tabla 2.4** se muestran algunos elementos básicos empleados en los diagramas ladder.

Tabla 2.4 Elementos básicos empleados en el diagrama ladder.

Símbolo	Nombre	Descripción
	Contacto NA	Se activa cuando hay un "1" lógico en el elemento que representa, esto es, una entrada (para captar información del proceso a controlar), una variable interna o un bit de sistema.
	Contacto NC	Su función es similar al contacto NA, sin embargo, el contacto NC se activa cuando hay un "0" lógico.
	Bobina NA	Se activa cuando la combinación de entrada equivale a "1" lógico. Representa elementos de salida o variables internas.
	Bobina NC	Se activa cuando la combinación de entrada equivale a "0" lógico. Esta bobina es complementaria a la bobina NA
	Bobina SET	Solo se desactiva por su correspondiente bobina en RESET. Empleado para memorizar bits.
	Bobina RESET	Permite desactivar una bobina SET previamente activada.
	Bobina JUMP	Permite saltar instrucciones del programa e ir directamente a la etiqueta deseada. Empleado para realizar subprogramas

Fuente: Arrieta, R. y Gonzales, F. (2003). "Tutorial básico para programación en PLC" [4].

2.2 Marco conceptual

Para el desarrollo del trabajo de suficiencia se emplean términos propios relacionados a las actividades de ingeniería, los cuales se definirán para mayor claridad.

a) Diálisis: Es el proceso físico de limpieza del aceite usado para devolver o mejorar el grado de limpieza del aceite hidráulico de la UPH.

b) Disponibilidad: Es la probabilidad de que un equipo esté en servicio o listo para operarse; se calcula numéricamente como la relación entre las horas disponibles y las horas planificadas, se expresa en porcentaje (%).

c) Cilindrada: Es la cantidad de aceite que fluye a través de la bomba hidráulica en una revolución.

d) Falla: Es la condición en la que un equipo o componente hidráulico no posee las condiciones de operación para las cuales ha sido diseñado.

e) Carrera: Es el desplazamiento efectivo realizado por el vástago en un cilindro o actuador hidráulico.

f) Camisa: Es la cavidad hueca de forma cilíndrica y lisa en la que se desplaza el pistón hidráulico para desarrollar trabajo.

CAPÍTULO 3. Hipótesis y operacionalización de variables

Para el desarrollo del presente trabajo de suficiencia se establece la siguiente hipótesis:

3.1 Hipótesis general

El diseño de un sistema autodializante mejorará la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica.

3.2 Operacionalización de variables

En la **Tabla 3.1** se muestra la operacionalización de variables del presente trabajo de suficiencia.

Variable Independiente (VI): Sistema autodializante.

Variable dependiente (VD): Disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica.

Indicadores:

- Variación del grado de limpieza del aceite hidráulico.
- Variación porcentual de la disponibilidad de la unidad de potencia hidráulica.

Tabla 3.1 Operacionalización de variables.

VARIABLES		INDICADORES
Variable independiente:	Sistema autodializante.	• Variación del grado de limpieza del aceite hidráulico
Variable dependiente:	Disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica.	• Variación porcentual de la disponibilidad de la unidad de potencia hidráulica.

Fuente: (Elaboración propia).

CAPÍTULO 4. Metodología de la investigación

4.1 Tipo y diseño de la investigación

El enfoque de investigación del presente trabajo de suficiencia se define según las características epistemológicas de la siguiente manera:

- Según la percepción de la realidad, el trabajo es objetivo porque se fundamenta en datos reales, cálculos numéricos y simulaciones mediante software.
- Según el razonamiento, el trabajo es deductivo porque emplea fundamentos teóricos de unidades hidráulicas, mantenimiento de equipos y automatización de procesos para establecer el diseño de un equipo.
- Según la finalidad, el trabajo está orientado a la confirmación porque pretende validar el desarrollo de un diseño que mejore la disponibilidad de las unidades hidráulicas.
- Según la orientación, el trabajo se centra en el resultado porque su finalidad es obtener el diseño del sistema autodializante.
- Según el principio de verdad, el trabajo establece una particularización porque tiene características específicas para el requerimiento del desarrollo del sistema autodializante.
- Según la perspectiva del investigador, el trabajo se enfoca desde adentro, es decir, próximo a los datos, porque estos se obtuvieron de registros, cálculos numéricos y simulaciones sobre los cuales se tienen control.
- Según la causalidad, el trabajo emplea antecedentes específicos porque recopila data de una unidad de potencia hidráulica con reducción de disponibilidad por problema de aceite hidráulico.

Por lo tanto, puesto que la mayoría de las características epistemológicas descritas con anterioridad son del tipo cuantitativas, el enfoque de la investigación es cuantitativo.

Por otro lado, el diseño de la investigación es experimental porque realiza simulaciones iterativas durante el desarrollo del diseño y selección de los componentes del sistema autodializante planteado.

4.2 Unidad de análisis

La investigación considera como unidad de análisis a una unidad de potencia hidráulica empleada para un proceso de prensado con presión de operación del actuador hidráulico de 250 bar y una longitud de carrera de 1250 mm, la cual opera dentro de una compañía del sector de minería que produce zinc, plomo y plata, y se ubica geográficamente en la provincia de Yauli a 4200 m.s.n.m. en el departamento de Junín.

El análisis de aceite por recuento automático de partículas fue realizado en las instalaciones de la empresa Oleohydraulics Services S.A.C., la cual brinda servicios de fabricación y mantenimiento de equipos y sistemas hidráulicos. La empresa está ubicada en la Calle Carlos Gutiérrez Noriega N° 185, distrito de La Victoria, provincia de Lima - Perú.

4.3 Matriz de consistencia

A continuación, en la **Tabla 4.1** se muestra la matriz de consistencia del presente trabajo de suficiencia.

Título: DISEÑO DE UN SISTEMA AUTODIALIZANTE PARA MEJORAR LA DISPONIBILIDAD DE LAS UNIDADES DE POTENCIA HIDRÁULICA (UPH).

Tabla 4.1 Matriz de consistencia lógica.

PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLES		INDICADORES	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOPIACIÓN DE DATOS
			DEPENDIENTE	INDEPENDIENTE		
Problema General	Objetivo General	Hipótesis General				
¿En qué medida se reduce la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica por un deficiente control de la limpieza del aceite?	Mejorar la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica mediante el diseño de un sistema autodializante que asegure un adecuado grado de limpieza del aceite.	El diseño de un sistema autodializante mejorará la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica.	Disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica.	Sistema autodializante.	<ul style="list-style-type: none"> Variación del grado de contaminación del aceite hidráulico. Variación porcentual de la disponibilidad de la unidad de potencia hidráulica. 	<ul style="list-style-type: none"> Recopilación de información técnica de operación del filtro prensa y el sistema hidráulico. Recopilación de data referente a los procesos de dializado de unidades de potencia hidráulica.

Fuente: (Elaboración propia).

CAPÍTULO 5. Desarrollo del trabajo de investigación

El desarrollo del presente trabajo de investigación se divide en tres etapas: recopilación de datos de operación y mantenimiento de la unidad hidráulica, procesamiento de la información y diseño de un sistema autodializante y, por último, la etapa de análisis de resultados.

En la primera etapa: recopilación de datos de operación y mantenimiento de la unidad hidráulica, se realizó la descripción del proceso operativo del sistema hidráulico actual y con base en las características de funcionamiento se recopiló información referente a los parámetros de operación y condiciones ambientales, estos datos fueron registrados en el formato presentado en el **Anexo A.2**. Asimismo, se recopiló data referente a los niveles de contaminación del aceite hidráulico los cuales fueron registrados en el formato del **Anexo A.3**.

En la segunda etapa: procesamiento de la información y diseño de un sistema autodializante, se describió la filosofía de funcionamiento del sistema planteado y se desarrollaron los cálculos correspondientes para la selección de los componentes hidráulicos principales del sistema autodializante. El sistema fue modelado empleando el software SolidWorks. Posterior a ello, se realizó la programación ladder para el control ON-OFF del sistema autodializante en función al grado de contaminación del aceite hidráulico, esta información es proporcionada por un contador láser de partículas instalado en el circuito hidráulico.

En la tercera etapa: análisis de resultados, se realizó el cálculo y estimación de la variación porcentual de la disponibilidad del sistema planteado respecto al sistema actual. Asimismo, se estimó el grado de limpieza a la cual operaría el sistema y el impacto positivo que se produciría en las horas y costos por mantenimiento.

De acuerdo con lo mencionado para cada una de las etapas del desarrollo del presente trabajo de investigación, se planteó un flujograma que resume estas actividades, el cual se muestra en la **Figura 5.1**.

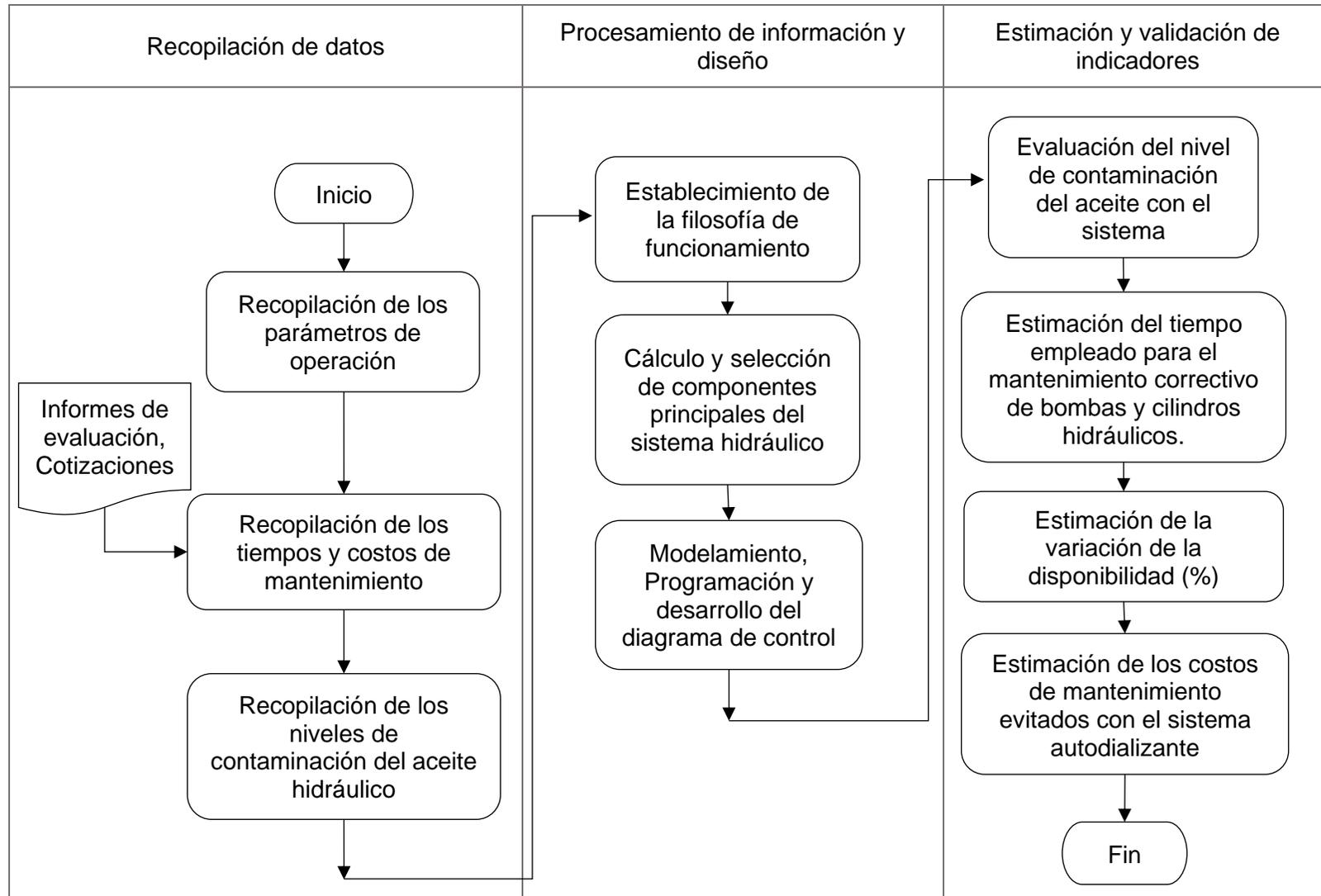


Figura 5.1 Flujograma de actividades para el desarrollo del trabajo de investigación.
Fuente: (Elaboración propia).

5.1 Recopilación de datos

De acuerdo con el flujograma presentado, el desarrollo del trabajo de investigación inicia con la recopilación de los parámetros de operación y mantenimiento de la unidad de potencia hidráulica. A continuación, se detallan cada una de estas actividades:

5.1.1 Descripción del sistema

Conforme a lo mencionado en el acápite 4.2, la unidad de análisis es una unidad de potencia hidráulica de un filtro prensa que opera en el sector minería con un régimen de 16 horas y se ubica geográficamente en la provincia de Yauli, departamento de Junín, a una altura de 4200 m.s.n.m.

La finalidad del sistema hidráulico en el filtro prensa es la presurización y la despresurización de las placas filtrantes de 800mmx800mm, para ello emplea un cilindro hidráulico cuya longitud de carrera es de 1250 mm. Además, la unidad de potencia hidráulica emplea el aceite hidráulico tipo ISO VG 46 cuyas características principales son: viscosidad cinemática tiene un valor de 46,0 mm²/s a 40 °C y su densidad es de 0,879 g/ml a 20 °C. Datos adicionales de operación del filtro prensa y el sistema hidráulico se muestran en el formato del **Anexo A.2**.

En la **Figura 5.2** se muestra las condiciones actuales de contaminación del aceite hidráulico con un código asignado en función al tamaño y a la cantidad promedio de partículas existentes para tres muestras representativas de 100 ml conforme ISO 4406:1999 de 22/19/15. En la **Figura 5.3**, se visualizan estas cantidades a través de un gráfico, la línea roja representa las condiciones del sistema, mientras que las líneas restantes son las cantidades límites referenciales del código 17/14/12 recomendado para bombas de engranajes que operan por encima de los 200 bares.

ID	763	ISO Counts / 100ml				
Serial Number	200314	Average	Stage 1	Stage 2	Stage 3	
Test Number	1	4 µm(c)	1226154	1215912	1277403	1185148
Date	20/12/2022 11:11:04	6 µm(c)	311004	292974	323848	316192
Test Reference	F-PRENSA	14 µm(c)	16153	18124	15717	14620
ISO 4406 Code	21/19/15	21 µm(c)	3905	4212	4071	3433
NAS1638/AS4059E-1	11	25 µm(c)	1994	2230	2053	1699
RH%	47.65	38 µm(c)	353	424	283	354
Temperature deg. C	25.91	50 µm(c)	58	106	0	70
		70 µm(c)	0	0	0	0

NAS1638/AS4059E-1 Classes					
NAS1638/µm	5-15	15-25	25-50	50-100	100+
AS4059E1/µm(c)	6-14	14-21	21-38	38-70	>70
Class 11	9	9	9	9	0

NAS1638/AS4059E-1 Counts / 100ml					
AS4059E-1	NAS1638	Average	Stage 1	Stage 2	Stage 3
6-14 µm(c)	5-15 µm	294851	274850	308131	301572
14-21 µm(c)	15-25 µm	12248	13912	11646	11187
21-38 µm(c)	25-50 µm	3552	3788	3788	3079
38-70 µm(c)	50-100 µm	353	424	283	354
>70 µm(c)	100+ µm	0	0	0	0

Figura 5.2 Detalle de la cantidad inicial de partículas contaminantes en una muestra representativa de aceite de 100ml.
Fuente: (Elaboración propia).

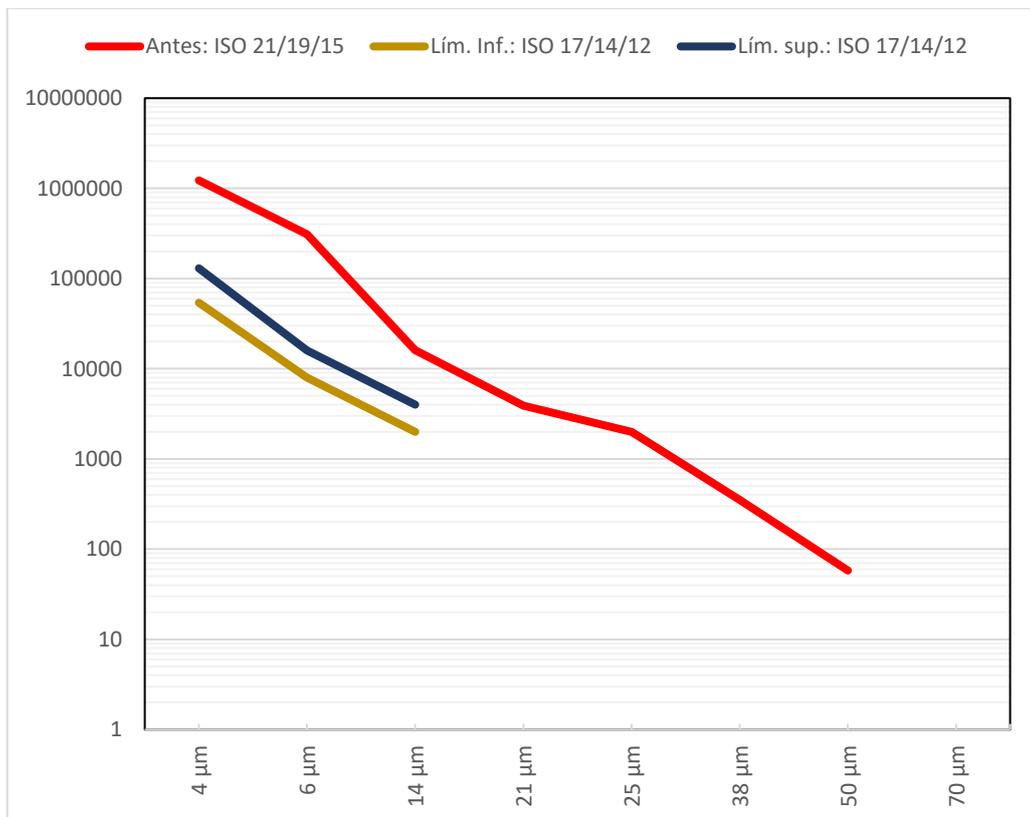


Figura 5.3 Cantidad de partículas contaminantes en una muestra de 100 ml de aceite del sistema hidráulico.
Fuente: (Elaboración propia).

La presencia de esta elevada cantidad de contaminantes repercute negativamente en los costos de mantenimiento. De acuerdo con lo mostrado en la **Figura 5.4**, anualmente, se realizan actividades de mantenimiento del filtro prensa y se incurren en gastos con una tendencia al alza desde el año 2010, fecha de inicio de operaciones, hasta el año 2017.

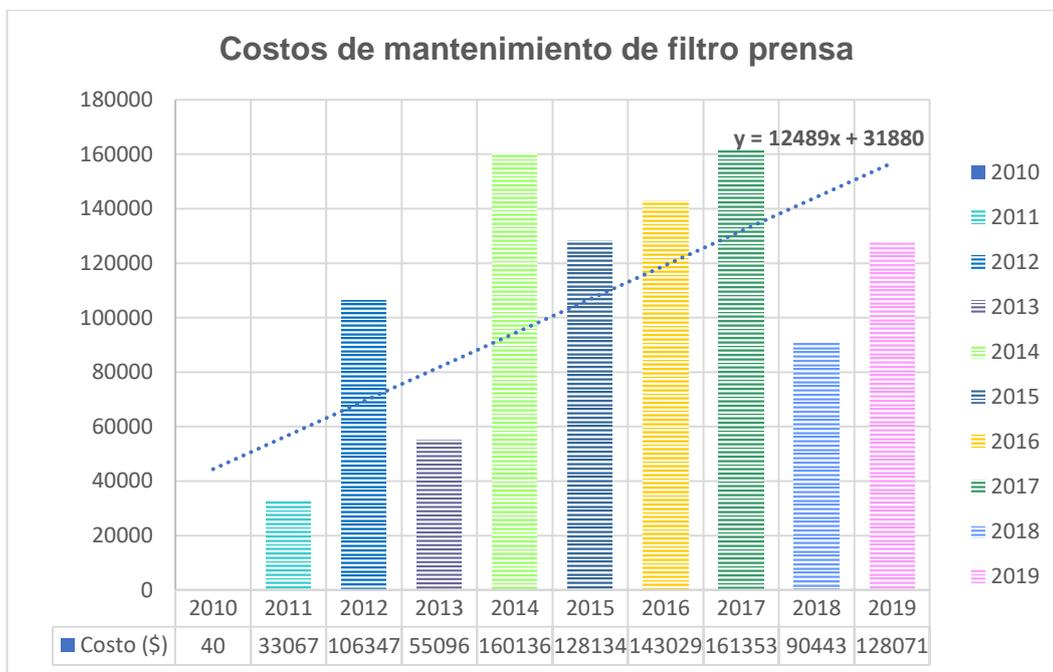


Figura 5.4 Costos de mantenimiento del Filtro Prensa.
Fuente: (Elaboración propia).

5.1.2 Recopilación de datos referente al proceso de dializado de aceite

La unidad de potencia hidráulica del filtro prensa posee componentes hidráulicos como una bomba de engranajes, filtros de presión y retorno, válvulas, distribuidores, actuadores y mangueras hidráulicas, además, de un motor eléctrico. En el desarrollo de un overhaul o mantenimiento cero de las unidades hidráulicas se evalúan las condiciones de cada componente, si estos presentan desgaste o deterioro fuera de los límites establecidos según la información técnica del fabricante, estos componentes son reemplazados; si, por el contrario, las piezas no presentan desgaste significativo, se realiza un mecanizado y/o tratamiento a fin de reutilizarlas. En este sentido, las condiciones del aceite y el paso de una gran cantidad de partículas abrasivas a través del sistema son capaces de incrementar el número de fallas funcionales, por ende, los costos y tiempos para el mantenimiento, así

como reducir la disponibilidad del equipo. En el formato del **Anexo A.3**, se recopila data referente a los procesos de dializado realizados en unidades de potencia hidráulica.

5.2 Procesamiento de información y cálculo de componentes

5.2.1 Filosofía de funcionamiento

El sistema hidráulico planteado consta de dos circuitos, uno primario que convierte energía eléctrica en trabajo a través de un fluido hidráulico y un circuito secundario para la filtración o diálisis del aceite.

El circuito primario inicia con la activación del motor y un solenoide de la válvula direccional, en esta posición, la bomba hace fluir el aceite desde el reservorio hacia el pistón hidráulico, este proceso se lleva a cabo a dos velocidades conforme a la capacidad de la bomba doble y a dos presiones según las válvulas de alivio ubicadas en un bloque hidráulico. La velocidad de avance del cilindro y la presión del sistema son inversamente proporcionales, es decir, el sistema trabaja con el máximo caudal de la bomba doble a baja presión, sin sobrepasar los 40 bar; una vez alcanzado este valor, automáticamente, todo el caudal de la bomba de mayor capacidad es redireccionado hacia el tanque y, a partir de ese momento, en el circuito, solo la bomba de menor caudal suministra fluido hacia el actuador hasta alcanzar la presión seteada para el sistema (250 bar); en ese instante, la válvula direccional cambia a su posición central por 12 minutos, tiempo destinado para el suministro de pulpa y secado de acuerdo con la información recopilada. En este intervalo de tiempo, absolutamente todo el fluido de la bomba doble es direccionado hacia el tanque, ello debido al tipo de centro (tándem) de la válvula direccional. Culminado este tiempo de filtración de la pulpa, el solenoide de la válvula direccional activa el sentido contrario permitiendo el retroceso del pistón hidráulico.

El circuito secundario es independiente del circuito primario; sin embargo, su funcionamiento sí depende de otros parámetros como el nivel, temperatura y grado de suciedad del aceite. El grado de suciedad o contaminación del aceite es registrado a través de un contador láser de partículas instalado en el circuito y, si el nivel y la temperatura del fluido son adecuados, cada vez que el grado de suciedad esté fuera de los límites

permisibles, el PLC activará el motor de este circuito y lo desactivará cuando el nivel permitido se haya alcanzado.

En la **Figura 5.5** se muestra un diagrama hidráulico general del sistema propuesto en el presente trabajo de investigación.

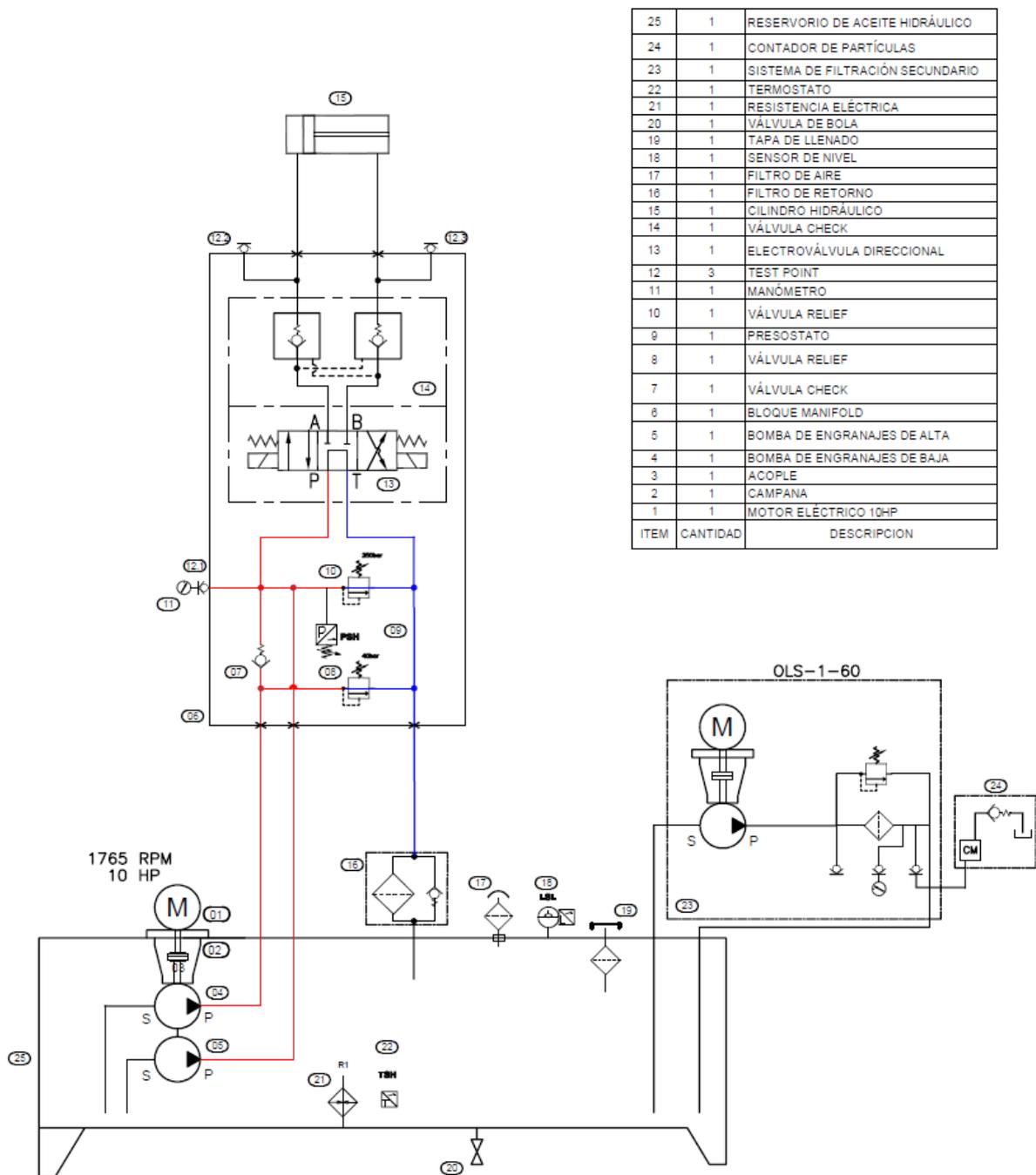


Figura 5.5 Diagrama hidráulico general del sistema autodializante.
Fuente: (Elaboración propia).

5.2.2 Cálculo y selección del actuador hidráulico

Cálculo del diámetro interior del cilindro hidráulico

Con base en la información recopilada, expuesta en el acápite 5.1, a continuación, se ha desarrollado el cálculo para determinar las dimensiones necesarias para la selección del cilindro hidráulico. Para ello se ha empleado la ecuación 5.1, donde la presión de operación máxima (P) es igual a 250 bar y la fuerza que ejerce el pistón (F) para mantener las placas hermetizadas tiene un valor aproximado de 1050 kN. Con estos valores y considerando un rendimiento de 0,9 (Serrano, 2002) [30], se halló el diámetro interior del cilindro, tal como se muestra a continuación:

$$P = \frac{4xF}{n_c \pi D^2} \quad 5.1$$

F= Fuerza [N]

P= Presión de operación [Pa]

D= Diámetro interior del cilindro [m]

n_c = Rendimiento del cilindro

Entonces:

$$D = \sqrt{\frac{4 * F}{0,9 * \pi P}} = \sqrt{\frac{4 * 1050 * 10^3}{\pi * 0,9 * 250 * 10^5}} = 0,24375 \text{ m} \approx 25 \text{ cm}$$

Cálculo del diámetro exterior del cilindro hidráulico

Para calcular el diámetro exterior, se emplearon las ecuaciones de Lamé para cilindros de pared gruesa con extremos cerrados, según se muestran en las ecuaciones 5.2 y 5.3. En consecuencia, los esfuerzos tangencial y radial para $r = r_i$, a una presión interna (p_i) igual a 250 bar y radio interno (r_i) igual a 12,5 cm, son:

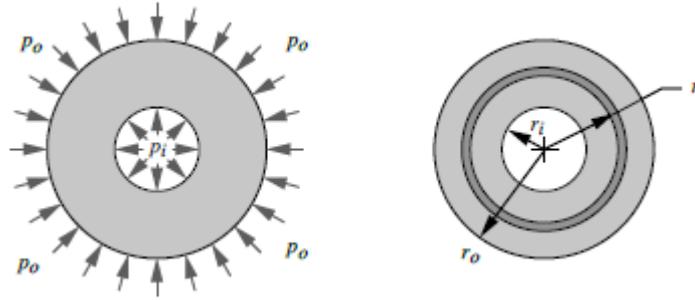


Figura 5.6 Cilindro sometido a presiones interna y externa.
Fuente: Norton R. (2011). "Diseño de máquinas" [25]

Esfuerzo tangencial en bar:

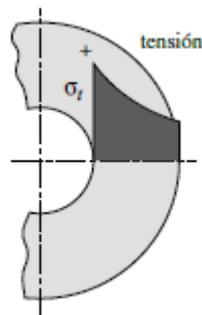


Figura 5.7 Esfuerzo tangencial.
Fuente: Norton R. (2011). "Diseño de máquinas" [25]

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) \quad 5.2$$

$$\sigma_t = \frac{12,5^2 * 250}{r_0^2 - 12,5^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{12,5^2} \right)$$

Esfuerzo radial en bar:

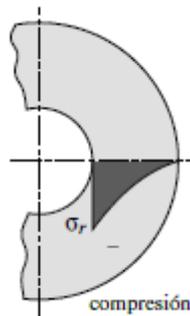


Figura 5.8 Esfuerzo radial.
Fuente: Norton R. (2011). "Diseño de máquinas" [25]

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_0^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) \quad 5.3$$

$$\sigma_r = \frac{12,5^2 * 250}{r_0^2 - 12,5^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{12,5^2} \right)$$

Donde r_0 es el radio externo [cm] para ambos casos.

De acuerdo con la teoría de la máxima energía de deformación, la tensión de Von Mises o el esfuerzo equivalente (σ_{eq}) en un cilindro hidráulico está dada por la ecuación 5.5, donde σ_t y σ_r son los esfuerzos tangencial y radial respectivamente obtenidos a partir de las ecuaciones 5.2 y 5.3.

Para el cálculo, se ha considerado un esfuerzo admisible (σ_{adm}) de $971,4 \times 10^5$ Pa, como resultado de dividir el esfuerzo de fluencia del material ($\sigma_y = 3400 \times 10^5$ Pa para el material acero St-52) entre el factor de seguridad (N) igual a 3,5 (Galal, 2009), según se muestra en la ecuación 5.5.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_t^2 - \sigma_t \cdot \sigma_r + \sigma_r^2} \quad 5.4$$

$$\sigma_{eq} = \sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{N} \quad 5.5$$

Dada las consideraciones y planteada la ecuación no lineal de una sola variable, se empleó la función Solver de Microsoft Excel y se halló el valor para el radio exterior del cilindro hidráulico (r_0), que es igual a 17,1 cm.

Cálculo del espesor de la tapa

Para el cálculo del espesor mínimo de la tapa (a) se empleó la ecuación 5.6 (Serrano, 2002) [30].

$$a = (r_0 - r_i) \sqrt{\frac{P}{\sigma_{adm}}} \quad 5.6$$

Resolviendo, el espesor mínimo obtenido es de 2,34 cm.

$$a = (15,4 - 12,5) \sqrt{\frac{250 \text{ bar}}{971,4 \text{ bar}}} = 2,34 \text{ cm}$$

Cálculo del vástago del cilindro hidráulico

Posterior a ello, se ha calculado el diámetro del vástago del cilindro hidráulico por pandeo. Este cálculo comprende los siguientes pasos: 1) Determinar la longitud de pandeo, 2) determinar el momento de inercia y 3) calcular el diámetro.

Paso 1: Longitud de pandeo

La longitud de pandeo depende directamente del recorrido del vástago o carrera (C) y el factor asociado al tipo de montaje del cilindro hidráulico (k). Los valores de k para los distintos tipos de fijaciones se muestran en la **Figura 5.9**. Para el presente diseño se requiere una carrera de 1250 mm y una fijación del tipo A, el cual será articulado con una guía no rígida, por lo tanto, el valor de k es igual a 2. Luego de haber reemplazado los valores establecidos en la ecuación 5.7, el valor de L_p se muestra a continuación:

$$C = \frac{L_p}{k} \quad 5.7$$

$$L_p = Ck = 2 * 1250 = 2500 \text{ mm}$$

Paso 2: Cálculo del momento de inercia

El momento de inercia fue calculado a través de la 5.8. Donde, la fuerza crítica de pandeo (F_p) considerado es 1050 kN multiplicado por un factor de seguridad (C_s) igual a 3,5 (Galal, 2009) y el módulo de elasticidad (E) del acero AISI 1045 cuyo valor es 210 GPa. Con estos datos y la longitud de pandeo (L_p) hallada en el paso anterior, el momento de inercia (I) es:

$$F_p = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2 C_s} \quad 5.8$$

$$I = \frac{F_p * L_p^2 * C_s}{\pi^2 E} = \frac{10,5 * 10^5 * 2,5^2 * 3,5}{\pi^2 * 210 * 10^9} = 1108.2 \text{ cm}^4$$

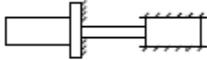
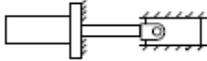
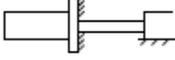
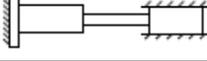
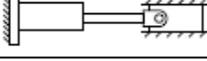
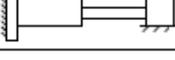
FIJACIÓN DEL CILINDRO	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO	REPRESENTACIÓN DEL MONTAJE	k
BRIDA DELANTERA (TIPO A)	Fijado y guía rígida		0,5
	Articulado y guía rígida		0,7
	Apoyado y guía no rígida		2
BRIDA TRASERA (TIPO B)	Fijado y guía rígida		1
	Articulado y guía rígida		1,5
	Apoyado y guía no rígida		4
POR CHARNELA (TIPO C/D)	Fijado y guía rígida		2
	Articulado y guía no rígida		4

Figura 5.9 Factor de anclaje de cilindros hidráulicos

Fuente: Machen Perú. (2019). "Cilindros hidráulicos".

Paso 3: Cálculo del diámetro del vástago

Con el momento de inercia obtenido en el paso 2, el diámetro del vástago fue calculado con la ecuación 5.9. El resultado obtenido se muestra a continuación:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad 5.9$$

$$d = 12,3 \text{ cm}$$

Después de haber determinado el diámetro interior y el espesor del cilindro, el diámetro del vástago y la carrera, se seleccionó el cilindro más adecuado por la similitud de características. Los parámetros del pistón comercial elegido son: BORE Ø250 mm, ROD Ø140 mm y carrera de 1250 mm tal como se muestra en el **Anexo A.6**

5.2.3 Cálculo y selección de la bomba de engranajes

Cálculo del caudal requerido:

Con los datos dimensionales obtenidos del cilindro seleccionado y el tiempo promedio de avance del actuador, se estimó el caudal requerido para la bomba hidráulica. Para ello, se empleó la ecuación 5.10 que se muestra a continuación:

$$Q = \frac{A * L * N_{cil}}{1000 * t} \quad 5.10$$

Donde:

Q: Caudal [litros/min]

A: Área del émbolo [cm²]

L: Longitud del vástago [cm]

t: Tiempo de avance o retroceso del cilindro [min]

N_{cil} : Cantidad de cilindros

Para el sistema propuesto cuya estructura se compone de un solo actuador, se ha establecido un tiempo promedio (t) de avance de 1 minuto, un área (A) igual a 490,87 cm² (correspondiente al diámetro de 25 cm) y una longitud de carrera (L) igual a 125 cm. Con estos datos se obtuvo un caudal (Q) necesario de 61,36 l/min.

Con base en este caudal calculado y la presión de operación, se seleccionaron dos bombas de la marca Marzocchi modelos ALPA3-D-50 y GHPP2-D-6 con cilindradas de 33 cm³/rev. y 4,5 cm³/rev. respectivamente, cuya suma de caudales se aproxima al valor obtenido. La finalidad de colocar dos bombas es lograr un avance rápido del actuador a baja presión y realizar el trabajo con la bomba de menor caudal a alta presión. El detalle del cálculo realizado para la obtención del caudal generado por cada una de las bombas conectadas en serie a un motor con una velocidad determinada se muestra a continuación:

Cálculo de los caudales proporcionados por cada bomba:

Para el cálculo del caudal de cada bomba se empleó la ecuación 5.11, donde el valor de la cilindrada fue obtenido a través de catálogos, además, se consideró una velocidad (n) del motor de 1765 rpm y una eficiencia volumétrica (η_{vol}) igual a 0,95 (valor recomendado por el fabricante de bombas Marzocchi para velocidades entre 1000 y 2000 revoluciones/min).

$$Q = C * n * \eta_{vol} * 10^{-3} \quad 5.11$$

Donde:

Q: Caudal [litros/min]

C: Cilindra de la bomba [cm³/revolución]

n: Velocidad de rotación [revoluciones/min]

η_{vol} : Rendimiento volumétrico

El cálculo y los valores obtenidos para cada bomba se muestran a continuación:

Bomba 1: ALP3-D-50 con cilindrada de 33 cm³/rev.

$$Q = 33 * 1765 * 0,95 * 10^{-3}$$

$$Q1 = 55,3 \left[\frac{l}{min} \right]$$

Bomba 2: ALP2-D-6 con cilindrada de 4,5 cm³/rev.

$$Q = 4,5 * 1765 * 0,95 * 10^{-3}$$

$$Q2 = 7,55 \left[\frac{l}{min} \right]$$

5.2.4 Cálculo y selección de tuberías:

Los valores recomendados para las velocidades de flujo en tuberías hidráulicas según Achten, coautor del libro “Filtración en sistemas hidráulicos”, se muestran en la

Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Velocidades recomendadas para tuberías hidráulicas

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática en mm ² /s	Velocidad media en m/s	Presión (p) en bar	Velocidad media en m/s	Velocidad media en m/s
150	0,6	25	2,5 a 3	1,7 a 4,5
100	0,75	50	3,5 a 4	
50	1,2	100	4,5 a 5	
30	1,3	200	5 a 6	
		>200		
		Con $\bar{v} = 30$ hasta 150 mm ² /s	6	

Fuente: Achten, N. (2019). “Filtración en sistemas hidráulicos”. En “Cálculo y dimensionamiento de tuberías en sistemas hidráulicos” (pp.255-272) [1].

Los valores considerados para el diseño con base en la **Tabla 5.1.** son:

- Velocidad media en la tubería de aspiración para una viscosidad de 46 mm²/s (ISO VG 46 a 40°C): 1,2 m/s

- Velocidad media en la tubería de baja presión: 3,5 m/s (valor más próximo para 40 bar)
- Velocidad media en la tubería de alta presión: 6 m/s
- Velocidad media en la tubería de retorno: 3,5 m/s

Con estos valores asumidos para las velocidades se aproximaron los diámetros internos para las tuberías de aspiración, presión y retorno. Para ello se empleó la ecuación 5.12

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * Q}{\bar{v} * \pi}} \quad 5.12$$

Donde:

Q: Caudal [m³/s], 1 m³/s = 6x10⁴ litros/min

\bar{v} : Velocidad media [m/s]

d_i = Diámetro interior de la tubería [m]

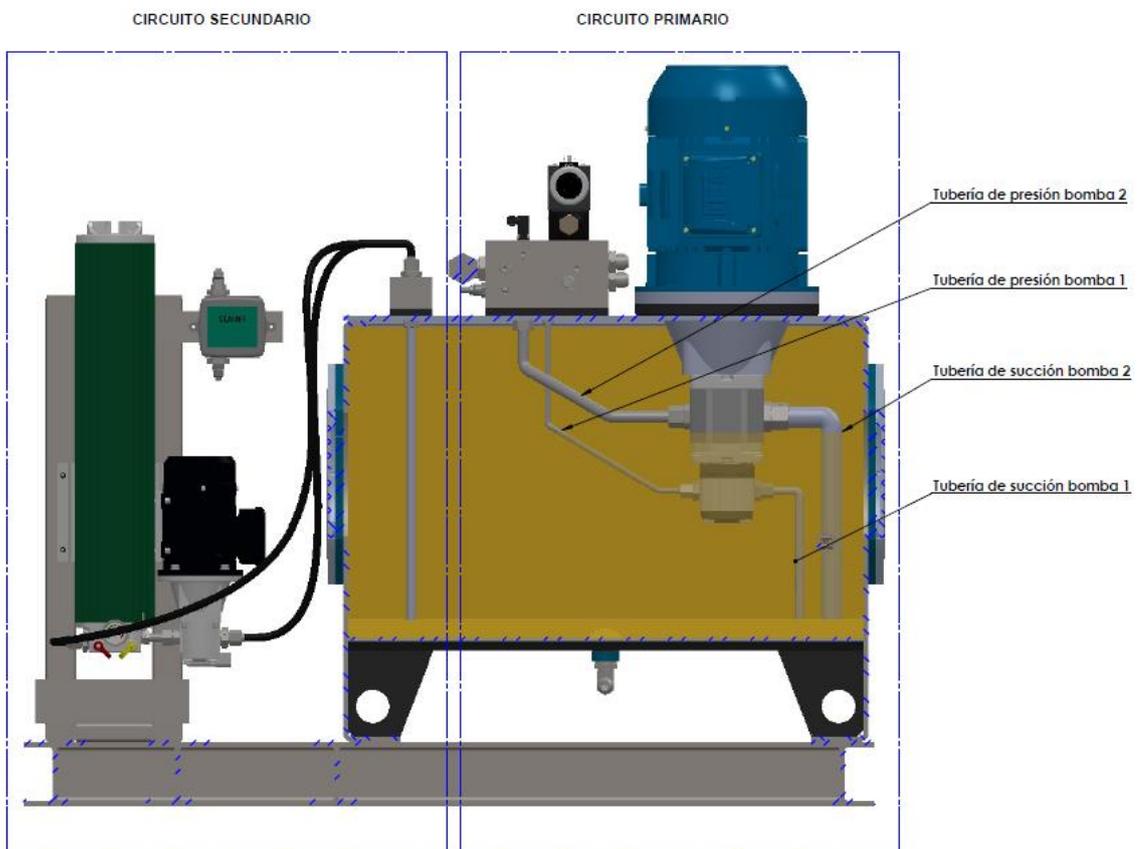


Figura 5.10 Esquema gráfico de las tuberías de succión y presión
Fuente: (Elaboración propia)

Los diámetros calculados a partir de las velocidades recomendadas son:

- Diámetro para la tubería de aspiración (bomba 1 de 7,55 l/min): 11,55 mm
- Diámetro para la tubería de aspiración (bomba 2 de 55,3 l/min): 31,28 mm
- Diámetro para la tubería de presión (bomba 1 de 7,55 l/min): 5,17 mm
- Diámetro para la tubería de presión (bomba 2 de 55,3 l/min): 18,32 mm
- Diámetro para la tubería de retorno (desde el manifold hasta el filtro de retorno):
19,53 mm

Con los diámetros estimados y la presión de operación de las líneas de presión, se seleccionaron los diámetros comerciales que se muestran en la **Tabla 5.2**. acuerdo al catálogo del fabricante de tuberías hidráulicas, Tube-Mac.

Tabla 5.2 Diámetros de tuberías seleccionadas

Denominación	Diámetro interior (mm)	Espesor (mm)	Diámetro exterior (mm)	Velocidad (m/s)
Línea Succión Bomba 1	12	1,5	15	1,11
Línea Succión Bomba 2	30	2,5	35	1,30
Línea Presión Bomba 1	6	2	10	4,45
Línea Presión Bomba 2	18	2	22	3,62
Línea de descarga a tanque	20	2,5	25	3,34

Fuente: (Elaboración propia).

5.2.5 Cálculo de pérdidas de presión en tuberías hidráulicas:

Antes de hallar las pérdidas en las tuberías hidráulicas de presión, se realizaron unos cálculos previos como el número de Reynolds (Re) a fin de determinar el régimen del flujo circulante a través de las tuberías seleccionadas para las líneas de presión.

Para el cálculo del número de Reynolds (Re) se empleó la ecuación 5.13 mostrado a continuación:

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot d_i}{\eta} \quad 5.13$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido [kg/m³]

\bar{v} = Velocidad media [m/s]

d_i = Diámetro interior de la tubería [m]

η = Viscosidad dinámica del fluido [kg/m.s]

Los valores obtenidos para una viscosidad de 46 mm²/s a 40 °C, se visualizan en

la **Tabla 5.3**:

Tabla 5.3 Determinación del número de Reynolds de las tuberías hidráulicas

Denominación	Diámetro interior (mm)	Velocidad media (m/s)	Número de Reynolds
Línea Presión Bomba 1	6	4,45	580,14
Línea Presión Bomba 2	18	3,62	1418,11

Fuente: (Elaboración propia).

Una vez determinado el número de Reynolds, se verifica que el flujo tiene régimen laminar, por lo tanto, el valor de f , factor de rozamiento adimensional, necesario para el cálculo de las pérdidas fue determinado a través de la ecuación 5.14. Los resultados se muestran en la **Tabla 5.4**.

$$f = \frac{64}{Re} \quad 5.14$$

Tabla 5.4 Resultados para el valor de rozamiento f

Denominación	Diámetro interior (mm)	Velocidad media (m/s)	Número de Reynolds	Factor de rozamiento f
Línea Presión Bomba 1	6	4,45	580,14	0,1103
Línea Presión Bomba 2	18	3,62	1418,11	0,0451

Fuente: (Elaboración propia).

Luego de haber realizado los cálculos previos, se procedió con el cálculo de las pérdidas de presión. Para ello, se empleó la ecuación 5.15 y se ha considerado una densidad del aceite hidráulico (ρ) de 879 kg/m³ (ISO VG 46). Los resultados obtenidos se muestran en la **Tabla 5.5**.

$$\frac{\Delta p}{l} = \frac{f \cdot \rho \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d_i} \quad 5.15$$

Donde:

f : Valor de rozamiento [adimensional]

l : Longitud del tubo [m]

ρ : Densidad del fluido hidráulico [Kg/m³]

d_i : Diámetro interno de la tubería [m]

\bar{v} : Velocidad media del fluido [m/s]

Tabla 5.5 Determinación de las pérdidas de presión en las tuberías hidráulicas

Denominación	Diámetro interior (mm)	Velocidad media (m/s)	Número de Reynolds	Factor de fricción	Pérdidas de presión (bar/m)
Línea Presión Bomba 1	6	4,45	580,14	0,1103	1,599
Línea Presión Bomba 2	18	3,62	1418,11	0,0451	0,145

Fuente: (Elaboración propia).

Cálculo de pérdidas de presión en accesorios:

Pérdidas de presión en tuberías curvadas:

Para calcular estas pérdidas se ha empleado la Ecuación 5.16. donde la densidad (ρ) tiene el valor de 879 kg/m³ (ISO VG 46), \bar{v} es la velocidad de flujo en m/s y el coeficiente de resistencia (K) es adimensional y su valor depende del ángulo de elevación (α) y la relación entre el radio de curvatura (r) y el diámetro interno de la tubería (d_i), tal como se muestra en la Figura 5.6 y la **Tabla 5.6**.

$$\Delta p = K \cdot \rho \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \quad 5.16$$

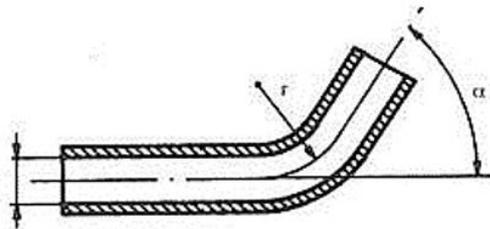


Figura 5.11 Tubos curvados
Fuente: Serrano A. (2002). "Oleohidráulica" [30].

Tabla 5.6 Valores del coeficiente K para tuberías curvadas

α	Relación r/d_i			
	2	4	6	8
30	0,015	0,013	-	-
45	0,013	0,012	0,014	0,019

α	Relación r/d_i			
	2	4	6	8
90	0,019	0,016	0,019	0,027
120	0,021	0,017	0,020	0,030

Fuente: Serrano A. (2002). "Oleohidráulica". [30]

En cada línea de presión que sale de la bomba, antes de llegar al bloque de distribución, existen dos codos con un ángulo de 30° y un radio de curvatura 10 y 22 mm para la bomba de bajo y alto caudal. Con estos datos se ha obtenido el valor aproximado de K. Las pérdidas de presión correspondiente se muestran en la **Tabla 5.7**.

Tabla 5.7 Pérdidas de presión en tuberías curvadas

Tubería	Diámetro interior (mm)	Velocidad media (m/s)	α	K	Pérdidas de presión (bar)
Codo 1 Presión - Bomba 1	6	4,45	30	0,015	0,00130
Codo 2 Presión - Bomba 1	6	4,45	60	0,017	0,00147
Codo 1 Presión - Bomba 2	18	3,62	30	0,015	0,00087
Codo 2 Presión - Bomba 2	18	3,62	60	0,017	0,00099

Fuente: (Elaboración propia).

5.2.6 Cálculo y selección de mangueras hidráulicas para la línea de presión:

El diámetro interior de las mangueras hidráulicas de la línea de presión fueron seleccionadas de acuerdo al monograma del fabricante. En la **Figura 5.12**, se muestra que para el caudal del sistema propuesto y a una velocidad máxima recomendada, el diámetro interno de la tubería es 5/8".

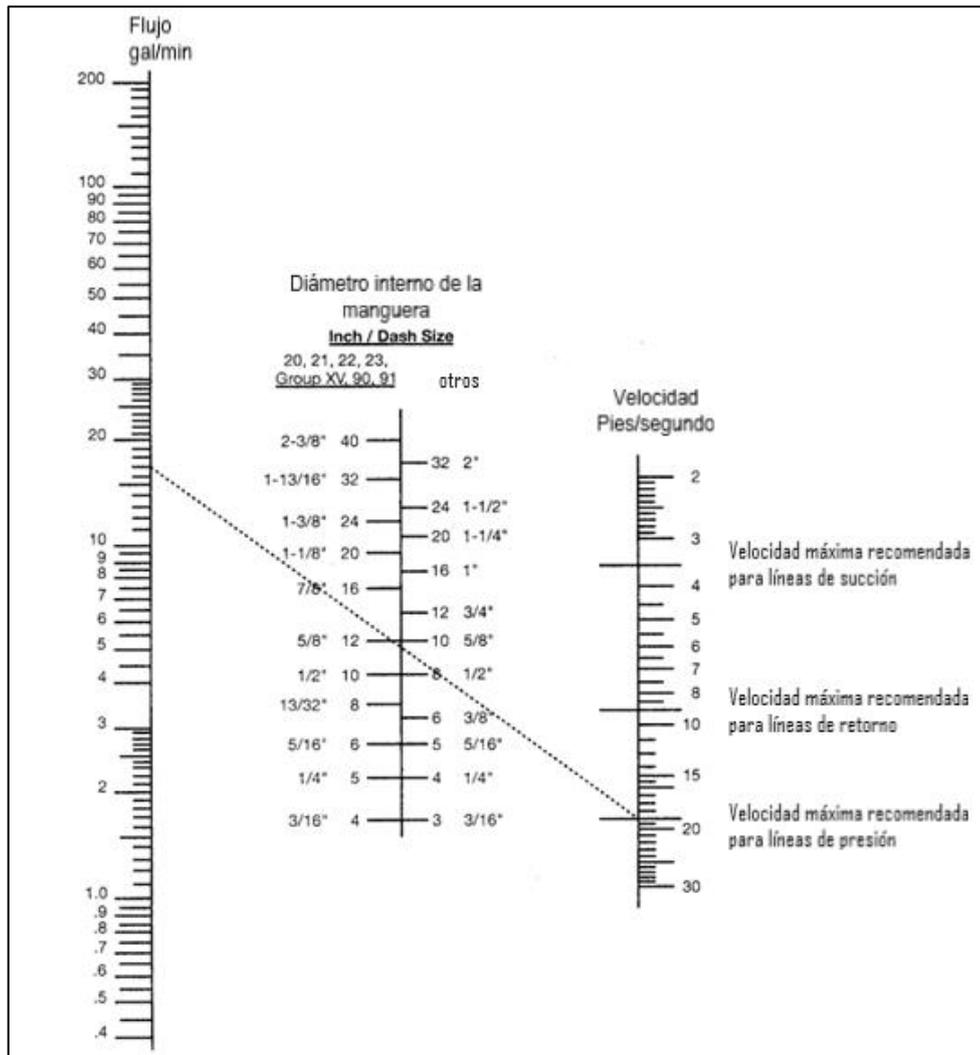


Figura 5.12 Monograma para selección de diámetro interno de mangueras
Fuente: Parker (2022). "Mangueras Parker"

Cálculo de pérdidas de presión en mangueras hidráulicas:

Para el cálculo de las pérdidas de presión en mangueras se emplearon las tablas e información proporcionados por el fabricante, que se muestran en la **Figura 5.13**. Para ello, fue necesario convertir las unidades del caudal ($62,88 \text{ l/min} = 16,6 \text{ gal/min}$) y diámetro interno ($15,9 \text{ mm} \approx 0,625 \text{ pulgadas}$). Con estos valores, se interpoló entre los datos y se obtuvo un valor aproximado de $12,7 \text{ psi}$ por cada 10 pies de longitud, lo cual es equivalente a $0,287 \text{ bar/m}$.

Hose Dash Size	-04		-05		-06		-08		-10		-12		-16		-20		-24		-32		-40		-48		
Hose I.D. (Inches)	0.19	0.25	0.25	0.31	0.31	0.38	0.41	0.50	0.50	0.63	0.63	0.75	0.88	1.00	1.13	1.25	1.38	1.50	1.81	2.00	2.38	3.00			
0.25	10.0	3.1	3.1																						
0.5	19.0	6.0	6.0	2.7	2.7																				
1	40.0	12.0	12.0	5.5	5.5	2.4																			
2	95.0	24.0	24.0	10.0	10.0	4.8	3.5																		
3	185.0	46.0	46.0	17.0	17.0	7.0	5.0	2.2	2.2																
4		78.0	78.0	29.0	29.0	12.0	8.0	3.0	3.0	1.2	1.2														
5		120.0	120.0	44.0	44.0	18.0	12.0	4.5	4.5	1.6	1.6	0.7													
8				95.0	95.0	39.0	26.0	10.0	10.0	3.6	3.6	1.4	0.6												
10						59.0	40.0	15.0	15.0	5.7	5.7	2.0	1.0	0.6											
12						80.0	52.0	20.0	20.0	7.2	7.2	2.6	1.5	0.8	0.4										
15							75.0	30.0	30.0	10.0	10.0	4.2	2.2	1.2	0.7	0.4									
18							107.0	40.0	40.0	15.0	15.0	6.3	3.0	1.5	0.7	0.6	0.4								
20								49.0	49.0	19.0	19.0	8.0	3.4	2.0	1.1	0.7	0.4	0.3							
25								72.0	72.0	26.0	26.0	11.0	5.5	3.0	1.6	1.0	0.6	0.4	0.2						
30										34.0	34.0	14.0	7.0	3.6	2.2	1.3	0.8	0.5	0.2	0.1					
35										47.0	47.0	19.0	9.5	5.0	2.8	1.7	1.1	0.7	0.3	0.2					
40												25.0	12.0	6.5	3.4	2.2	1.4	0.9	0.4	0.2					
50												36.0	17.0	9.0	5.3	3.3	2.0	1.3	0.5	0.4	0.2				
60												50.0	23.0	12.0	7.5	4.4	2.8	1.8	0.8	0.5	0.2				
70													31.0	17.0	9.3	6.0	3.8	2.4	1.0	0.7	0.3				
80													38.0	21.0	12.0	7.1	4.6	3.0	1.2	0.8	0.3	0.1			
90													49.0	27.0	15.0	9.0	5.9	3.8	1.5	1.0	0.5	0.1			
100														33.0	19.0	12.0	7.0	4.7	1.9	1.3	0.6	0.2			
150														60.0	36.0	22.0	13.0	8.5	3.4	2.2	1.0	0.3			
200																36.0	23.0	15.0	6.0	3.9	1.7	0.6			
250																54.0	33.0	22.0	8.5	5.3	2.5	0.8			
300																	45.0	29.0	12.0	7.5	4.0	1.1			
400																		51.0	21.0	14.0	6.5	2.2			
500																			32.0	20.0	10.0	3.0			
800																					18.0	5.0			
1000																									10.0

Figura 5.13 Pérdidas de presión en mangueras
Fuente: Parker (2022). "Magueras Parker"

5.2.7 Cálculo y selección de la válvula distribuidora

De acuerdo con el caudal y presión de operación del sistema se seleccionó la válvula de 4 vías y 3 posiciones con centro del tipo tándem el cual se muestra en la **Figura 5.14**. En la posición central, esta válvula bloquea los puertos de avance (A) y retracción (B) y permite la conexión entre presión (P) y tanque (T) para la descarga directa del aceite hacia el reservorio.

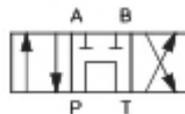


Figura 5.14 Centro tipo tándem de válvula 4/3
Fuente: Atos. "Soleoind directional valves type DKE and DKER".

Cálculo de pérdidas en alto y bajo caudal

Con los caudales determinados en el acápite 5.2.3 para la bomba doble y la ficha técnica del fabricante que se muestra en la **Figura 5.15**, las pérdidas de presión calculadas

en la válvula desde el puerto P hasta el puerto A en alta y baja presión se muestran en la

Tabla 5.8.

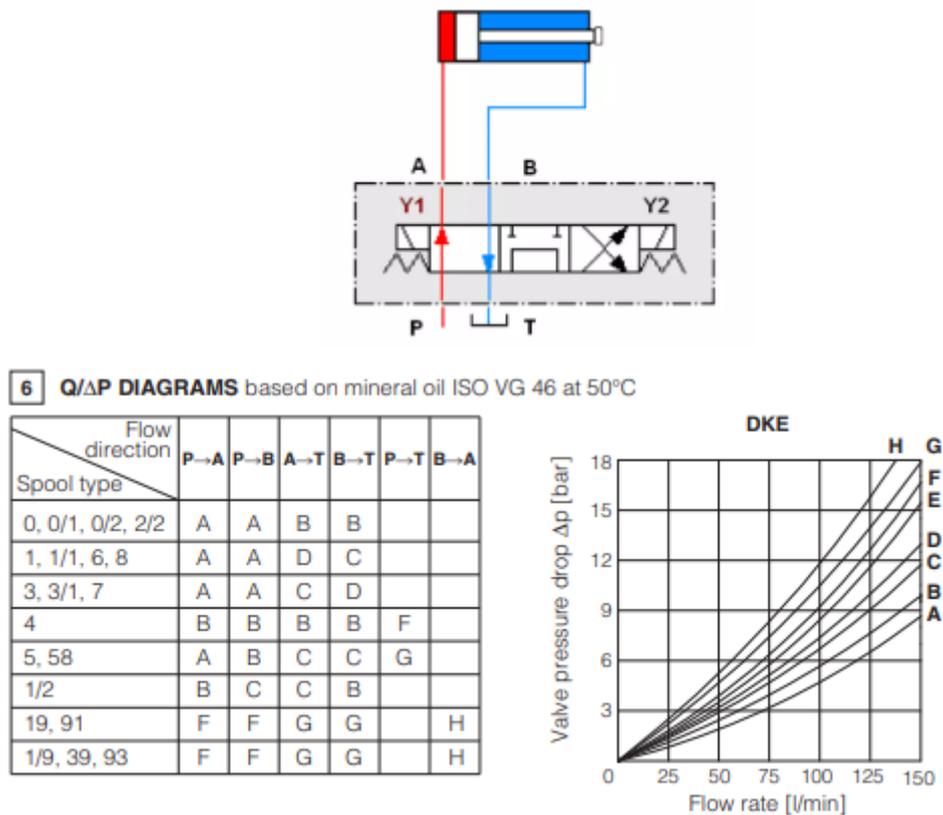


Figura 5.15 Diagrama Q/ΔP para válvulas tipo DKE y DKER
Fuente: Atos. "Soleoind directional valves type DKE and DKER".

Tabla 5.8 Pérdidas de presión de P a A en la válvula direccional

Dirección del fluido	Caudal (l/min)	Curva	Pérdida (bar)
Pérdida P → A	62,88	B	3,1
Pérdida P → A	7,55	B	0.9

Fuente: (Elaboración propia).

Para el cálculo de la cantidad total de las pérdidas solo se ha considerado el valor obtenido más alto por ser la más significativa.

5.2.8 Cálculo y selección del motor eléctrico

Para determinar el motor eléctrico, primero se determinó la potencia requerida por la bomba para alcanzar la presión del sistema de 250 bar y posterior a ello se multiplicó por un factor de conversión para su aplicación a una altura de 4200 m.s.n.m.

Cálculo de la potencia absorbida por la bomba:

Para el cálculo de la potencia requerida por la bomba se empleó la ecuación 5.17 (Marzocchi Pompe, 2022) [20], en ella se reemplazó el resultado obtenido para el caudal (Q) en el acápite 5.2.3. y la suma de la presión de operación y las pérdidas de presión en las tuberías y accesorios del circuito.

$$Potencia = \frac{Q \cdot (P_{max} + \text{pérdidas})}{600 * \eta_{tot}} [kW] \quad 5.17$$

Donde:

Q: Caudal de la bomba seleccionada [litros/min]

P: Presión de operación [bar], 250 bar

Pérdidas: Sumatoria de pérdidas primarias y secundarias en bar. En la tabla **Tabla 5.9** se muestra un resumen del total de pérdidas halladas para el circuito de la línea de presión.

η_{hm} : rendimiento hidromecánico (tomar como valor indicativo 0,80 para funcionamiento en frío y 0,85 para condiciones normales de trabajo).

η_{tot} : rendimiento total ($\eta_{hm} * \eta_{vol}$).

Tabla 5.9 Pérdidas de presión en el sistema

Dirección del fluido	Apartado	Pérdida calculada (bar/m)	Longitud (m)	Pérdida (bar)
Tubería de presión Bomba 1	5.2.5	1,599	0,435	0,695
Tubería de presión Bomba 2	5.2.5	0,145	0,432	0,063
Mangueras línea A	5.2.6	0,287	1,685	0,484
Pérdidas secundarias				
Codo 1 bomba 1	5.2.5	NA	NA	0,00130
Codo 2 bomba 1	5.2.5	NA	NA	0,00147
Codo 1 bomba 2	5.2.5	NA	NA	0,00087
Codo 2 bomba 2	5.2.5	NA	NA	0,00099
Pérdida P → A en alto caudal	5.2.7	NA	NA	3,1
TOTAL				4,34 ≈ 5

Fuente: (Elaboración propia).

Se reemplazaron los valores mencionados en la ecuación 5.17. El resultado y el detalle del cálculo en alta y baja presión se muestra a continuación:

$$Pot = \frac{7,55 * 255}{600 * 0,85 * 0,95} = 3,97 [kW] = 5,33 [HP]$$

Conforme a los resultados, la potencia del motor a seleccionar deberá ser, por lo menos, de 7,5 HP a condiciones normales; sin embargo, el sistema se encuentra ubicado en un lugar con una altitud de 4200 m.s.n.m., en este sentido, con fines prácticos se empleó la tabla de conversión del fabricante y se corrigió la potencia conforme se muestra a continuación:

Corrección de la potencia para una altitud de 4500 m.s.n.m.:

El factor de corrección fue hallado mediante la tabla proporcionada por el fabricante de motores eléctricos Weg. En ella, el valor correspondiente a una altura de 4500 m.s.n.m. y una temperatura ambiente de 20°C es de 0,87, según se observa en la **Tabla 5.10**. Entonces, el resultado de dividir la potencia entre el factor de corrección es de 6,1 HP.

Tabla 5.10 Factor de multiplicación de la potencia útil en función de la temperatura y altitud.

T (°C)	Altitud (m)								
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
10							0,97	0,92	0,88
15						0,98	0,94	0,90	0,86
20					1,00	0,95	0,91	0,87	0,83
25				1,00	0,95	0,93	0,89	0,85	0,81
30			1,00	0,96	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
35		1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84	0,80	0,75
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80	0,76	0,71
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,81	0,78	0,74	0,69
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77	0,72	0,67
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73	0,70	0,65
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70	0,67	0,62
65	0,79	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,62	0,58
70	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,64	0,62	0,58	0,53
75	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,53	0,49
80	0,65	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,48	0,44

Fuente: Weg (2023). "Guía de especificación de motores eléctricos"

$$Potencia\ corregida = \frac{Pot}{fc} = \frac{5,33}{0,87} = 6,1\ HP$$

Además, se evaluó la potencia requerida en alto caudal a 40 bar de presión:

$$Pot = \frac{62,88 * 45}{600 * 0,85 * 0,95} = 5,84[kW] = 7,83 [HP]$$

Este resultado fue dividido por el mismo factor de corrección para una altitud de 4500 m.s.n.m. y se obtuvo un resultado de 9 HP.

Finalmente, con base en los resultados obtenidos, se seleccionó un motor de 10 HP.

5.2.9 Cálculo y selección del tanque o reservorio de aceite.

Con la finalidad de contar con el volumen necesario de aceite para el sistema, los fabricantes recomiendan que la capacidad de los reservorios de aceite en unidades hidráulicas debe estar comprendido entre 3 a 4 veces el volumen proporcionado por la bomba en un minuto. En este sentido, se seleccionó un reservorio cuya capacidad es equivalente a 3,5 veces del volumen máximo desplazado por la bomba doble en el circuito principal (Q) en un minuto. Además, se ha tomado en cuenta que la capacidad representa 80% del volumen total del tanque, ello de acuerdo con lo expuesto por el autor Serrano A. en su libro titulado "Oleohidráulica" [30].

$$\text{Capacidad del tanque: } 3,5 \times (Q) \times 1 \text{ min} = 220,1 \text{ l}$$

Volumen del tanque:

$$V = \frac{\text{Capacidad}}{0,8} = 275,1 \text{ l}$$

De acuerdo con los resultados obtenidos, las dimensiones consideradas para el reservorio de aceite son: 840mm x 700mm x 510mm.

5.2.10 Cálculo y selección de filtros

Antes de determinar el tamaño de los filtros, se estableció la clase de pureza exigida para el sistema hidráulico y el grado de filtración de los elementos filtrantes. De acuerdo con la **Tabla 5.11** de la ficha técnica del fabricante de la bomba de engranajes, para una presión > 210 bar, se recomienda que el aceite mantenga un grado de limpieza igual o mejor a NAS 8 o ISO 17/14 según estándares NAS 1638 e ISO 4406 respectivamente, además, recomienda que los elementos filtrantes tengan al menos un grado de separación (β_x) de 75 y oscile entre 6-12 micras.

Tabla 5.11 Sistema de filtración para bombas de engranajes Marzocchi

Presión	<140 bar	140 - 210 bar	> 210 bar
Clase NAS 1638	10	9	8
Clase ISO 4406	19/16	18/15	17/14

Presión	<140 bar	140 - 210 bar	> 210 bar
Ratio Bx = 75	25-40 um	12-15 um	6-12 um

Fuente: Marzocchi Pompe. (2022). "Bombas de engranajes ALP" [20]

Además de la pureza, el dimensionamiento de los filtros de presión o retorno requiere, conforme a lo establece por Reik, M. en su libro "Filtración en sistemas hidráulicos" [27] el cálculo del caudal efectivo (Q_e), para ello se empleó la ecuación 5.18.

$$Q_e = Q * U \quad 5.18$$

Donde:

Q_e : Caudal efectivo [litros/min]

Q : Caudal de la bomba [litros/min]

U : Aumento del caudal de la bomba a causa del montaje de acumuladores o cilindros.

Puesto que el sistema cuenta con un solo cilindro y no cuenta con acumuladores en el circuito, el valor de U es igual a 1. Entonces el caudal efectivo es igual al máximo caudal de la bomba doble.

Cálculo de la diferencia de presión admisible:

Las pérdidas de presión admisibles en los filtros fueron determinados empleando la ecuación 5.19:

$$\Delta p_{total} = (\Delta p_{carc(s)} + f_1 * \Delta p_{elem}) * f_2 \quad 5.19$$

Donde:

Δp_{total} : Diferencia de presión total del filtro [bar].

$\Delta p_{carc(s)}$: Diferencia de presión en la carcasa del filtro con fluido de servicio [bar].

Δp_{elem} : Diferencia de presión del elemento de filtro limpio [bar]. Valor proporcionado por el fabricante de los elementos filtrantes.

f_1 : Factor de reducción de la viscosidad [adimensional]. Este valor fue obtenido de la **Figura 5.16** donde se muestra la variación de f_1 en función de la viscosidad del aceite.

De acuerdo con las características del sistema, el aceite hidráulico tiene una viscosidad de 46 mm²/s a 40°C, en ese sentido, el valor hallado para f_1 es aproximadamente 1.7.

f_2 : Factor para condiciones del medio ambiente [adimensional]. Este valor fue obtenido de la **Tabla 5.12**. donde se muestra la variación de f_2 en función de las condiciones de mantenimiento y del medio circundante al sistema.

De acuerdo con las condiciones del medio ambiente, se ha considerado elevado debido a la presencia de lodos y polvo en el medio circundante a la unidad hidráulica además de un control esporádico o casi nulo de los filtros. En este sentido, el valor elegido para f_2 es igual a 1,7.

Para el cálculo de la diferencia de presión en la carcasa del filtro ($\Delta p_{carc(s)}$) se ha empleado la ecuación 5.20

$$\Delta p_{carc(s)} = \Delta p_{carc(f)} * \frac{\rho_{(s)}}{\rho_{(f)}} \quad 5.20$$

Donde:

$\Delta p_{carc(s)}$: Diferencia de presión en la carcasa del fluido de servicio [bar].

$\Delta p_{carc(f)}$: Diferencia de presión en la carcasa con fluido empleado por el fabricante [bar].

Valor indicado en las fichas técnicas de los elementos filtrante.

$\rho_{(s)}$: Densidad del fluido a la cual deberá funcionar el filtro [Kg/m³]

$\rho_{(f)}$: Densidad indicada en las fichas técnicas de los fabricantes [Kg/m³]

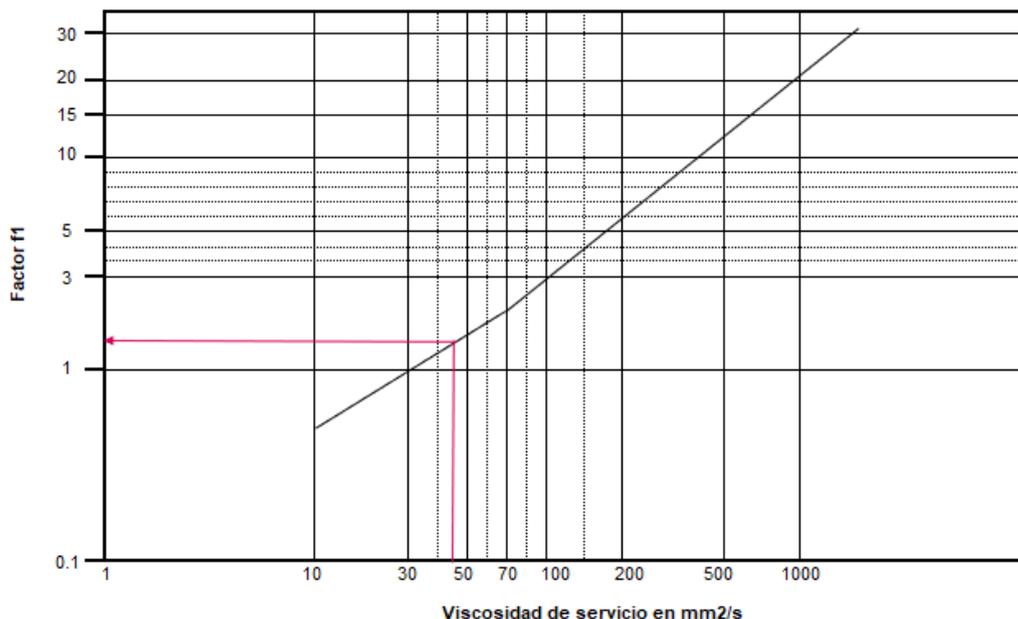


Figura 5.16 Representación gráfica del factor f1 de aumento de viscosidad

Fuente: Reik, M. (2019). "Filtración en sistemas hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (pp.147-200) [27].

Tabla 5.12 Factor f_2 para condiciones del medio ambiente

Tubería	Grado de ensuciamiento del medio de la máquina		
	Bajo	Medio	Elevado
Control constante de los filtros Recambio inmediato de los elementos filtrantes Poca ingreso de suciedad Buena estanqueidad del recipiente hidráulico	1,0	1,0	1,3
Control esporádico de los filtros Empleo de pocos cilindros	1,0	1,5	1,7
Poco o ningún control de los filtros Muchos cilindros desprotegidos Ingreso elevado de suciedad en el sistema	1,3	2,0	2,3

Fuente: Reik, M. (2019). "Filtración en sistemas hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (pp.147-200) [27].

Selección del filtro de retorno:

De acuerdo con lo establecido por Reik, M. en su libro "Filtración en sistemas hidráulicos", la diferencia de presión total para el filtro de retorno (Δp_{total}) no debe sobrepasar los 0,5 bar. Si las características del filtro seleccionado no cumplen con $\Delta p_{total} < 0.5 \text{ bar}$ entonces se selecciona el filtro con el tamaño siguiente. A continuación, se detallan los cálculos realizados para la selección del filtro de retorno.

Cálculo del caudal efectivo:

$$Q_e = Q * U = 62.88 \text{ L/min}$$

Cálculo de la diferencia de presión en la carcasa del filtro ($\Delta p_{carc(s)}$):

De acuerdo con el diagrama del fabricante mostrado en la **Figura 5.17**, para el caudal efectivo calculado, se tiene una diferencia de presión en la carcasa ($\Delta p_{carc(f)}$) igual a 0,050 bar correspondiente a un aceite cuya densidad es $\rho_{(f)} = 850 \text{ kg/m}^3$. Sin embargo, para el sistema se ha empleado un aceite con una densidad ($\rho_{(s)}$) de 879 kg/m³. En este sentido, a través de la ecuación 5.20, se realizó la conversión conforme a los parámetros del sistema y se obtuvo un valor aproximado de 0,052 bar. El cálculo se muestra a continuación:

$$\Delta p_{carc(s)} = \Delta p_{carc(f)} * \frac{\rho_{(s)}}{\rho_{(f)}} = 0,050 * \frac{879}{850} = 0,052 \text{ bar}$$

Con el valor obtenido para el diferencial de presión en la carcasa y considerando un diferencial de presión del elemento (Δp_{elem}) aproximadamente igual a 0,060 bar conforme a la **Figura 5.18** de la ficha técnica, la diferencia de presión total calculado para el filtro de retorno fue de 0,26 según se muestra a continuación:

$$\Delta p_{total} = (0,052 + 1,7 * 0,060) * 1,7 = 0,26 < 0,5 \text{ bar (ok)}$$

Nótese que el valor hallado no sobrepasa la máxima diferencia de presión de 0.5 bar establecido por el fabricante para estos filtros. Entonces, se concluye que el filtro de presión seleccionado es correcto.

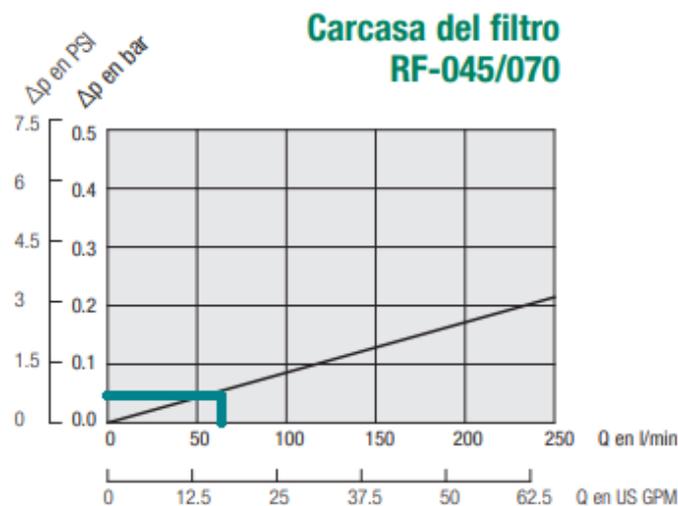


Figura 5.17 Curva característica de caudal para la carcasa del filtro
Fuente: Stauff (2018). "Catálogo 9: Stauff filtration technology"

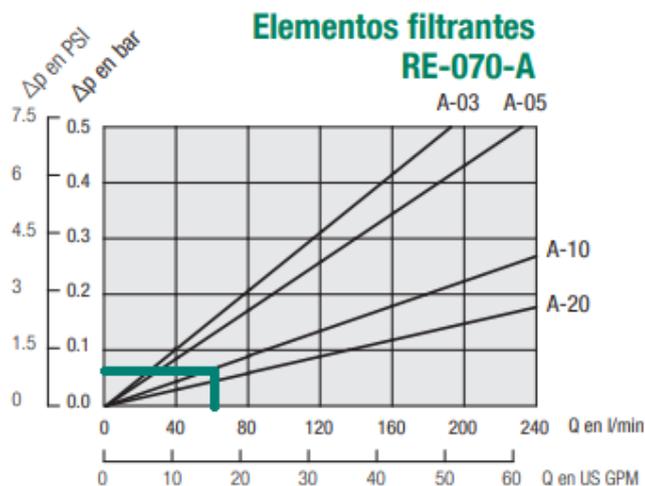


Figura 5.18 Curva característica de caudal para el elemento filtrante
Fuente: Stauff (2018). "Catálogo 9: Stauff filtration technology"

5.2.11 Cálculo y selección del arreglo filtrante para el circuito secundario

De acuerdo con lo establecido por Reik, M. en su libro "Filtración en sistemas hidráulicos" [27], recomienda que los elementos filtrantes del circuito secundario posean rangos más finos que los elementos filtrantes del circuito principal. En este sentido, dado que, en el apartado anterior, el filtro de retorno perteneciente al circuito principal fue seleccionado con la capacidad de filtración de 10 micrones, para el circuito secundario se empleará un elemento filtrante de 5 micrones.

Además, con la finalidad de determinar el caudal que circulará a través del circuito se planteó la recirculación completa de todo el aceite (capacidad del tanque) en un tiempo promedio de 60 min. Por lo tanto, luego de haber empleado los resultados del apartado 5.2.7, el caudal de la bomba secundaria será:

$$Q_s = \frac{232,75 \text{ l}}{60 \text{ min}} = 3,9 \text{ l/min}$$

Finalmente, la superficie mínima de filtración requerida fue calculada a través de la ecuación:

$$A = \frac{Q_s * f_1}{q}$$

Donde:

A: Superficie necesaria de filtrado [cm²]

Q_s: Caudal para el filtro de circuito secundario [l/min]

q: Carga superficial efectiva [l/min/cm²], de acuerdo con la **Tabla 5.13**

f₁: Factor de aumento de la viscosidad, calculado en el apartado 5.2.8.

Tabla 5.13 Carga superficial específica para el dimensionado de filtros secundarios

Finura de filtro $\beta_x \geq 100$	Carga superficial específica L/min/cm ²
3 μm	0,0025
5 μm	0,0035
10 μm	0,005
20 μm	0,005

Fuente: Reik, M. en su libro "Filtración en sistemas hidráulicos" [27]

Entonces, para los valores establecidos: caudal (Q_s), carga superficial y factor de aumento de la viscosidad propuestos, el área necesaria de filtrado es: 1894,3 cm².

Con estos datos hallados se seleccionó el sistema de filtración offline tipo OLS-1-60 con elemento filtrante tipo SRM-60-H-B de 5 micras y unidad de bomba-motor integrada cuyas principales características son:

- Cilindrada de la bomba: 1,25 cc/rev
- Potencia del motor: 0,24 HP
- Material del elemento filtrante: Celulosa

A continuación, en la **Figura 5.19** se muestra el modelado realizado en el software Solidworks de acuerdo a los elementos seleccionados para el sistema y en el **Anexo A.6** se presenta el diagrama el listado de los componentes hidráulicos y las dimensiones del modelado propuesto.

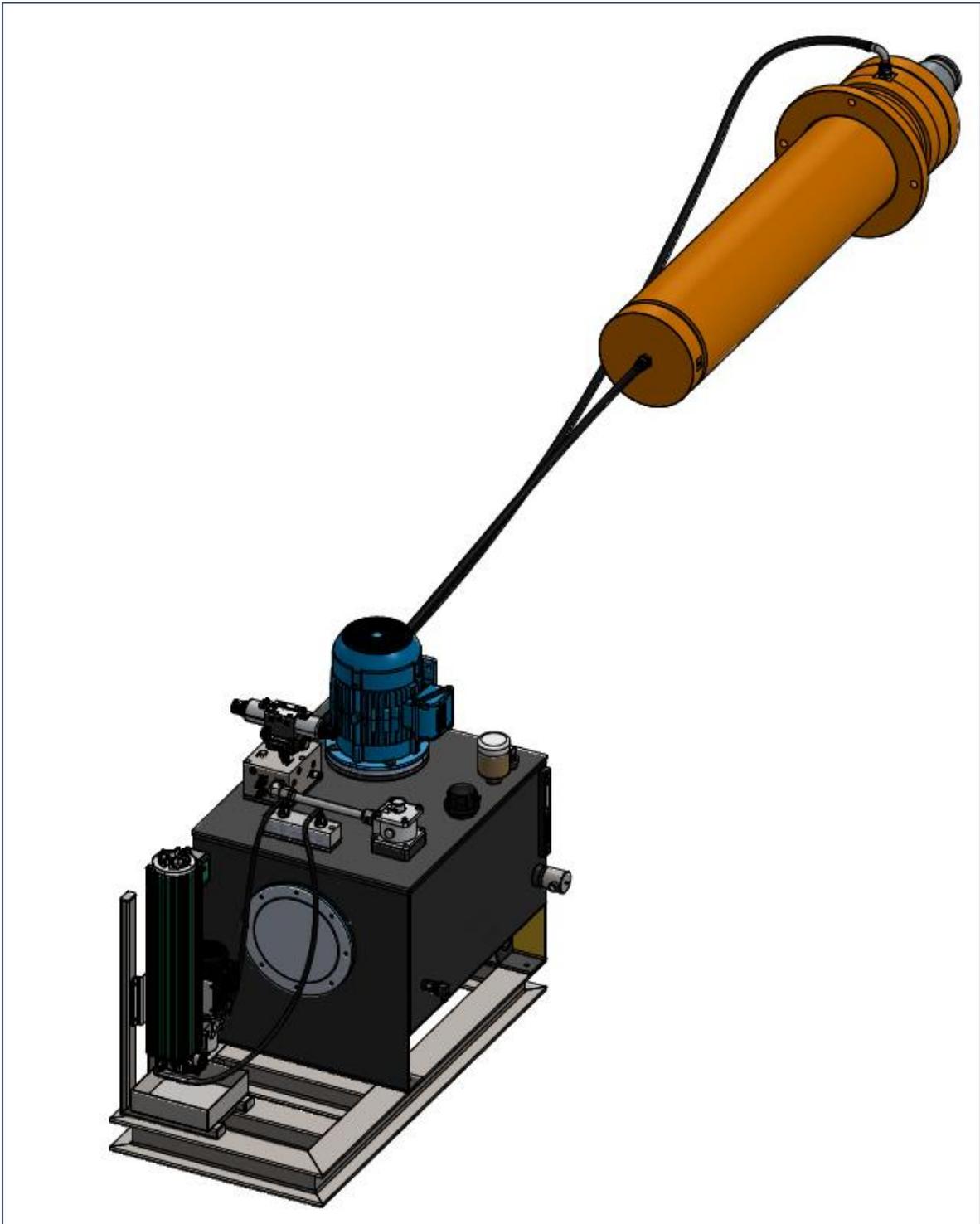


Figura 5.19 Modelado de la unidad hidráulica

Fuente: Elaboración propia

5.3 Control y automatización

La unidad de potencia hidráulica autodializante consta de dos circuitos: el circuito primario que convierte la energía eléctrica en trabajo a través de un fluido y el circuito secundario que se encarga de la filtración o diálisis del fluido. Ambos circuitos están

equipados con sensores y transmisores que recopilan el valor de las variables del proceso y envían las señales de entrada hacia un PLC central que controla ambos circuitos y comanda las señales de salida hacia los actuadores finales; además, está conectado con un HMI para la visualización de variables y acciones en modo remoto.

5.3.1 Filosofía de control

El tanque de aceite cuenta con un transmisor de tipo flotador que se activa cuando se alcanza el nivel mínimo del fluido (80% de la capacidad disponible) y con un transmisor de temperatura que envía señal analógica y se activa cuando el valor está dentro del rango de operación (15-40°C). Tras la confirmación de las condiciones iniciales del sistema, se habilitan los motores eléctricos de ambos circuitos para iniciar su operación.

El circuito primario está comandado por un selector de tres posiciones para modo automático, modo manual y apagado. En modo automático el motor se enciende y sigue una secuencia temporizada de 04 pasos: primero, se activa la electroválvula hidráulica 4/3 para la extensión del pistón por un tiempo de 1 minuto con ambas bombas suministrando fluido hasta 40 bar; segundo, la bomba de alta presión suministra fluido hasta los 250 bar por 12 minutos para comprimir las placas y la electroválvula regresa a posición de recirculación; tercero, se activa la electroválvula para la contracción del pistón por un tiempo de 1 minuto; cuarto, la electroválvula retorna a posición de recirculación por 21 minutos para reiniciar el ciclo. En modo manual el motor se activa de manera local mediante botoneras o de manera remota a través del HMI, así mismo, la extensión y contracción del pistón se activa de modo local o remoto. El contactor del motor eléctrico envía una señal de activación para confirmar el arranque del equipo y cuenta con un guardamotor que envía señal de desactivación si existe sobrecarga o cortocircuito. El distribuidor hidráulico cuenta con un transmisor de presión que envía señal analógica y marca desactivado si la presión supera los 300 bar. La línea de retorno cuenta con un filtro de aceite con indicador de saturación que envía señal de activación al PLC cuando requiere ser cambiado. Si la temperatura del aceite baja del umbral mínimo, se apaga el motor y se enciende la resistencia del tanque para calentar el fluido hasta el rango de operación. El circuito

primario se inhabilita si los valores de nivel, temperatura o presión están fuera de rango o si el selector está en modo apagado o si se activa la parada de emergencia en modo local o desde el interfaz humano - máquina (HMI).

El circuito secundario está comandado por un selector de tres posiciones para modo automático, modo manual y apagado. El tanque de fluido está equipado con un contador láser de partículas que envía señal analógica hacia el PLC para monitorear el grado de limpieza del aceite según norma NAS. En modo automático el motor se enciende cuando la suciedad del aceite es superior a NAS 8 y se apaga cuando la suciedad del aceite es igual o inferior a NAS 4. En modo manual el motor se activa de manera local mediante botoneras o de manera remota a través del HMI. El contactor del motor eléctrico envía una señal de activación para confirmar el arranque del equipo y cuenta con un guardamotor que envía señal de desactivación si existe sobrecarga o cortocircuito. El circuito secundario cuenta con dos filtros en serie para el dializado del aceite, con un indicador de saturación que envía una señal de activación al PLC cuando requieren ser cambiados. El circuito secundario se inhabilita si los valores de nivel o temperatura están fuera de rango o si el selector está en modo apagado o si se activa la parada de emergencia en modo local o desde el HMI.

En el HMI se muestran las alarmas del sistema por bajo nivel de fluido hidráulico y temperatura del fluido fuera de rango; en el circuito primario, por exceso de presión del pistón, por saturación del filtro de aceite o motor eléctrico en falla; en el circuito secundario, por saturación de los filtros de aceite, nivel de suciedad fuera de rango o motor eléctrico en falla.

5.3.2 Entradas y salidas del proceso

Se definen las entradas y salidas de la unidad de potencia hidráulica autodializante mediante las tablas **Tabla 5.14** para el circuito primario y **Tabla 5.15** para el circuito secundario, que incluyen la descripción de la señal, el instrumento que emplea, el tipo de señal lógica y el TAG asignado en el diagrama ladder.

Tabla 5.14 Entradas y salidas para el circuito principal

DESCRIPCIÓN	INSTRUMENTO	TIPO	TAG
Parada de emergencia	Pulsador	DI	I0.0
Encendido primario	Pulsador	DI	I0.1
Modo manual	Selector	DI	I0.2
Apagado	Selector	DI	I0.3
Modo automático	Selector	DI	I0.4
Nivel mínimo	Limit switch	DI	I0.5
Temperatura del aceite	Transmisor	AI	IW112
Motor encendido	Contactador	DI	I0.6
Sobrecorriente motor	Guardamotor	DI	I0.7
Filtro saturado	Presostato	DI	I1.0
Presión del pistón	Transmisor	AI	IW114
Extender (botón)	Pulsador	DI	I8.2
Contraer (botón)	Pulsador	DI	I8.3
Extender actuador	Electroválvula	DO	Q0.0
Contraer actuador	Electroválvula	DO	Q0.1
Resistencia aceite	Contactador	DO	Q0.2
Motor eléctrico	Contactador	DO	Q0.3

Fuente: elaboración propia

Tabla 5.15 Entradas y salidas para el circuito secundario

DESCRIPCIÓN	INSTRUMENTO	TIPO	TIPO
Encendido secundario	Pulsador	DI	I1.1
Modo manual	Selector	DI	I1.2
Apagado	Selector	DI	I1.3
Modo automático	Selector	DI	I1.4
Motor encendido	Contactador	DI	I1.5
Sobrecorriente motor	Guardamotor	DI	I8.0
Filtro saturado	Presostato	DI	I8.1
Suciedad del aceite	Transmisor	AI	IW116
Motor eléctrico	Contactador	DO	Q0.4

Fuente: elaboración propia

5.3.3 Selección de equipos de control e instrumentación

A partir de la definición de entradas y salidas (I/O) del apartado anterior se determina la cantidad de variables lógicas y se seleccionan los equipos de control: CPU, módulos de expansión y HMI, como se observa en la **Tabla 5.16**, y se verifica la capacidad de variables, según la **Tabla 5.17**.

Tabla 5.16 Selección de equipos de control

DISPOSITIVO	MARCA	MODELO	CARACTERÍSTICAS
FUENTE	SIEMENS	PM 1207	In: 120/230 VAC, Out: 24 VDC, 2,5 A
CONTROLADOR	SIEMENS	CPU 1214C DC/DC/DC	14 DI, 10 DO, 02 AI (0-10 VDC)
MÓDULO DI	SIEMENS	SM 1221	8 DI x 24 VDC
MÓDULO AI	SIEMENS	SM 1231	4 AI x 0-20mA (13BIT)
HMI	SIEMENS	KTP900 Basic	Pantalla TFT 9", 65536 colores

Fuente: elaboración propia

Tabla 5.17 Verificación de capacidad de variables

TIPO	DI	DO	AI	AO
DISPONIBLES	22	10	6	0
EMPLEADAS	18	5	3	0

Fuente: elaboración propia

A continuación, se seleccionan los equipos de instrumentación para la captura de los valores de las variables del proceso, según la **Tabla 5.18**.

Tabla 5.18 Selección de instrumentos

INSTRUMENTO	MARCA	MODELO	CARACTERÍSTICAS
Transmisor de nivel	BALLUFF	BTL5-E17-M0295-S-SA335-K15	In: 24 VDC, Out: 4-20 mA
Transmisor de temperatura	FOX	TT4	Rango: 0-100°C, Out: 4-20 mA..
Transmisor de presión	ATOS	E-ATR-8	Rango: 0-400 bar, In: 24 VDC, Out: 4-20 mA.
Electroválvula 4/3	ATOS	DKER-1714/A-X24DC	Rango: 0-60 l/min, In: 24 VDC.
Contador láser de partículas	STAUFF	LPM-M	Tamaño partícula: 0-70um, Rango: 00-12 NAS, Out: 4-20 mA.

Fuente: elaboración propia

5.3.4 Diagrama ladder

La lógica de control de la unidad de potencia hidráulica autodializante está codificada mediante una secuencia de comandos representada gráficamente en un diagrama ladder para la operación del sistema en modo automático o en modo manual, ya sea localmente o remoto. Además, se establece una tabla de las variables del programa que representan las entradas digitales o analógicas, las salidas digitales y las marcas internas del programa. Como se observan en las figuras del **Anexo A.4** para el circuito primario y el circuito secundario.

5.3.5 HMI

La interfaz gráfica para la supervisión de la operatividad de la unidad de potencia hidráulica autodializante y el control en modo remoto consta de 05 pantallas, como se observa en las figuras del **Anexo A.5**.

1. Pantalla de overview de los circuitos hidráulicos del proceso.
2. Pantalla del circuito primario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.
3. Pantalla del circuito secundario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.
4. Pantalla de información de norma NAS 1638 para la cantidad de partículas en aceite hidráulico.
5. Pantalla de alarmas del sistema hidráulico autodializante.

CAPÍTULO 6. Análisis y discusión de resultados

En el presente capítulo se analizan los resultados obtenidos luego de concluir el desarrollo del trabajo de investigación. Posteriormente, se evalúan los indicadores de la variable dependiente y su variación porcentual respecto al sistema actual existente a fin de validar o rechazar la hipótesis formulada en el acápite 3.1 del presente trabajo de investigación.

6.1 Análisis de resultados del diseño

El diseño del sistema autodializante tiene por finalidad establecer un circuito principal diseñado para funcionar según los parámetros requeridos por el filtro prensa y un circuito secundario, independiente del circuito principal, que permita la filtración simultánea y controlada siempre que se supere los límites de contaminación establecidos para el sistema.

A continuación, en la **Tabla 6.1** se muestran los resultados obtenidos a través de un contador de partículas modelo LASPAC II durante el proceso de dializado de 14 muestras entre 200-300 litros de aceite contaminado correspondiente a 14 sistemas hidráulicos diferentes. En todos los casos, las condiciones del aceite mejoran y alcanzan los grados de limpieza requeridos por cada sistema, ello debido a la instalación de filtros de 6–10 micras y la recirculación del aceite a través de los mismos en un tiempo determinado. El tiempo de duración es propio de cada sistema en particular, este puede ser mayor si el caudal es elevado y genera desprendimiento de material contaminante alojado en las paredes del tanque o tuberías. En adición a lo mencionado, se debe tener en cuenta que los procesos de dializado son asistidos por una persona, quien enciende el motor, evalúa las condiciones a través del software propio del contador de partículas y es quien detiene el proceso si las condiciones solicitadas se han alcanzado.

Tabla 6.1 Cantidad de partículas presentes en el aceite hidráulico antes y después del proceso de diálisis

Número de Unidad de potencia hidráulica	NAS inicio	NAS final	ISO inicio	ISO final	tiempo
1	10	8	19/18/13	18/16/11	00:22:32
2	10	8	18/16/13	17/15/13	00:10:12
3	15	9	23/22/19	19/17/13	01:04:42
4	15	5	22/21/17	15/13/9	04:47:14
5	10	5	18/17/15	14/12/10	03:18:10
6	11	5	21/19/15	15/13/6	22:40:18
7	11	9	21/19/15	19/18/14	00:13:06
8	8	4	18/16/13	13/11/09	02:59:47
9	12	3	22/20/16	13/11/08	17:24:40
10	11	5	21/19/15	15/13/10	04:42:12
11	11	8	21/19/15	18/16/12	04:45:34
12	15	8	23/22/17	16/14/12	00:18:29
13	11	5	22/19/15	16/13/9	08:54:04
14	10	5	21/18/14	14/13/10	04:00:25

Fuente: (Elaboración propia).

En el presente trabajo de investigación se ha planteado el funcionamiento autónomo del proceso de diálisis de una unidad de potencia hidráulica diseñada para operar el pistón hidráulico principal de un Filtro Prensa. De los resultados mostrados en la tabla anterior, el ítem N° 10 corresponde al conteo de partículas realizado para la unidad de análisis y el detalle de este resultado se muestra en la **Tabla 6.2**, donde se presentan 5 test tomados durante el proceso de diálisis de aceite con 1 elemento filtrante tipo SRM-60-H-B de 5 micras y una bomba con cilindrada de 1,25 cc/rev.

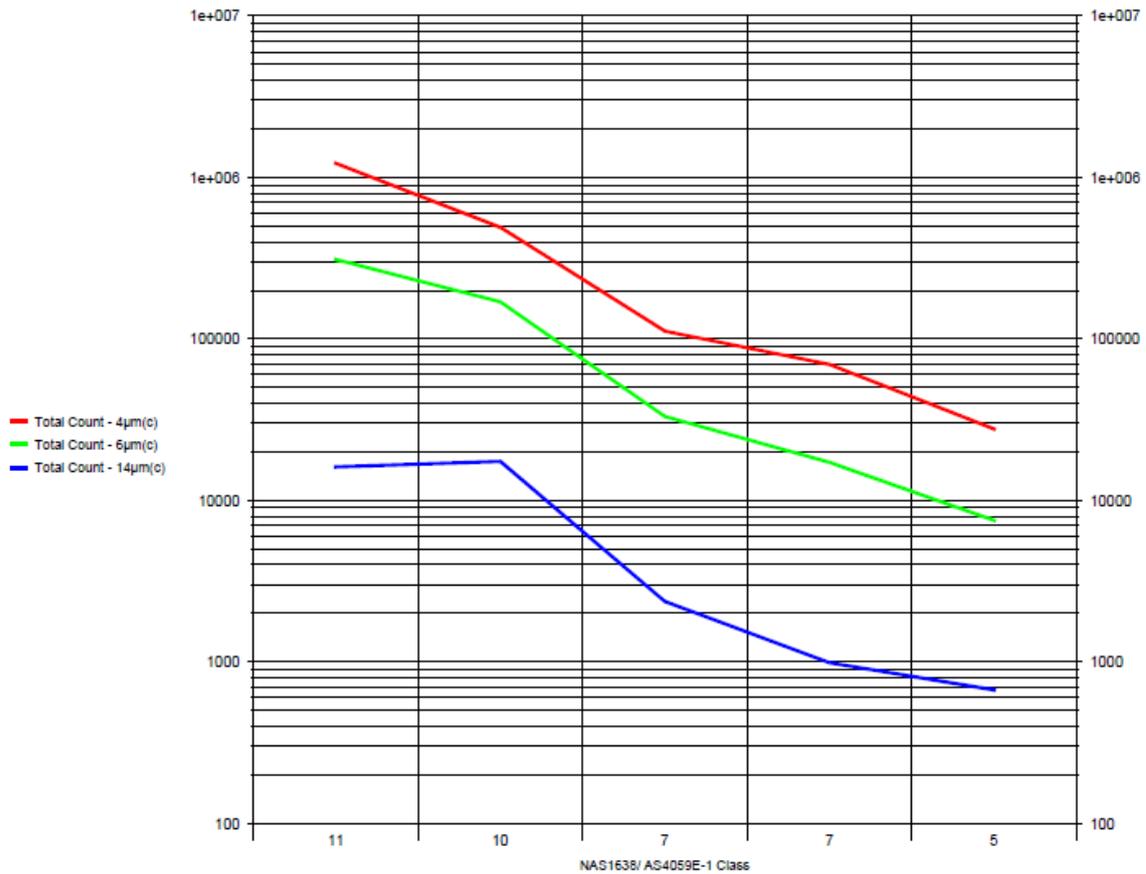
Tabla 6.2 Resultados del proceso de diálisis de la unidad de análisis

Núm. Test	Fecha/hora	ISO	NAS1638	RH	Temperatura	Referencia
1	2022-12-20 11:11:04	21/19/15	11	47,65	25,91	F. PRENSA
2	2022-12-20 12:24:46	19/18/15	10	47,36	28,97	F. PRENSA
3	2022-12-20 13:06:46	17/16/12	7	49,57	30,61	F. PRENSA
4	2022-12-20 14:52:28	17/15/10	7	50,59	31,17	F. PRENSA
5	2022-12-20 15:53:16	15/13/10	5	50,35	30,78	F. PRENSA

Fuente: (Elaboración propia).

A continuación, estos resultados obtenidos para la unidad de análisis se representan gráficamente en la **Figura 6.1**, donde se observa la caída en la cantidad de contaminante para los tres tamaños de partículas conforme código ISO 4406 de: 4 micras (línea azul), 6 micras (línea verde) y 14 micras (línea roja).

Figura 6.1 Variación de la concentración de partículas contaminantes en el proceso de diálisis de aceite de la unidad hidráulica del filtro prensa



Fuente: (Elaboración propia).

El detalle de la distribución de las partículas para el test N° 1 con resultado ISO 21/19/15 y resultado NAS de clase 11, se muestra en la **Figura 6.2**.

ISO4406					
µm(c)	/100ml	AS4059E-1	NAS1638	/100ml	Class
>4	1226154	6-14 µm(c)	5-15 µm	294851	11
>6	311004	14-21 µm(c)	15-25 µm	12248	9
>14	16153	21-38 µm(c)	25-50 µm	3552	9
>21	3905	38-70 µm(c)	50-100 µm	353	9
>25	1994	>70 µm(c)	100+ µm	0	0
>38	353	ISO Code		21/19/15	
>50	58				
>70	0	NAS/AS4059E-1 Class		11	

Figura 6.2 Resultado del Test N°1

Fuente: (Elaboración propia).

El detalle de la distribución de las partículas para el test N° 2 con resultado ISO 19/18/15 y resultado NAS de clase 10, se muestra en la **Figura 6.3**.

Particle Counts					
ISO4406					
$\mu\text{m(c)}$	/100ml	AS4059E-1	NAS1638	/100ml	Class
>4	491525	6-14 $\mu\text{m(c)}$	5-15 μm	152353	10
>6	169816	14-21 $\mu\text{m(c)}$	15-25 μm	12473	9
>14	17463	21-38 $\mu\text{m(c)}$	25-50 μm	4578	10
>21	4990	38-70 $\mu\text{m(c)}$	50-100 μm	389	9
>25	2890	>70 $\mu\text{m(c)}$	100+ μm	23	7
>38	412	ISO Code		19/18/15	
>50	94	NAS/AS4059E-1 Class		10	
>70	23				
AS4059E-2 Classes					
10A/10B/9C/8E/7F					

Figura 6.3 Resultado del Test N°2
Fuente: (Elaboración propia).

El detalle de la distribución de las partículas para el test N° 3 con resultado ISO 17/16/12 y resultado NAS de clase 7, se muestra en la **Figura 6.4**

Particle Counts					
ISO4406					
$\mu\text{m(c)}$	/100ml	AS4059E-1	NAS1638	/100ml	Class
>4	111833	6-14 $\mu\text{m(c)}$	5-15 μm	30738	7
>6	33109	14-21 $\mu\text{m(c)}$	15-25 μm	1782	6
>14	2371	21-38 $\mu\text{m(c)}$	25-50 μm	578	7
>21	589	38-70 $\mu\text{m(c)}$	50-100 μm	11	3
>25	365	>70 $\mu\text{m(c)}$	100+ μm	0	0
>38	11	ISO Code		17/16/12	
>50	0	NAS/AS4059E-1 Class		7	
>70	0				
AS4059E-2 Classes					
8A/7B/6C/3E/0F					

Figura 6.4 Resultado del Test N°3
Fuente: (Elaboración propia).

El detalle de la distribución de las partículas para el test N° 4 con resultado ISO 17/15/10 y resultado NAS de clase 7, se muestra en la **Figura 6.5**

Particle Counts					
ISO4406					
$\mu\text{m}(c)$	/100ml	AS4059E-1	NAS1638	/100ml	Class
>4	69605	6-14 $\mu\text{m}(c)$	5-15 μm	16236	7
>6	17226	14-21 $\mu\text{m}(c)$	15-25 μm	731	5
>14	990	21-38 $\mu\text{m}(c)$	25-50 μm	248	5
>21	259	38-70 $\mu\text{m}(c)$	50-100 μm	11	3
>25	141	>70 $\mu\text{m}(c)$	100+ μm	0	0
>38	11	ISO Code		17/15/10	
>50	0	NAS/AS4059E-1 Class		7	
>70	0				
AS4059E-2 Classes					
7A/6B/5C/3E/0F					

Figura 6.5 Resultado del Test N°4
Fuente: (Elaboración propia).

El detalle de la distribución de las partículas para el test N° 5 con resultado ISO 15/13/10 y resultado NAS de clase 5, se muestra en la **Figura 6.6**.

Particle Counts					
ISO4406					
$\mu\text{m}(c)$	/100ml	AS4059E-1	NAS1638	/100ml	Class
>4	27687	6-14 $\mu\text{m}(c)$	5-15 μm	6855	5
>6	7527	14-21 $\mu\text{m}(c)$	15-25 μm	555	4
>14	672	21-38 $\mu\text{m}(c)$	25-50 μm	117	4
>21	117	38-70 $\mu\text{m}(c)$	50-100 μm	0	0
>25	58	>70 $\mu\text{m}(c)$	100+ μm	0	0
>38	0	ISO Code		15/13/10	
>50	0	NAS/AS4059E-1 Class		5	
>70	0				
AS4059E-2 Classes					
6A/5B/4C/00E/0F					

Figura 6.6 Resultado del Test N°5
Fuente: (Elaboración propia).

Finalmente, en la **Figura 6.7**, de forma sintetizada, se muestran los resultados antes y después del proceso de diálisis del aceite de la unidad hidráulica del filtro prensa, la línea roja representa la cantidad de partículas contaminantes antes de la ejecución del proceso; la línea verde, la cantidad de partículas contaminantes después del proceso; además, se muestran los límites del código ISO 17/14/12 o NAS 8 considerados para el diseño en líneas azul y gris respectivamente. Se concluye que la inclusión de un circuito secundario de filtración que trabaja en paralelo al circuito principal y de forma automática contribuye positivamente con la mejora de las condiciones del aceite.

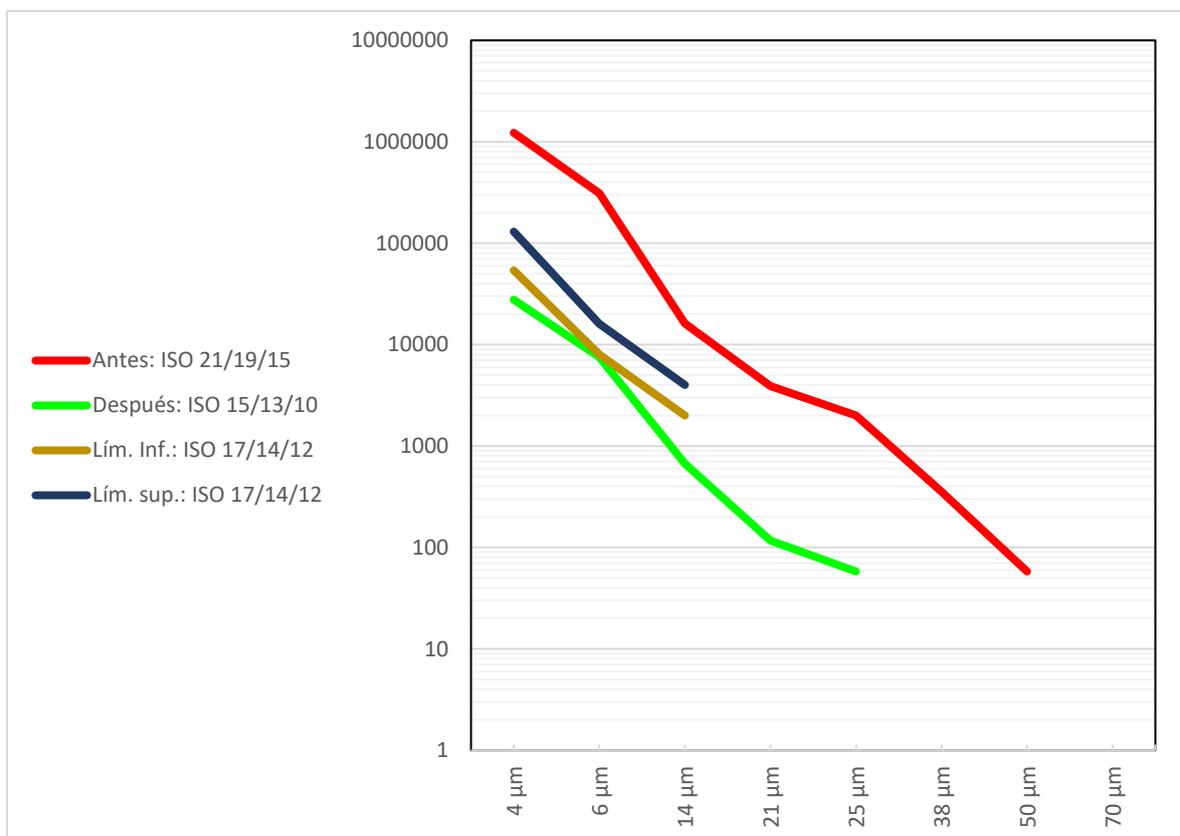


Figura 6.7 Cantidad de partículas contaminantes en una muestra de 100ml de aceite del sistema hidráulico antes y después de un proceso de diálisis

Fuente: (Elaboración propia).

6.2 Influencia sobre la disponibilidad del proceso

Un proceso de diálisis automático en una unidad de potencia hidráulica contribuye positivamente en la mejora de los tiempos de mantenimiento y permite la continuidad operativa del sistema hidráulico del filtro prensa.

A continuación, se detallan las actividades secuenciales durante la intervención por mantenimiento correctivo al sistema hidráulico tras una alerta de falla por contaminación de aceite en un componente crítico como: el cilindro hidráulico o la bomba de engranajes.

En la **Tabla 6.3** se muestra la cantidad de horas promedio de inoperatividad del sistema por mantenimiento correctivo a causa de una fuga de aceite hidráulico o mal funcionamiento del cilindro hidráulico por exceso de partículas contaminantes.

Tabla 6.3 Tiempo promedio en actividades de mantenimiento correctivo de un cilindro hidráulico

Actividad	Tiempo
Reporte de fallas por mal funcionamiento o fugas	5 minutos
Evaluación de posibles causas	15 minutos
Retiro de repuestos de almacén	30 minutos
Desconexión eléctrica	5 minutos
Enfriar el equipo	30 minutos
Drenar el aceite hidráulico	20 minutos
Desconexión hidráulica	15 minutos
Desmontaje	90 minutos
Montaje de repuestos	90 minutos
Conexión hidráulica	15 minutos
Limpieza del tanque y llenado de aceite	30 minutos
Conexión eléctrica	5 minutos
Orden y limpieza	15 minutos
TOTAL	365 minutos
	6,08 horas

Fuente: (Elaboración propia).

Del mismo modo, en la **Tabla 6.4** se muestra la cantidad de horas promedio de inoperatividad del sistema por mantenimiento correctivo a causa de una fuga de aceite hidráulico o mal funcionamiento de la bomba hidráulica por exceso de partículas contaminantes.

Tabla 6.4 Tiempo promedio en actividades de mantenimiento correctivo de una bomba hidráulica

Actividad	Tiempo
Reporte de falla	5 minutos
Retiro de repuestos de almacén	20 minutos
Desconexión eléctrica	5 minutos
Enfriar el equipo	30 minutos
Desconexión hidráulica	15 minutos
Desmontaje	60 minutos
Montaje de repuestos	60 minutos
Conexión hidráulica	15 minutos
Limpieza del tanque y llenado de aceite	30 minutos
Conexión eléctrica	5 minutos
Orden y limpieza	15 minutos
TOTAL	260 minutos
	4,33 horas

Fuente: (Elaboración propia).

A partir de las **Tabla 6.3** y **Tabla 6.4**, y considerando que las intervenciones mencionadas se ejecutan en promedio 2 veces al año, se establece una mejora de la disponibilidad mediante la reducción de 20,82 horas. Por lo tanto, el diseño de una unidad hidráulica con capacidad autodializante influye positivamente en la disponibilidad del filtro prensa con un incremento porcentual de 0,36% tal como se muestra el cálculo a continuación:

$$\Delta_{disp} = \left(\frac{20,82}{360 * 16} \right) * 100\% \approx 0,36\% \quad 6.1$$

6.3 Influencia sobre los costos de mantenimiento

Respecto a los costos de mantenimiento, en la **Tabla 6.5** se muestra el costo promedio por el servicio de mantenimiento de un cilindro hidráulico y el costo promedio por el servicio de una bomba hidráulica. Estos datos fueron obtenidos a partir de las cotizaciones realizadas por el servicio de fabricación de cilindros de características y dimensiones similares al diseño planteado en el presente trabajo de investigación.

Tabla 6.5 Costo de mantenimiento correctivo de un cilindro y una bomba hidráulica

Actividad: Reparación de cilindro	costo
Bruñido de cilindro	
Cambio de vástago cromado	
Cambio de sobre tapa	
Cambio de tapa principal	
Cambio de émbolo	
Cambio de pernos	\$20 700,00
Cambio de kit de sellos	
Armado de cilindro	
Prueba en banco de cilindro	
Pintado y embalado	
Traslado ida y vuelta	\$ 824,00
TOTAL	\$ 21 524,00
Actividad: Reparación de bomba	
Costo de la bomba	\$1 450,00
Traslado ida y vuelta	\$ 410,00
TOTAL	\$1 860,00

Fuente: (Elaboración propia).

Además, el consumo por los dos cambios mínimos de aceite recomendados según manual del filtro prensa tiene un costo aproximado de \$ 2 610,00 dólares al año.

En este sentido, a partir de lo mencionado, se estima una mejora de \$ 23 384,00 dólares al año en costos de mantenimiento. Además, si las condiciones del aceite se mantienen adecuadas, se estima la reducción de su consumo en \$ 1 305,00 dólares, es decir un solo cambio de aceite anual previa evaluación y análisis de laboratorio.

Por otro lado, el costo promedio de los componentes principales del circuito de filtración secundario sin considerar costos de instalación, programación y mantenimiento asciende a un monto estimado de \$ 8 790,76 dólares tal como se muestra en la **Tabla 6.6**.

Tabla 6.6 Costo de mantenimiento correctivo de un cilindro y una bomba hidráulica

Componentes principales del circuito secundario	Costo
Filtro secundario OLS-1-60-H-V-A:	
Motor trifásico de 0,24 HP	
Bomba de 1,25 cm ³ /rev	\$ 6 332,39
Elemento filtrante SRM-60-H-B	
Contador láser de partículas LPM	\$ 2 359,11
Mangueras de ½"	\$ 34,78
Tubería 18x1.5 E255N	\$ 32,68
Adaptadores	\$ 31,80
TOTAL	\$ 8 790,76

Fuente: (Elaboración propia).

Finalmente, se realiza la contrastación de la hipótesis planteada en el acápite del presente trabajo de investigación, la cual menciona lo siguiente: “El diseño de un sistema autodializante mejorará la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica”.

De acuerdo con los resultados obtenidos, se valida el cumplimiento de los indicadores por lo cual, se descarta la hipótesis nula y se confirma la hipótesis positiva.

Conclusiones

Se concluye que el diseño de un sistema autodializante mejora la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulica, respecto al sistema actual que no emplea un circuito secundario de filtración. El sistema propuesto permite una mejora porcentual de 0,36% que equivale a aproximadamente 21 horas adicionales de operatividad, debido a la reducción de los tiempos de ejecución del dializado de aceite y la reducción de fallas en los componentes hidráulicos.

Se concluye que el diseño del sistema autodializante permite la estabilidad cuantitativa de partículas contaminantes en el aceite, entre los valores NAS 6 y NAS 8, igual o mejor que los límites aceptables para este sistema hidráulico del filtro prensa. Esta estabilidad tiene un impacto positivo en la vida útil de los componentes ya que evita las fallas prematuras por desgaste abrasivo causados por la contaminación y/o degradación del aceite hidráulico. Además, permite la reducción de los costos de mantenimiento en \$ 23 384,00 dólares al año aproximadamente y al poseer dos circuitos, uno independiente de otro, mejora la mantenibilidad de los filtros.

Finalmente, se concluye que el diseño de un sistema autodializante influye positivamente en la mejora de la disponibilidad de las unidades de potencia hidráulicas. A partir de la verificación y cumplimiento de los indicadores establecidos en la matriz de consistencia presentados en el acápite 4.3, se concluye que la hipótesis general planteada en el presente trabajo de investigación es positiva.

Recomendaciones

Para el caso de una futura implementación de una unidad hidráulica autodializante con parámetros de operación distintos a la unidad de análisis empleada en el presente trabajo de investigación, se recomienda realizar una nueva memoria de cálculo y selección de los componentes hidráulicos en función de la capacidad y parámetros operativos del nuevo sistema a fin de evitar el sobredimensionamiento o bajo rendimiento en el proceso operativo, de control y/o filtración del aceite hidráulico.

Se recomienda ampliar el estudio a fin de evaluar la viabilidad de incorporar un sistema secundario de filtración que incluya filtros de agua y calefactores que permitan reducir la cantidad de reacciones catalíticas por presencia de agua, la oxidación del aceite hidráulico y la formación de sedimentos pastosos que generan consecuencias graves en el sistema como obstrucción de filtros, bloqueo de válvulas e incremento de la presión del sistema.

Se recomienda la implementación de un circuito secundario de filtración en los sistemas hidráulicos de alta presión y servo cuyos requerimientos de limpieza, de acuerdo con lo establecido por los fabricantes, son de código ISO 16/14/11 o mejor. En cuanto a los sistemas de presión media y baja presión, se recomienda realizar un estudio económico anual a fin de garantizar la viabilidad del diseño, debido a que, para sistemas similares, los fabricantes recomiendan rangos más amplios como el código ISO 19/17/14 que permite la presencia de un mayor número de partículas contaminantes en una muestra de aceite hidráulico.

Se recomienda realizar un estudio del análisis y modos de fallas de los cilindros hidráulicos, así como plantear un proceso de selección adecuado de sellos hidráulicos en función a los niveles de contaminación de las unidades de potencia hidráulicas, parámetros de operación, tipo de fluido y condiciones ambientales.

Se recomienda evaluar las pérdidas de presión en manifolds, o bloques de distribución hidráulicos, y el porcentaje de estas respecto a la presión de operación del

sistema. Asimismo, se recomienda realizar un análisis dinámico del fluido al interior del tanque hidráulico a fin de optimizar la distribución interna del rompeolas y tuberías que favorezcan el proceso de refrigeración del aceite, evite el sobrecalentamiento y proporcione las condiciones adecuadas para evitar la degradación y contaminación del aceite.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Aguado, N. (2022). "Tecnología y análisis de aceite para asegurar la eficiencia de lubricación". Predictiva21.
- [2] Aldana, D. (2019). "Diseño de una planta de diálisis de 20 litros/hora para disminuir la presencia de sólidos en el aceite automotriz de vehículos livianos, Olmos".
- [3] Apolinario, J. (2015). "Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m".
- [4] Arrieta, R. y Gonzales, F. (2003). "Tutorial básico para programación en PLC".
- [5] C.C.JENSEN A/S. (2019). "Guía de aceite limpio: La importancia del mantenimiento del aceite".
- [6] Carnicer, E. y Mainar, C. (1998). "Oleohidráulica: Conceptos básicos".
- [7] Departamento de Medio Ambiente de CCOO-Aragón. (2007). "Guía para la reducción del impacto ambiental de los aceites usados".
- [8] Drexler, P. (2019). "Fluidos hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (págs. 51-68).
- [9] Flores, J. y Vallejo, C. (2014). "Diseño y construcción de un brazo oleo hidráulico para montaje y desmontaje de motores hasta una tonelada".
- [10] Franco, O. y Pedraza, W. (2019). "Diseño de una máquina para el filtrado de aceite lubricante contaminado".
- [11] Galal, M. (2009). "Fluid Power Engineering".
- [12] Galárraga, M y Rodriguez, E. (2015). "Diseño y construcción de una prensa hidráulica para conformado de chapa metálica de 5 toneladas con colchón neumático".
- [13] Gamarra, E. (2016). "Diseño de una máquina roladora hidráulica con cuatro rodillos para planchas de hasta 20 mm de espesor y radio máximo de 250 mm para la empresa Metal Sur E.I.R.L.".

- [14] HF GUARD. (2017). "Control de contaminación".
- [15] Huamaní, L., & Fabián, E. (2019). "Diseño de un sistema oleo hidráulico para el accionamiento de la compuerta de una tolva de flujo másico de 1 Ton de capacidad en una mina de cobre - región de Junín".
- [16] INACAL. (2022). NTP 900.050-2022 "Gestión de residuos. Manejo de aceites usados. Generalidades".
- [17] Jiménez, M. (2016). "Diseño, cálculo y automatización de un sistema de potencia hidráulica para plataforma de izaje de vehículos de carga pesada".
- [18] Junta de Andalucía. (2016). Principios de hidráulica y neumática.
- [19] Lanchimba, R. (2018). "Diseño y construcción de la estructura de una máquina universal de ensayos destructivos-sistema hidráulico de presión para la carrera de Ingeniería en Mecatrónica".
- [20] Marzocchi Pompe. (2022). "ALP Pompe".
- [21] Mott, R. (2015). "Mecánica de Fluidos".
- [22] Noria Latín América. (2014). "Extensión de los intervalos de cambio de aceite en maquinaria pesada de minería".
- [23] Normalización, O. I. (1991). "Fluid power systems and components -- Graphic symbols and circuit diagrams -- Part 1: Graphic symbols" (ISO 1219-1:1991).
- [24] Normalización, O. I. (1999). "Hydraulic fluid power -- Fluids -- Method for coding the level of contamination by solid particles" (ISO 4406:1999).
- [25] Norton, R. (2011). "Diseño de máquinas".
- [26] Pérez, F. (2021). "Conceptos generales en la gestión del mantenimiento industrial".
- [27] Reik, M. (2019). "Filtración en sistemas hidráulicos". En "Proyecto y construcción de equipos hidráulicos" (págs. 147-200).
- [28] Schroeder Industries. (2019). "Hydraulic lube filtration".

[29] SENA. (2005). "Arquitectura y características de un PLC.

[30] Serrano, N. (2002). "Oleohidráulica".

[31] Tito, J. (2018). "Diseño un sistema de automatización para pruebas de bombas y actuadores hidráulicos de alto caudal y presión controlado y supervisado por PLC".

Anexos

Anexo A.1

A continuación, se describen los principales tipos de desgaste generados por la presencia de partículas contaminantes en el aceite hidráulico.

Desgaste por abrasión:

Existen dos modos básicos para este tipo de desgaste: Desgaste por abrasión de dos cuerpos y tres cuerpos, así, el material más duro puede ser una de las superficies de fricción o partículas duras que han encontrado su camino entre las superficies de contacto. El presente trabajo de investigación, se enfoca en el segundo modo. En este sentido, el desgaste abrasivo se define como la pérdida de material debido a partículas duras no restringidas y libres de rodar que son forzadas contra una superficie sólida relativamente blanda tal como se observa en la **Figura A.1**.

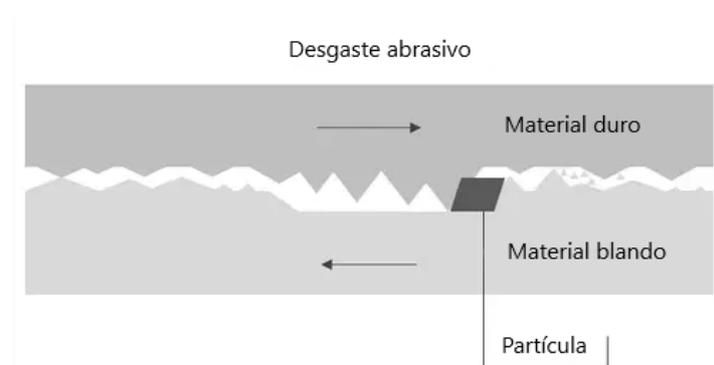


Figura A.1 Desgaste abrasivo

Fuente: Connor N. (31 de junio 2020). *Abrasive wear*. Recuperado el día 20 de agosto del 2023 de <https://material-properties.org/what-is-abrasive-wear-definition/>

Desgaste por erosión:

Es un proceso de eliminación progresiva de material de una superficie causado por impactos repetidos de partículas sólidas presentes en el aceite. Cada partícula corta o fractura una pequeña cantidad de material de la superficie de contacto tal como se observa en la **Figura A.2**. Si este proceso se repite durante un largo período de tiempo, puede

resultar en una cantidad significativa de pérdida de material con la consecuente limitación de la vida útil del equipo.

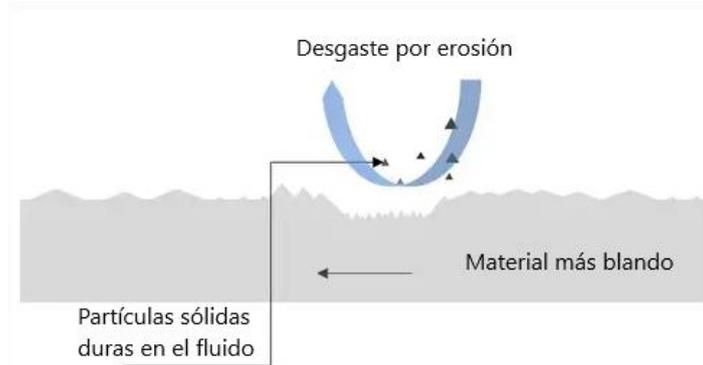


Figura A.2 Desgaste erosivo

Fuente: Connor N. (31 de junio 2020). *Erosion wear*. Recuperado el día 20 de agosto del 2023 de <https://material-properties.org/what-is-erosion-wear-definition/>

Desgaste por fatiga:

El desgaste por fatiga, es el agrietamiento de superficies sujetas a tensiones alternas durante el contacto de rodadura y deslizamiento combinados de partículas quedan atrapados en espacios finos. El desgaste por fatiga se produce cuando las virutas de metal o partículas de desgaste en general se desprenden por el crecimiento cíclico de grietas de microfisuras en la superficie tal como se observa en la **Figura A.3**.



Figura A.3 Desgaste por fatiga

Fuente: Connor N. (31 de junio 2020). *Fatigue wear*. Recuperado el día 20 de agosto del 2023 de <https://material-properties.org/what-is-surface-fatigue-fatigue-wear-definition/>

Anexo A.2

En la **Tabla A.1** se muestra el formato de recopilación de los parámetros de operación para el diseño de la unidad de potencia hidráulica considerada como unidad de análisis.

Tabla A.1 Parámetros de operación de la UPH considerada como unidad de análisis.

PARÁMETROS DE OPERACIÓN	
Máxima temperatura ambiental	15-20 °C
Altitud	4200 m.s.n.m.
Frecuencia	60 Hz
Tensión de trabajo	440 V
Tipo de producto	Concentrado de plomo
Periodo de operación diario	16 h/día
Dimensiones de las placas	800x800
Presión de operación del filtro prensa	16 bar
Presión para hermetizar las placas	250 bar
Carrera del pistón	1250 mm
Tipo de aceite	ISO VG46
CICLOS DEL PROCESO DE FILTRACIÓN	
Cierre del filtro	1 minuto
Presurización	10 segundos
Alimentación	6 minutos
Lavado de tubería	20 segundos
Secado	5.5 minutos
Pre apertura – despresurización del sistema hidráulico	10 segundos
Apertura de compuerta	8 segundos
Apertura de filtro	1 minuto
Descarga de filtro	2 minutos
Cierre de compuerta	10 segundos
Limpieza de placas	18 minutos

Fuente: (Elaboración propia).

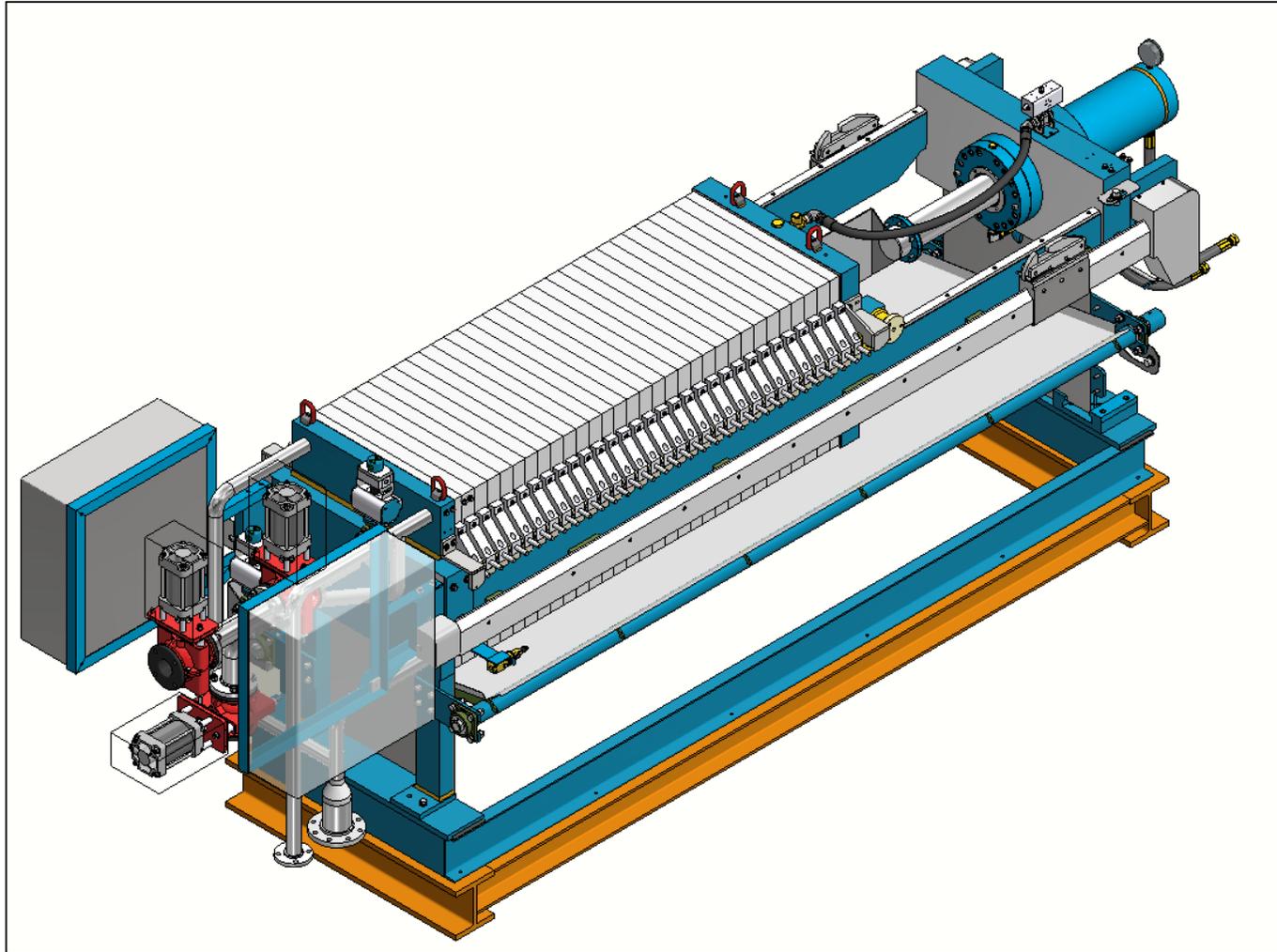


Figura A.4 Plano isométrico del Filtro Prensa
Fuente: (Elaboración propia).

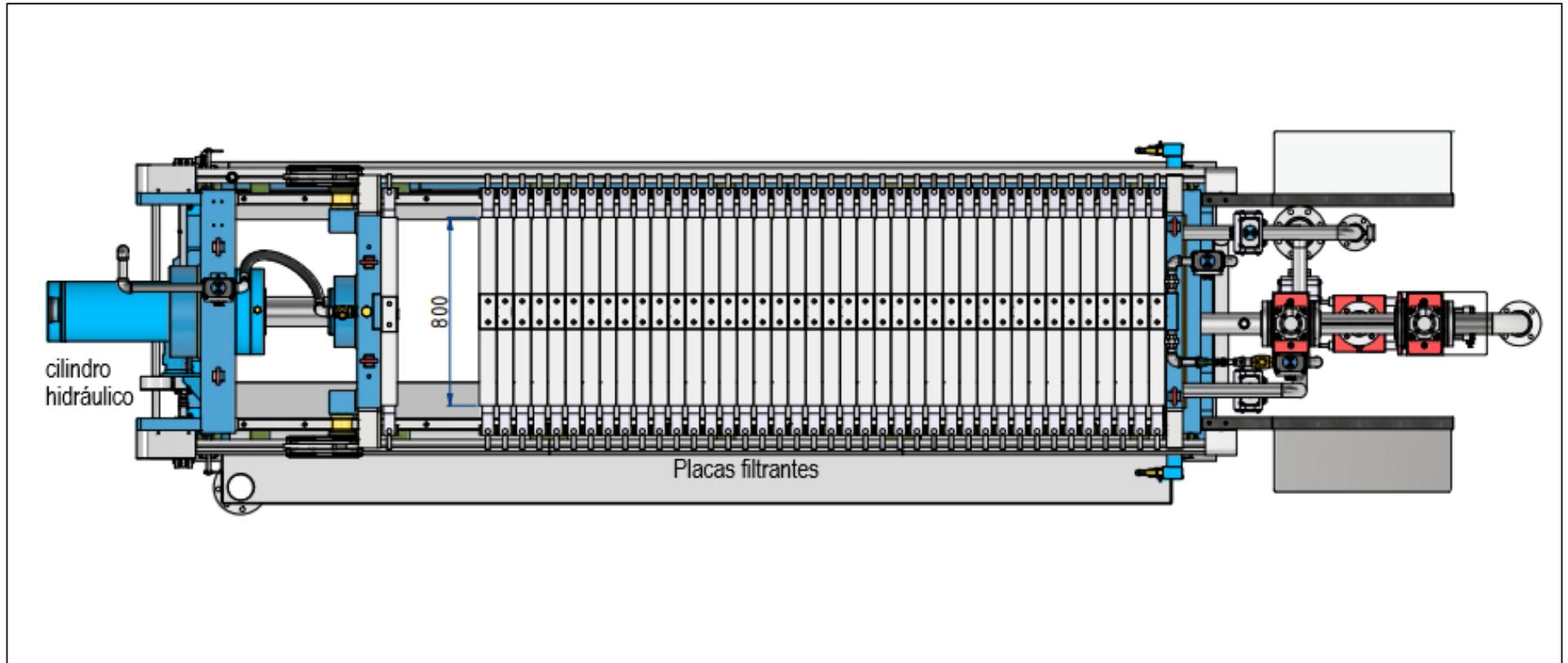


Figura A.5 Vista de Planta
Fuente: (Elaboración propia).

Anexo A.3

En la **Tabla A.2** se observa el formato de recopilación de data de los procesos de dializado de aceite hidráulico. Cada ítem representa una muestra de 100ml los cuales fueron evaluados con un contador de partículas láser modelo LASPAC II, número de serie 200314. Los niveles de contaminación resultantes se presentan en códigos conforme estándares ISO 4406 y NAS 1638.

Tabla A.2 Registro de los procesos de dializado de aceite.

Número de análisis	Número de serie del analizador	Número de test	Fecha/hora		Código ISO	NAS1638/ AS4059E-1 Clase	RH	Temperatura
1	200314	1	2022-04-25 17:05:07	TEST 1	19/18/13	10	60,56	23,67
2	200314	2	2022-04-25 17:27:39	TEST 1	18/16/11	8	60,49	23,85
3	200314	1	2022-04-26 15:42:41	TEST 2	18/16/13	10	59,24	28,44
4	200314	2	2022-04-26 15:52:53	TEST 2	17/15/13	8	53,11	28,67
5	200314	1	2022-05-06 16:56:23	TEST 3	23/22/19	15	57,83	24,54
6	200314	2	2022-05-06 17:14:52	TEST 3	22/20/18	15	26,82	25,08
7	200314	3	2022-05-06 17:39:31	TEST 3	21/19/15	11	3,28	25,28
8	200314	4	2022-05-06 18:01:05	TEST 3	19/17/13	9	0,1	24,85
9	200314	1	2022-06-06 11:51:34	TEST 4	22/21/17	15	27,37	20,06
10	200314	2	2022-06-06 14:24:07	TEST 4	20/18/14	10	36,99	21,56
11	200314	3	2022-06-06 15:31:06	TEST 4	18/15/11	7	43,61	23,53
12	200314	4	2022-06-06 16:38:48	TEST 4	15/13/9	5	44,37	23,52
13	200314	1	2022-06-08 11:06:08	TEST 5	18/17/15	10	38,43	20,04
14	200314	2	2022-06-08 12:10:01	TEST 5	16/14/12	7	42,42	22,09
15	200314	3	2022-06-08 14:24:18	TEST 5	14/12/10	5	42,57	22,52
16	200314	3	2022-06-30 16:12:32	TEST 6	21/19/15	11	50,25	23,74
17	200314	3	2022-06-30 16:33:11	TEST 6	21/18/13	10	32,98	23,58
18	200314	4	2022-06-30 16:43:01	TEST 6	22/19/16	11	46,5	20,78
19	200314	5	2022-07-01 12:30:55	TEST 6	16/14/9	6	33,2	21,09
20	200314	6	2022-07-01 14:52:50	TEST 6	15/13/6	5	28,93	22,79
21	200314	1	2022-11-14 18:16:05	TEST 7	21/19/15	11	-	-
22	200314	2	2022-11-14 18:29:11	TEST 7	19/18/14	9	-	-
23	200314	1	2022-11-15 09:25:06	TEST 8	18/16/13	8	-	-
24	200314	2	2022-11-15 10:04:52	TEST 8	16/15/13	8	-	-
25	200314	3	2022-11-15 10:49:05	TEST 8	15/14/12	8	-	-
26	200314	4	2022-11-15 11:24:56	TEST 8	15/14/11	7	-	-
27	200314	5	2022-11-15 11:52:57	TEST 8	13/12/10	5	-	-
28	200314	6	2022-11-15 12:24:53	TEST 8	13/11/09	4	-	-
29	200314	2	2022-11-18 11:27:42	TEST 9	22/20/16	12	-	-
30	200314	5	2022-11-18 15:19:33	TEST 9	18/17/13	9	-	-
31	200314	5	2022-11-18 15:53:16	TEST 9	16/15/12	7	-	-
32	200314	6	2022-11-18 16:20:58	TEST 9	14/13/10	5	-	-
33	200314	5	2022-11-18 16:35:57	TEST 9	14/13/10	5	-	-
34	200314	6	2022-11-18 17:14:03	TEST 9	14/13/10	5	-	-
35	200314	7	2022-11-19 08:00:19	TEST 9	13/11/09	4	-	-

Número de análisis	Número de serie del analizador	Número de test	Fecha/hora		Código ISO	NAS1638/ AS4059E-1 Clase	RH	Temperatura
36	200314	8	2022-11-19 08:52:22	TEST 9	13/11/08	3	-	-
37	200314	1	2022-12-20 11:11:04	TEST 10	21/19/15	11	47,65	25,91
38	200314	2	2022-12-20 12:24:46	TEST 10	19/18/15	10	47,36	28,97
39	200314	3	2022-12-20 13:06:46	TEST 10	17/16/12	7	49,57	30,61
40	200314	4	2022-12-20 14:52:28	TEST 10	17/15/10	7	50,59	31,17
41	200314	5	2022-12-20 15:53:16	TEST 10	15/13/10	5	50,35	30,78
42	200314	1	2022-12-27 15:02:19	TEST 11	21/19/15	11	63,45	28,21
43	200314	2	2022-12-27 15:54:43	TEST 11	20/19/15	10	64,72	28,63
44	200314	3	2022-12-27 16:55:46	TEST 11	19/17/13	9	64,3	28,1
45	200314	4	2022-12-27 17:34:33	TEST 11	18/17/12	9	65,07	27,53
46	200314	5	2022-12-27 18:07:06	TEST 11	18/17/12	9	65,22	27
47	200314	6	2022-12-27 18:36:05	TEST 11	18/17/12	9	65,35	26,57
48	200314	7	2022-12-27 19:10:05	TEST 11	18/17/12	8	65,53	26,19
49	200314	8	2022-12-27 19:47:53	TEST 11	18/16/12	8	65,65	25,89
50	200314	1	2022-12-28 18:44:37	TEST 12	23/22/17	15	72,39	27,43
51	200314	2	2022-12-28 19:03:06	TEST 12	16/14/12	8	71,88	27,44
52	200314	1	2023-01-02 16:11:02	TEST 13	22/19/15	11	59,68	27,24
53	200314	2	2023-01-02 17:06:18	TEST 13	18/16/13	8	57	27,09
54	200314	4	2023-01-02 23:42:18	TEST 13	18/15/11	7	58,49	23,02
55	200314	5	2023-01-03 00:41:13	TEST 13	17/13/10	5	58,98	22,87
56	200314	6	2023-01-03 01:06:05	TEST 13	16/13/9	5	58,74	22,67
57	200314	1	2023-01-04 12:37:08	TEST 14	21/18/14	10	49,45	29,4
58	200314	2	2023-01-04 15:27:30	TEST 14	15/13/10	6	50,04	43,17
59	200314	3	2023-01-04 16:37:33	TEST 14	14/13/10	5	42,23	53,67

Fuente: (Elaboración propia)

Anexo A.4

En la **Figura A.6** al **Figura A.16** se muestran las líneas de programación ladder para el control del circuito primario y secundario del sistema autodizante diseñado. Así como, en la **Figura A.17**, se muestra la tabla de variables del PLC.

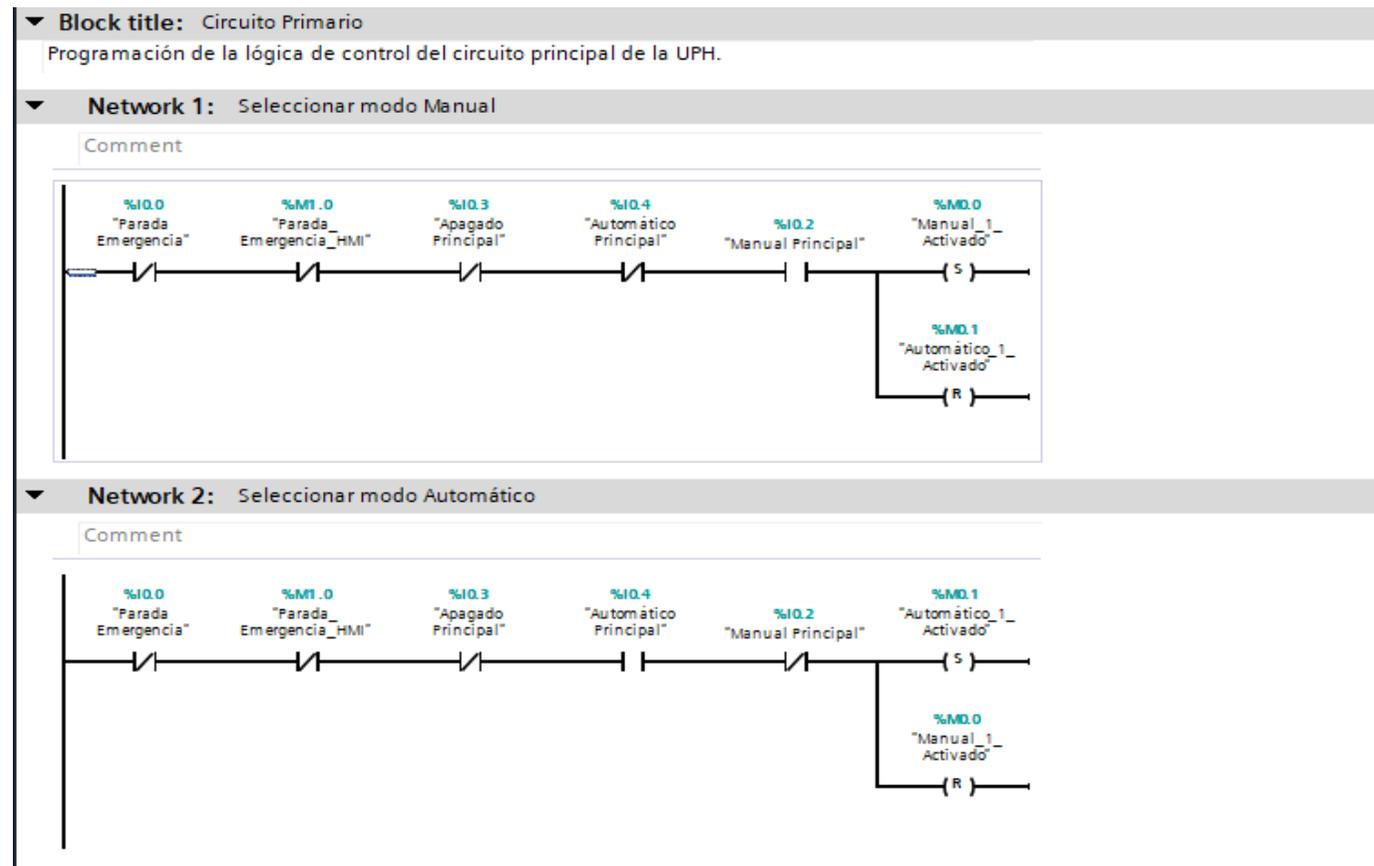


Figura A.6 Programación ladder para la selección del modo manual y automático

Fuente: (Elaboración propia).

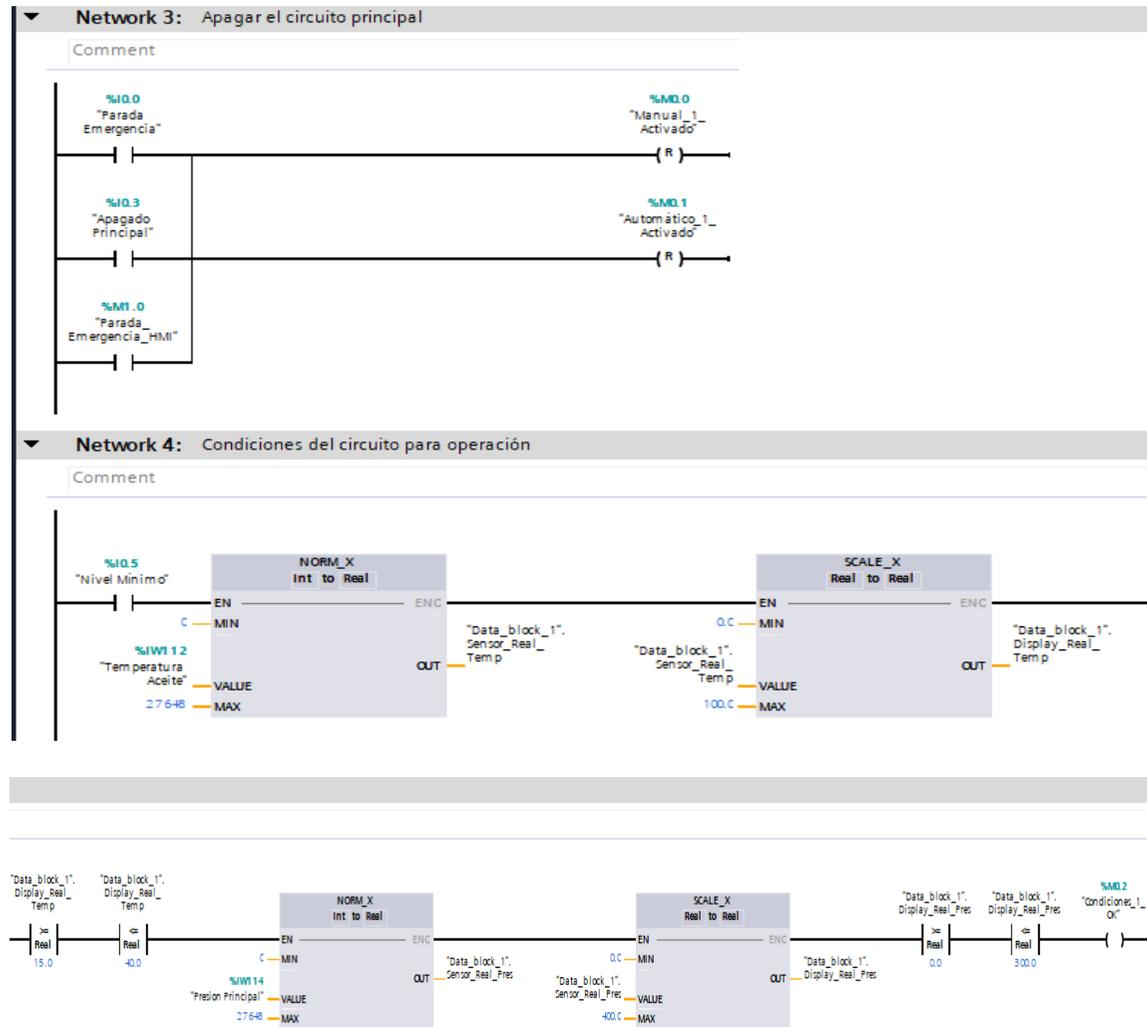


Figura A.7 Programación ladder para el apagado del sistema y condiciones de operación

Fuente: (Elaboración propia).

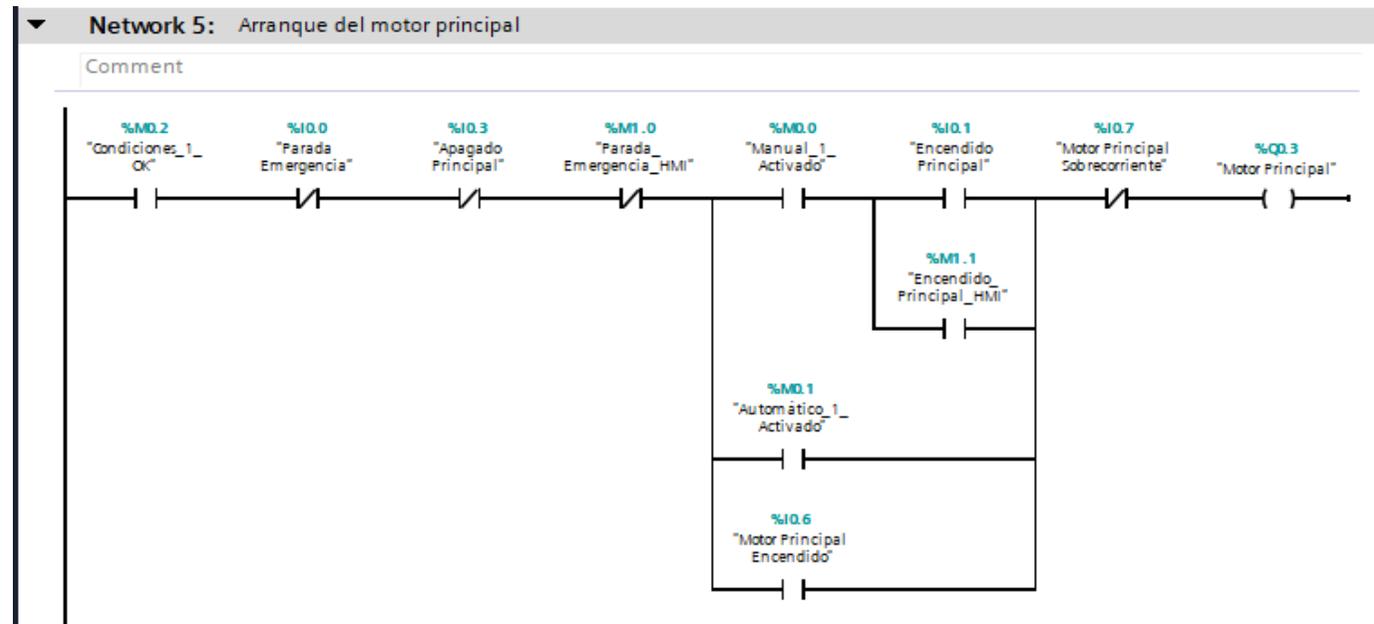


Figura A.8 Programación ladder para el arranque del motor principal

Fuente: (Elaboración propia).

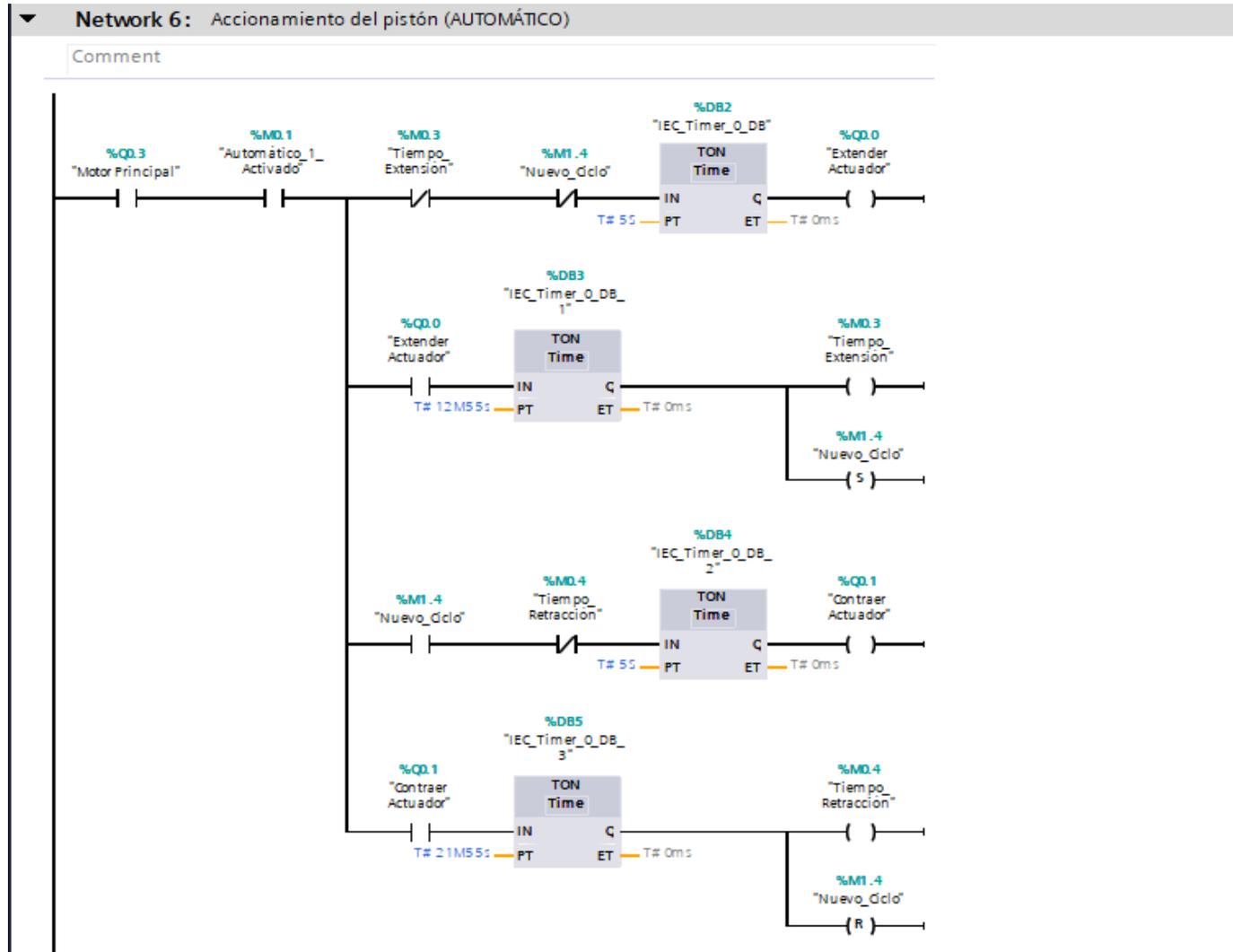


Figura A.9 Programación ladder para el accionamiento del pistón (automático)

Fuente: (Elaboración propia).

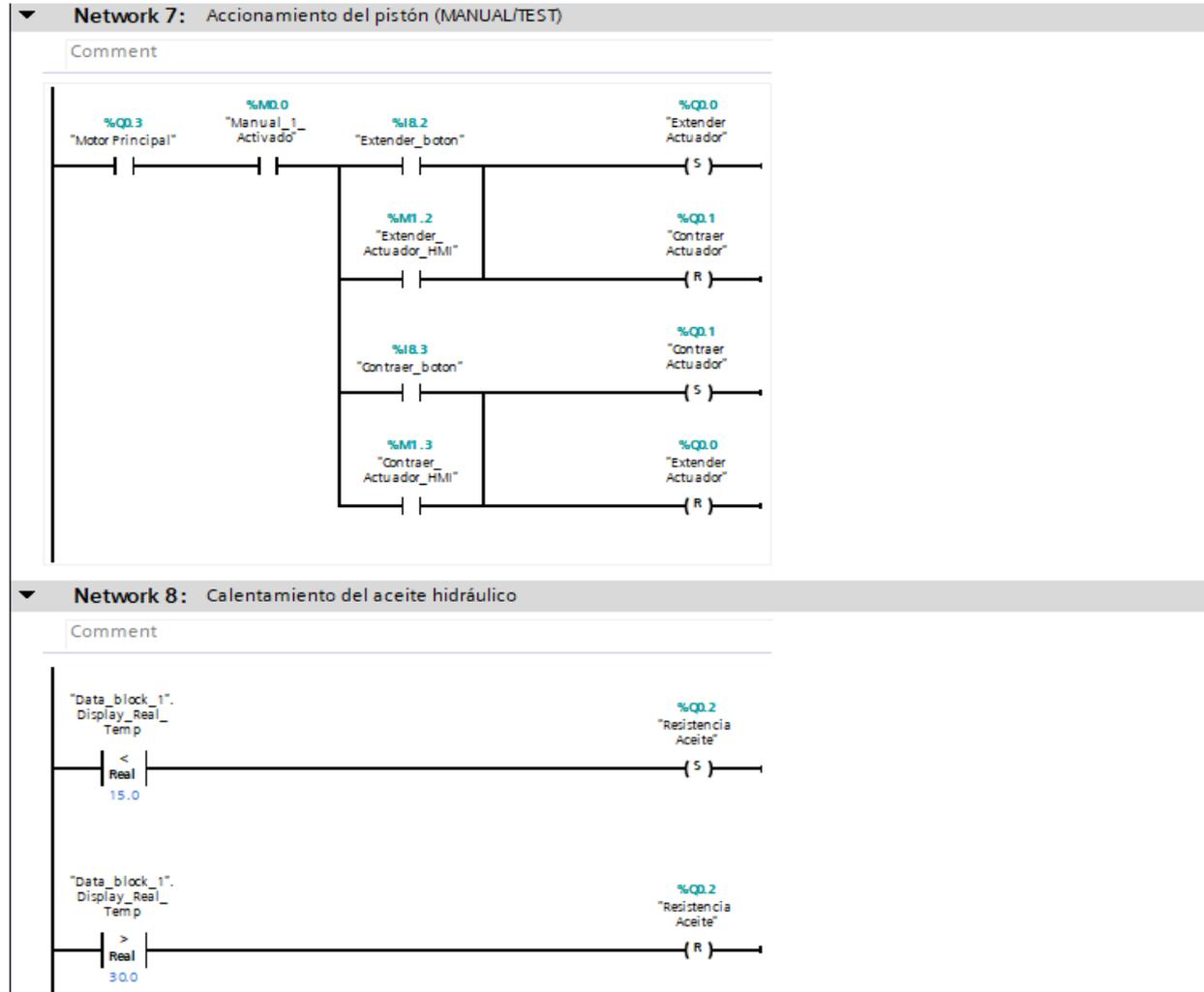


Figura A.10 Programación ladder para el accionamiento del pistón (manual) y condiciones para el calentamiento del aceite hidráulico

Fuente: (Elaboración propia).

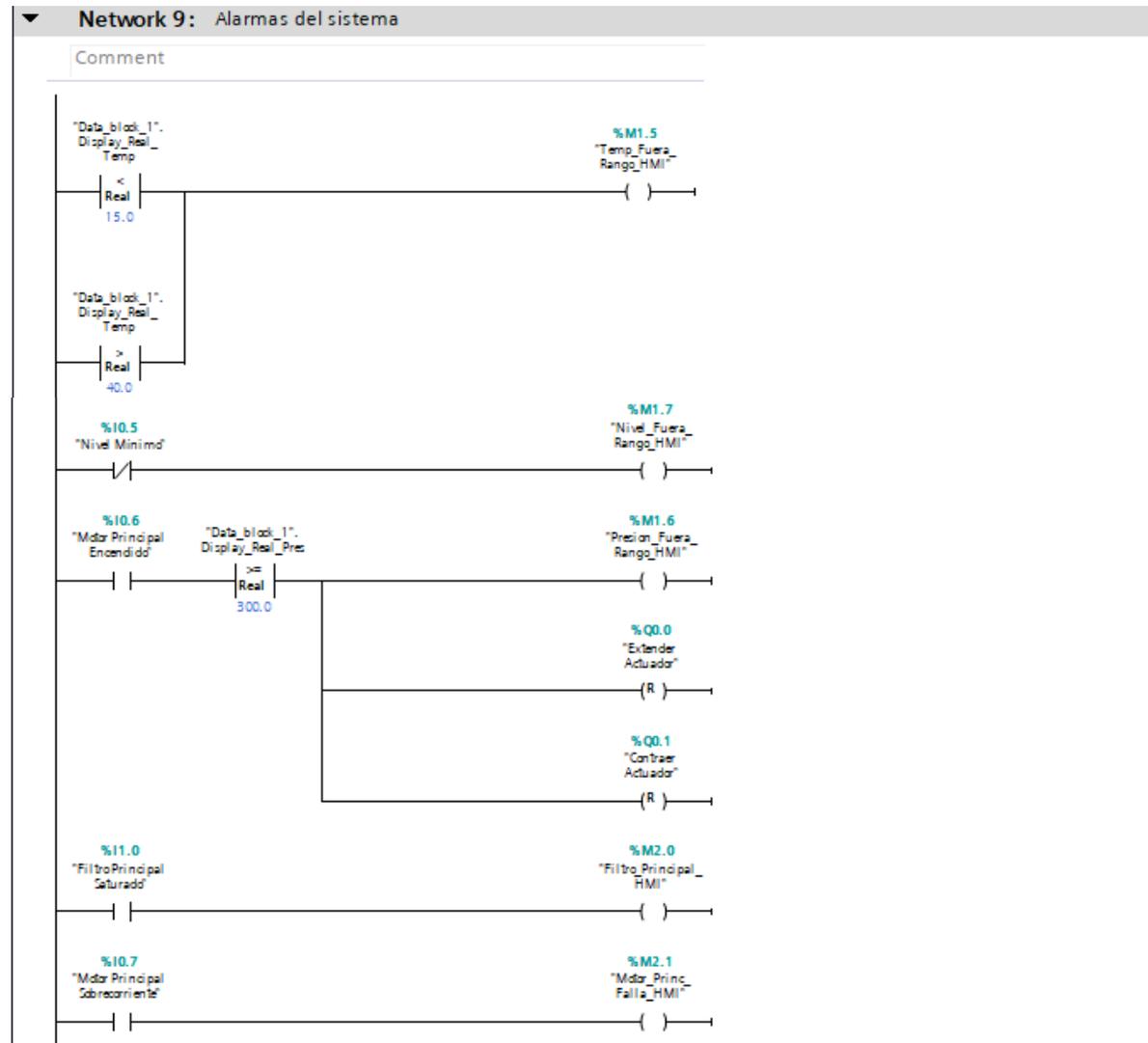


Figura A.11 Programación ladder - Alarmas del sistema

Fuente: (Elaboración propia).

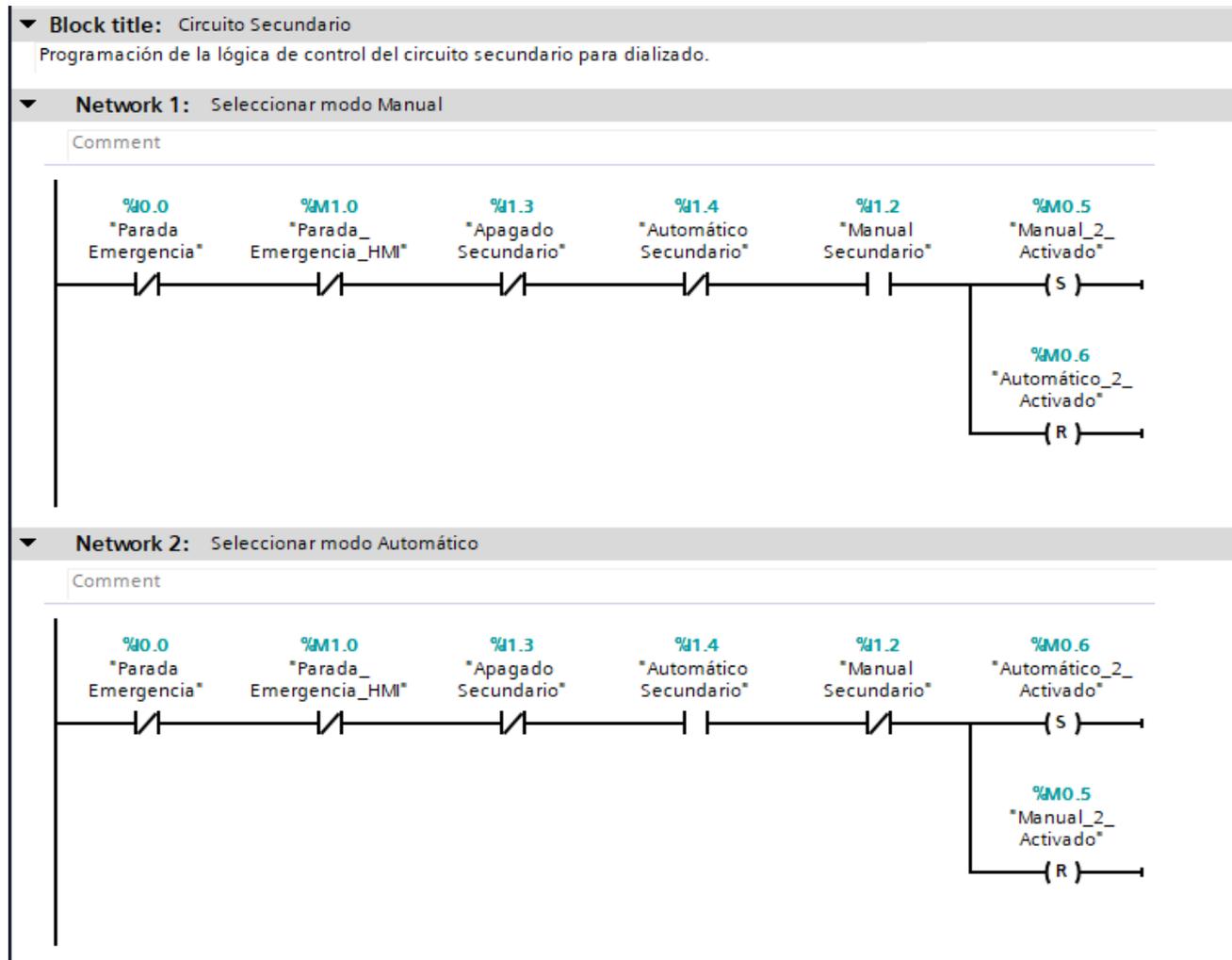


Figura A.12 Programación ladder – Circuito secundario – Selección de los modos de operación

Fuente: (Elaboración propia).

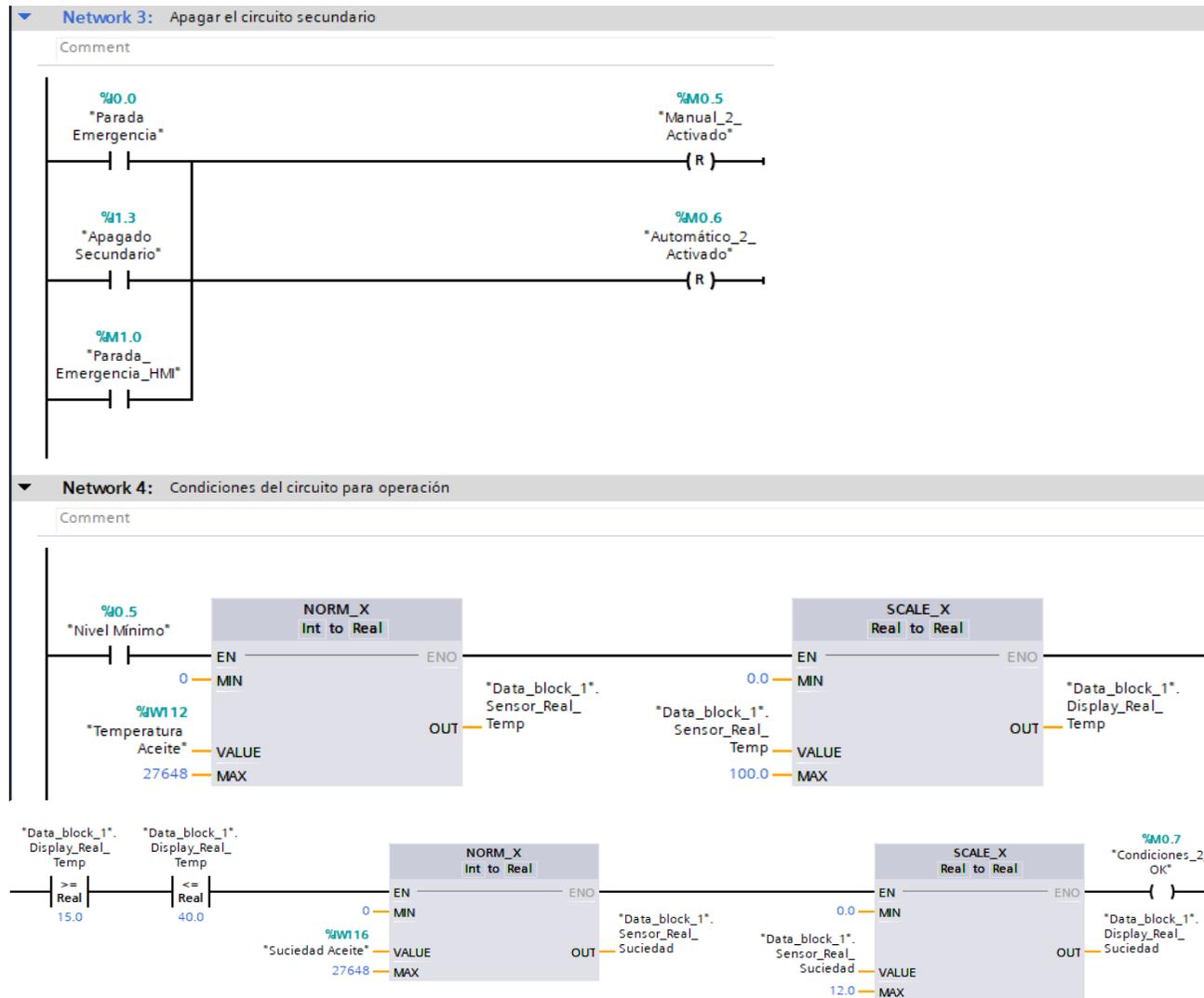


Figura A.13 Programación ladder – Circuito secundario – apagado del circuito y condiciones del sistema

Fuente: (Elaboración propia).

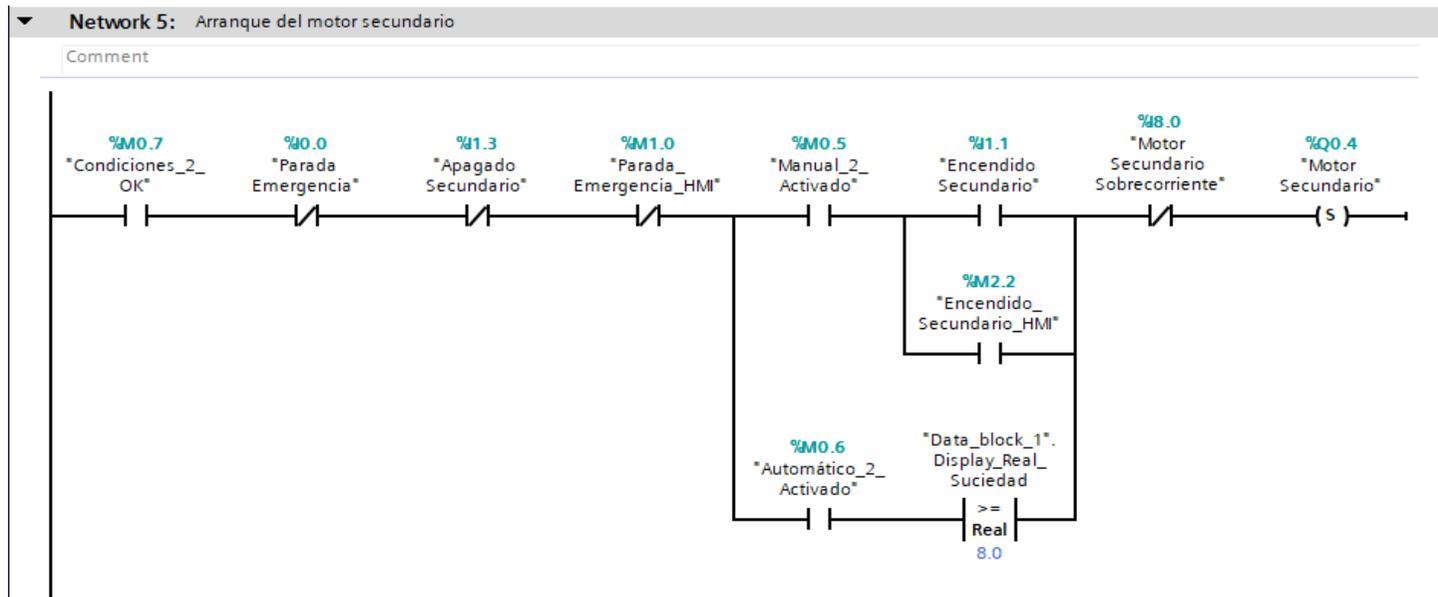


Figura A.14 Programación ladder – Circuito secundario – arranque del motor

Fuente: (Elaboración propia).

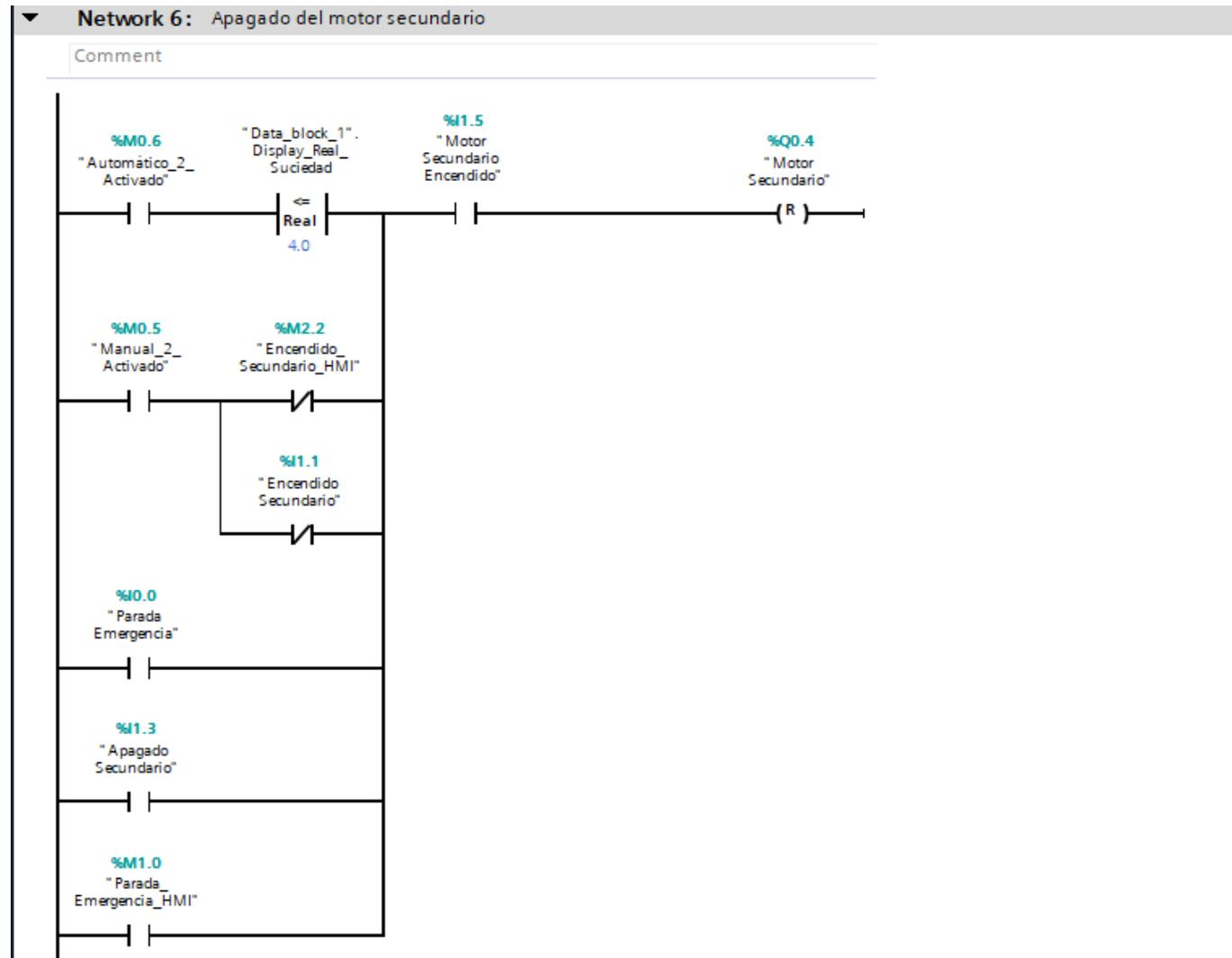


Figura A.15 Programación ladder – Circuito secundario – Apagado del motor

Fuente: (Elaboración propia).

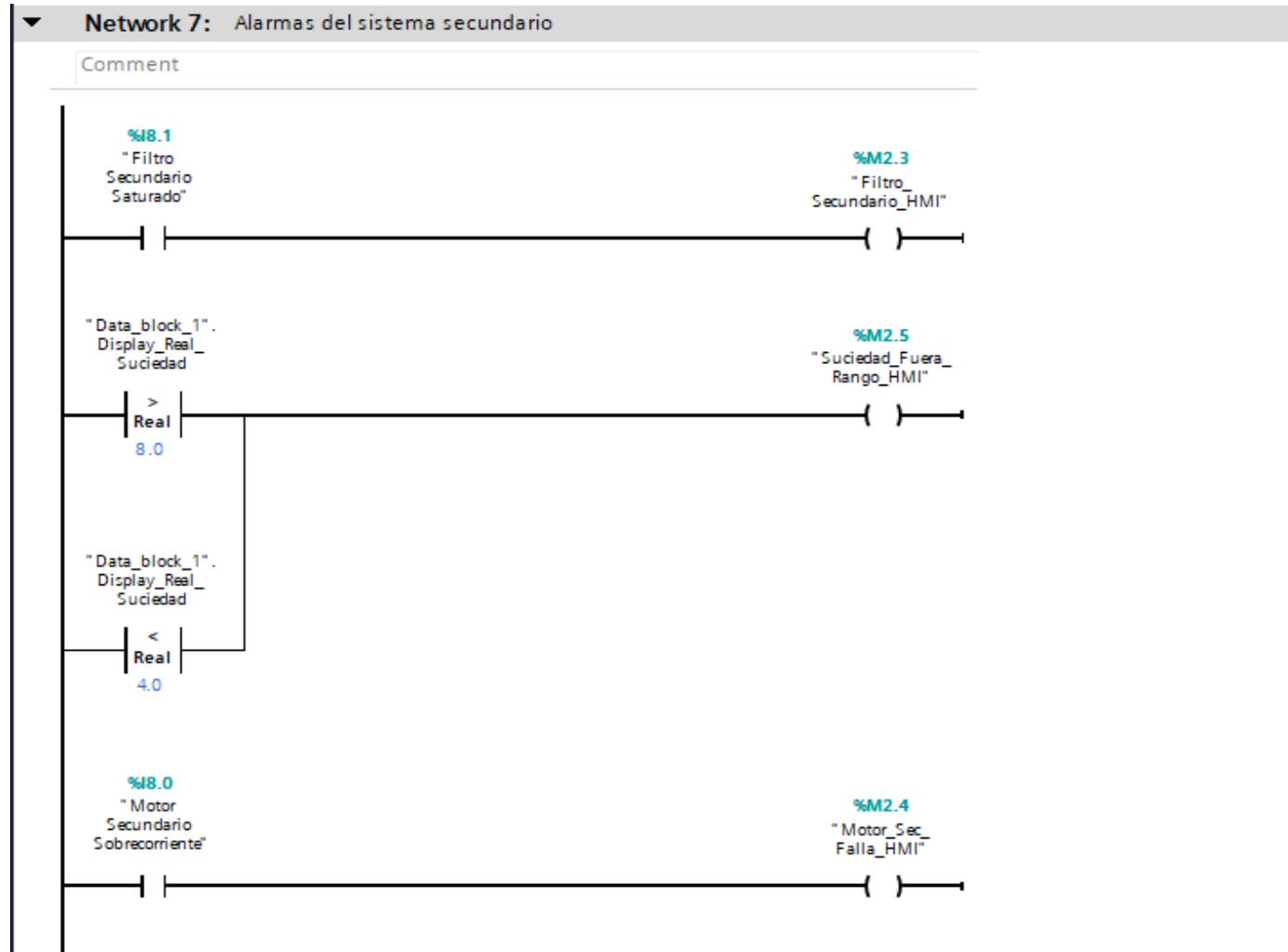


Figura A.16 Programación ladder – Circuito secundario – alarmas

Fuente: (Elaboración propia).

	Name	Tag table	Data type	Address	Retain	Acces...	Writa...	Visibl...
1	Parada Emergencia	Default tag table	Bool	%I0.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Encendido Principal	Default tag table	Bool	%I0.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Manual Principal	Default tag table	Bool	%I0.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Apagado Principal	Default tag table	Bool	%I0.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Automático Principal	Default tag table	Bool	%I0.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Nivel Mínimo	Default tag table	Bool	%I0.5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Motor Principal Encendido	Default tag table	Bool	%I0.6	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Motor Principal Sobrecorriente	Default tag table	Bool	%I0.7	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
9	Filtro Principal Saturado	Default tag table	Bool	%I1.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
10	Encendido Secundario	Default tag table	Bool	%I1.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
11	Manual Secundario	Default tag table	Bool	%I1.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
12	Apagado Secundario	Default tag table	Bool	%I1.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
13	Automático Secundario	Default tag table	Bool	%I1.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
14	Motor Secundario Encendido	Default tag table	Bool	%I1.5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
15	Motor Secundario Sobrecorrien...	Default tag table	Bool	%I8.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
16	Filtro Secundario Saturado	Default tag table	Bool	%I8.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
17	Extender_boton	Default tag table	Bool	%I8.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
18	Contraer_boton	Default tag table	Bool	%I8.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
19	Temperatura Aceite	Default tag table	Word	%IW112	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
20	Presion Principal	Default tag table	Word	%IW114	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
21	Suciedad Aceite	Default tag table	Word	%IW116	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
22	Extender Actuador	Default tag table	Bool	%Q0.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
23	Contraer Actuador	Default tag table	Bool	%Q0.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
24	Resistencia Aceite	Default tag table	Bool	%Q0.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
25	Motor Principal	Default tag table	Bool	%Q0.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
26	Motor Secundario	Default tag table	Bool	%Q0.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
27	Manual_1_Activado	Default tag table	Bool	%M0.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
28	Automático_1_Activado	Default tag table	Bool	%M0.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
29	Condiciones_1_OK	Default tag table	Bool	%M0.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
30	Tiempo_Extensión	Default tag table	Bool	%M0.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
31	Tiempo_Retracción	Default tag table	Bool	%M0.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
32	Manual_2_Activado	Default tag table	Bool	%M0.5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
33	Automático_2_Activado	Default tag table	Bool	%M0.6	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
34	Condiciones_2_OK	Default tag table	Bool	%M0.7	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
35	Parada_Emergencia_HMI	Default tag table	Bool	%M1.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
36	Encendido_Principa_HMI	Default tag table	Bool	%M1.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
37	Extender_Actuador_HMI	Default tag table	Bool	%M1.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
38	Contraer_Actuador_HMI	Default tag table	Bool	%M1.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
39	Nuevo_Ciclo	Default tag table	Bool	%M1.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
40	Temp_Fuera_Rango_HMI	Default tag table	Bool	%M1.5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
41	Presion_Fuera_Rango_HMI	Default tag table	Bool	%M1.6	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
42	Nivel_Fuera_Rango_HMI	Default tag table	Bool	%M1.7	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
43	Filtro_Principa_HMI	Default tag table	Bool	%M2.0	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
44	Motor_Princ_Falla_HMI	Default tag table	Bool	%M2.1	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
45	Encendido_Secundario_HMI	Default tag table	Bool	%M2.2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
46	Filtro_Secundario_HMI	Default tag table	Bool	%M2.3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
47	Motor_Sec_Falla_HMI	Default tag table	Bool	%M2.4	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
48	Suciedad_Fuera_Rango_HMI	Default tag table	Bool	%M2.5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura A.17 Tabla de variables del PLC

Fuente: (Elaboración propia).

Anexo A.5

En las figuras **Figura A.18** al **Figura A.22** se muestran las configuraciones de pantallas del HMI para la supervisión y control remoto del circuito primario y circuito secundario del sistema autodizalante diseñado.

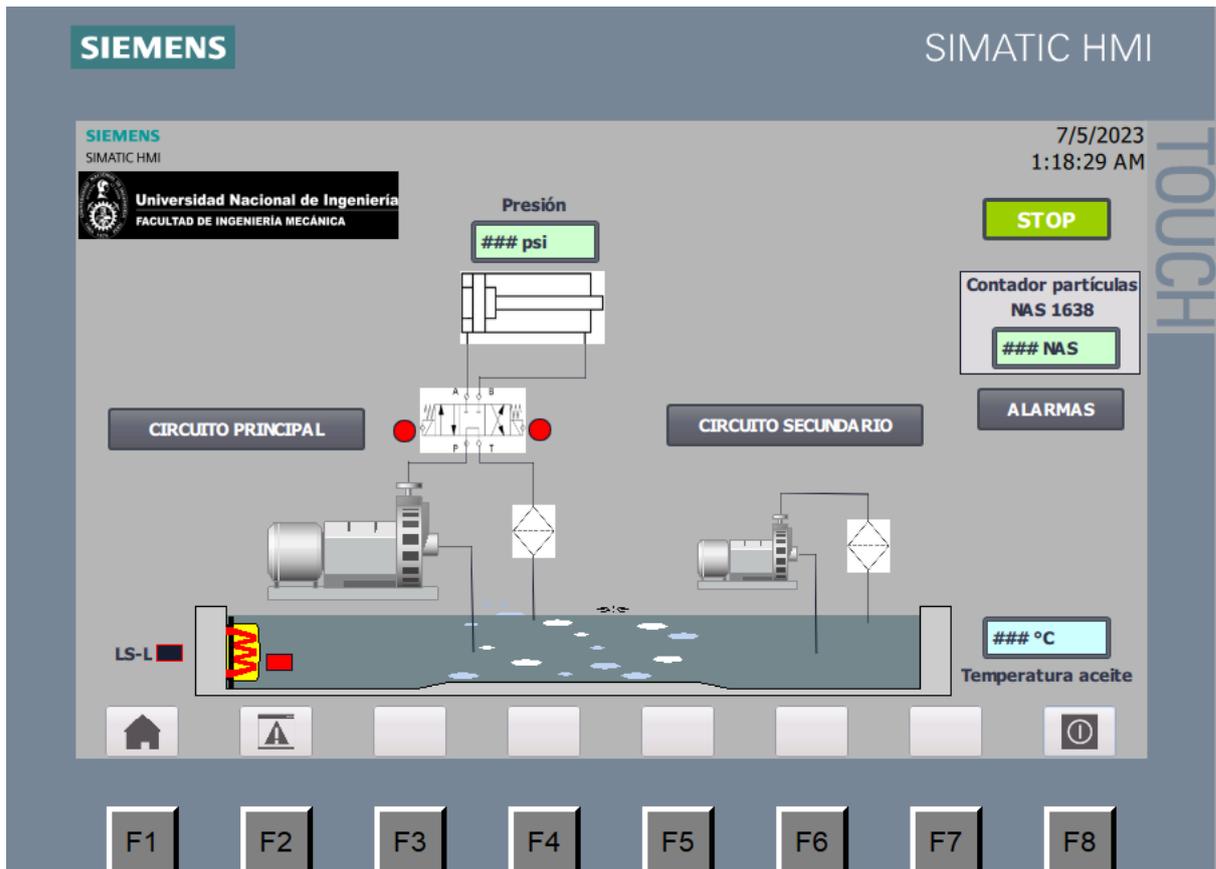


Figura A.18 Pantalla de overview de los circuitos hidráulicos del proceso.
Fuente: (Elaboración propia).

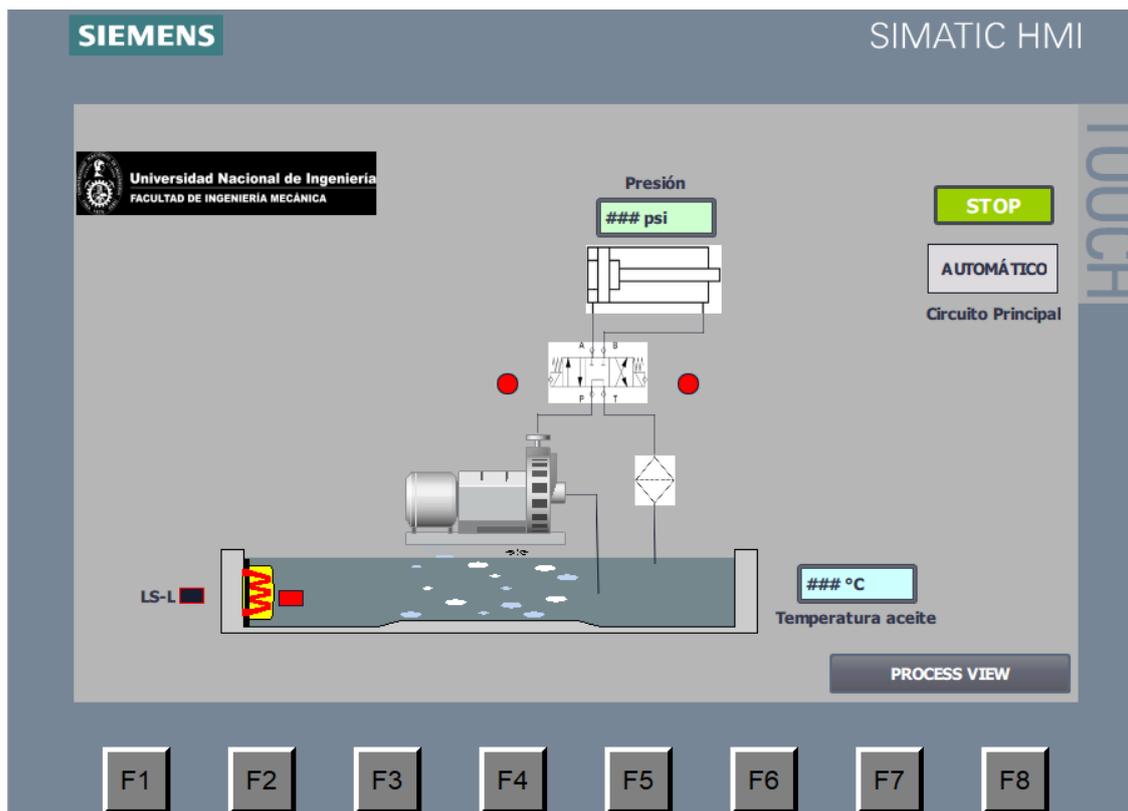


Figura A.19 Pantalla del circuito primario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.
Fuente: (Elaboración propia).

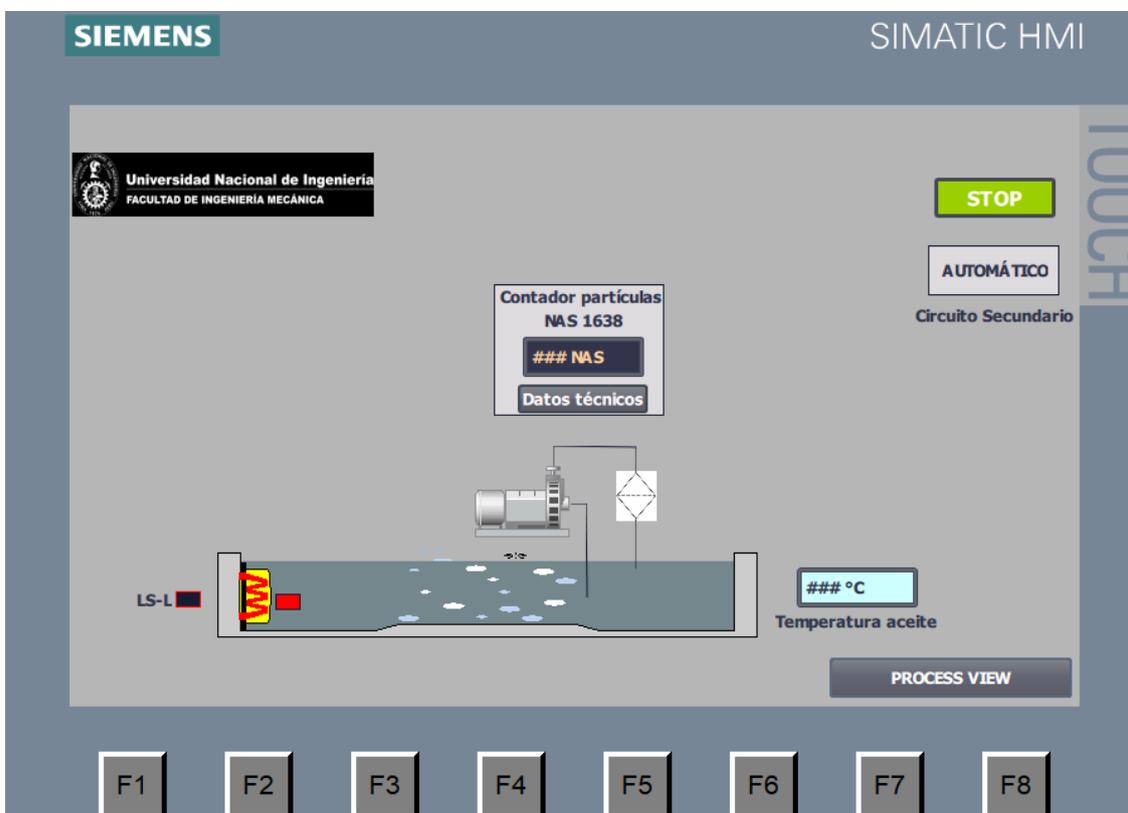


Figura A.20 Pantalla del circuito secundario de la unidad de potencia hidráulica autodializante.
Fuente: (Elaboración propia).

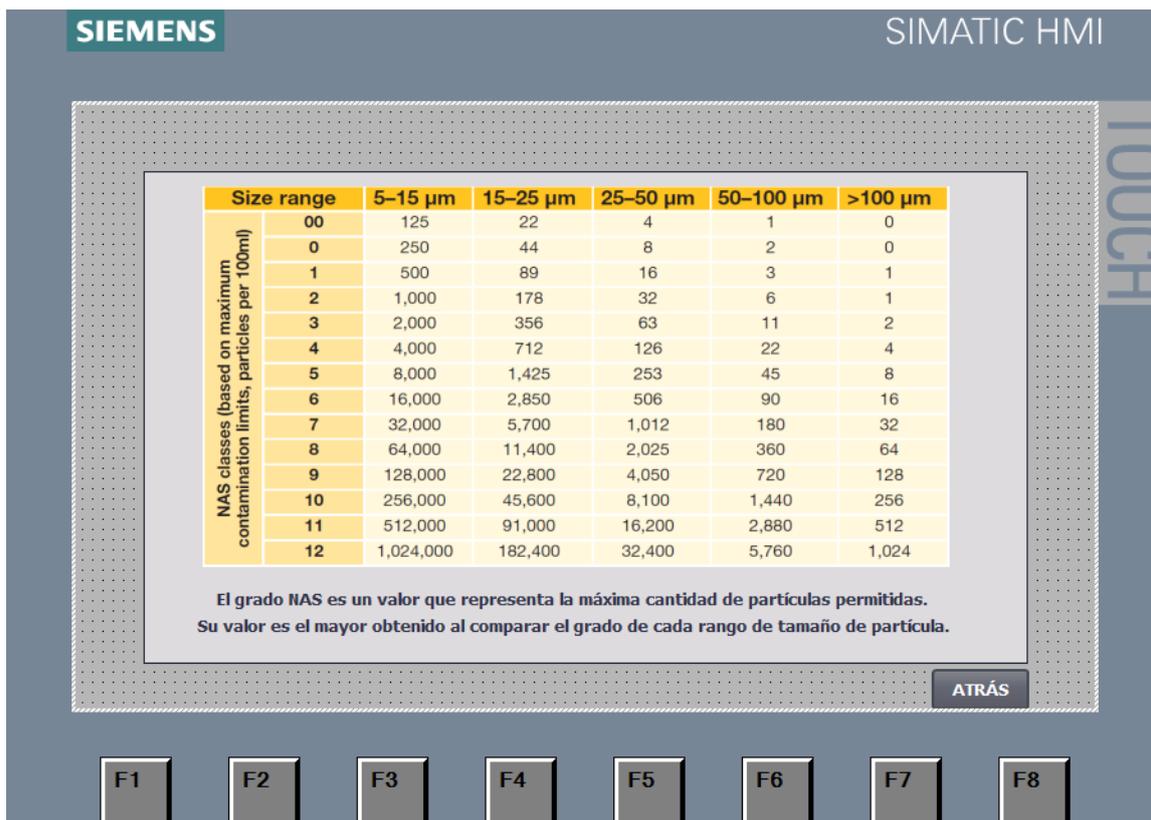


Figura A.21 Pantalla de información de norma NAS 1638 para la cantidad de partículas en aceite hidráulico. Fuente: (Elaboración propia).

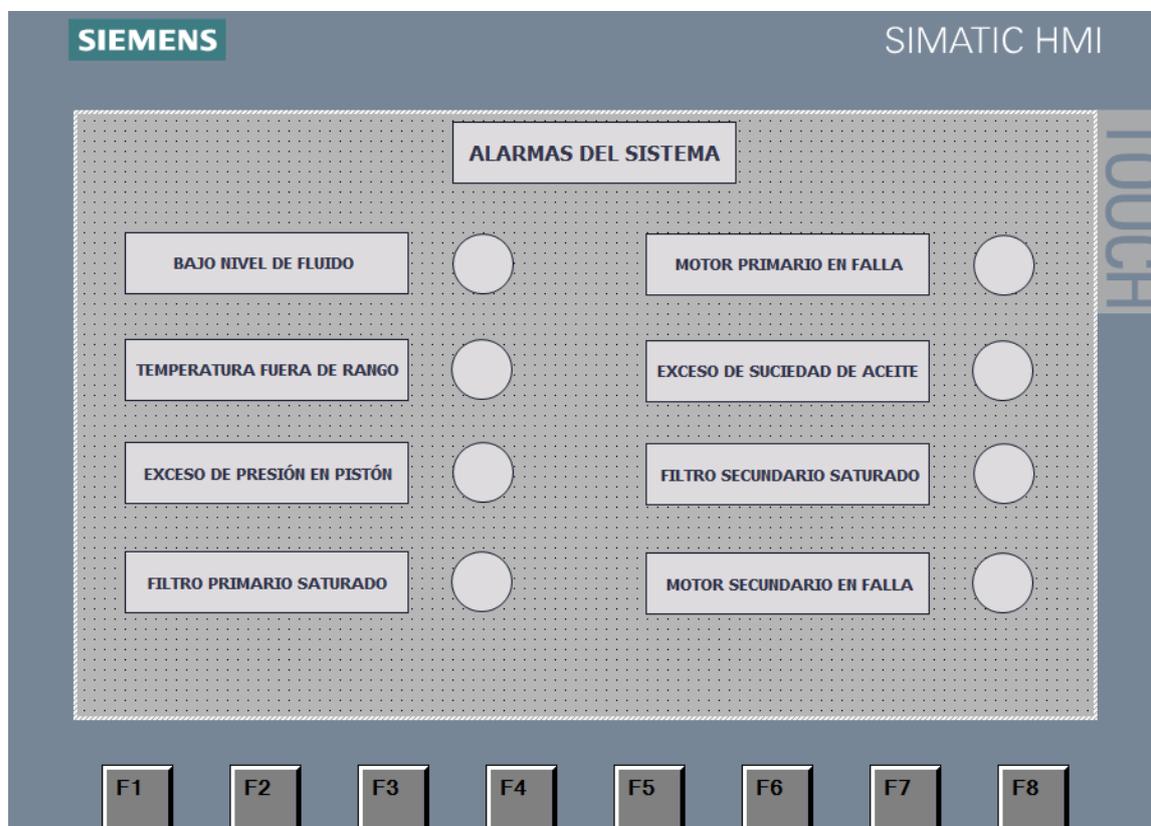


Figura A.22 Pantalla de alarmas del sistema hidráulico autodializante. Fuente: (Elaboración propia).

Anexo A.6

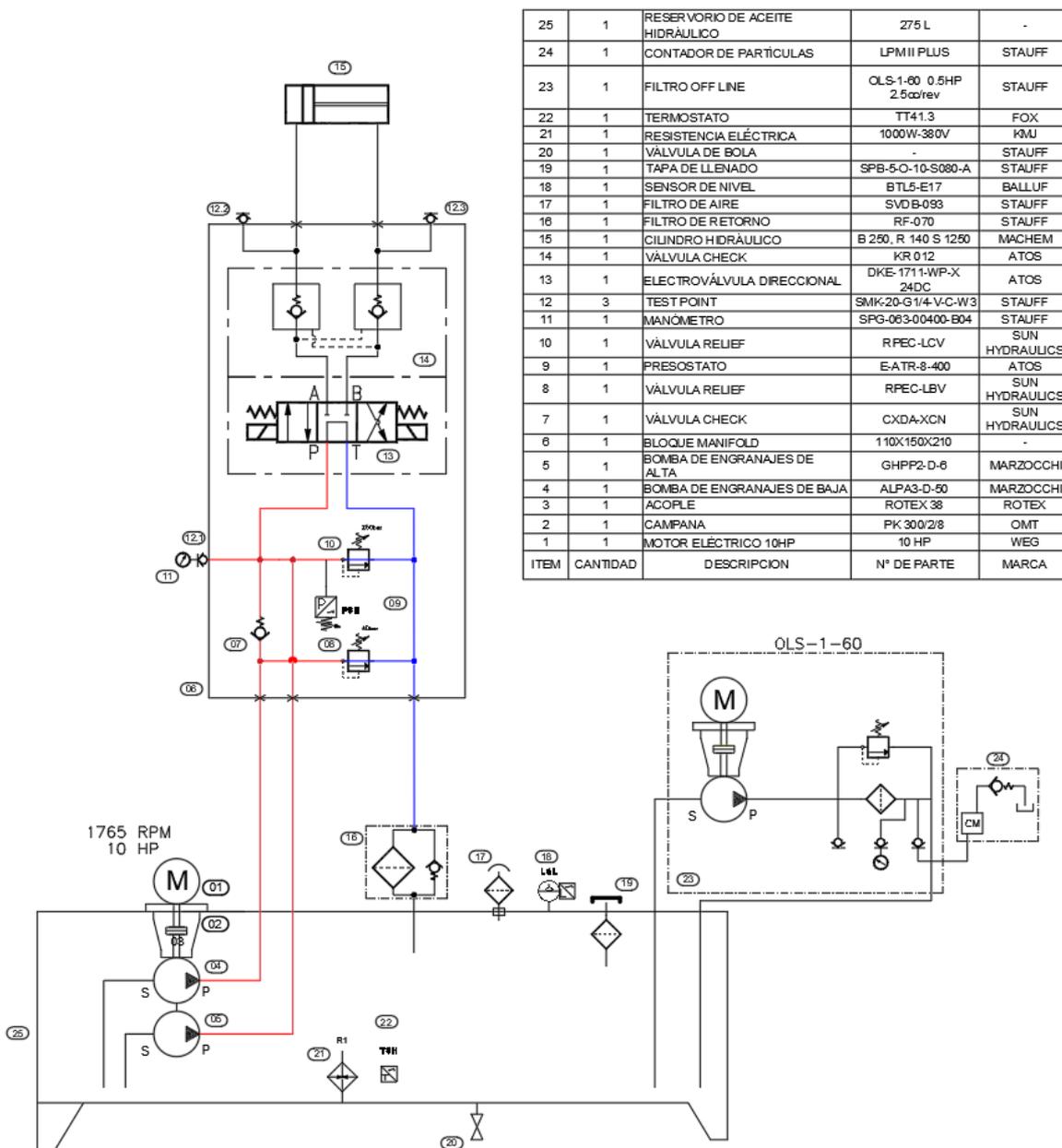


Figura A.23 Diagrama hidráulico
Fuente: (Elaboración propia).

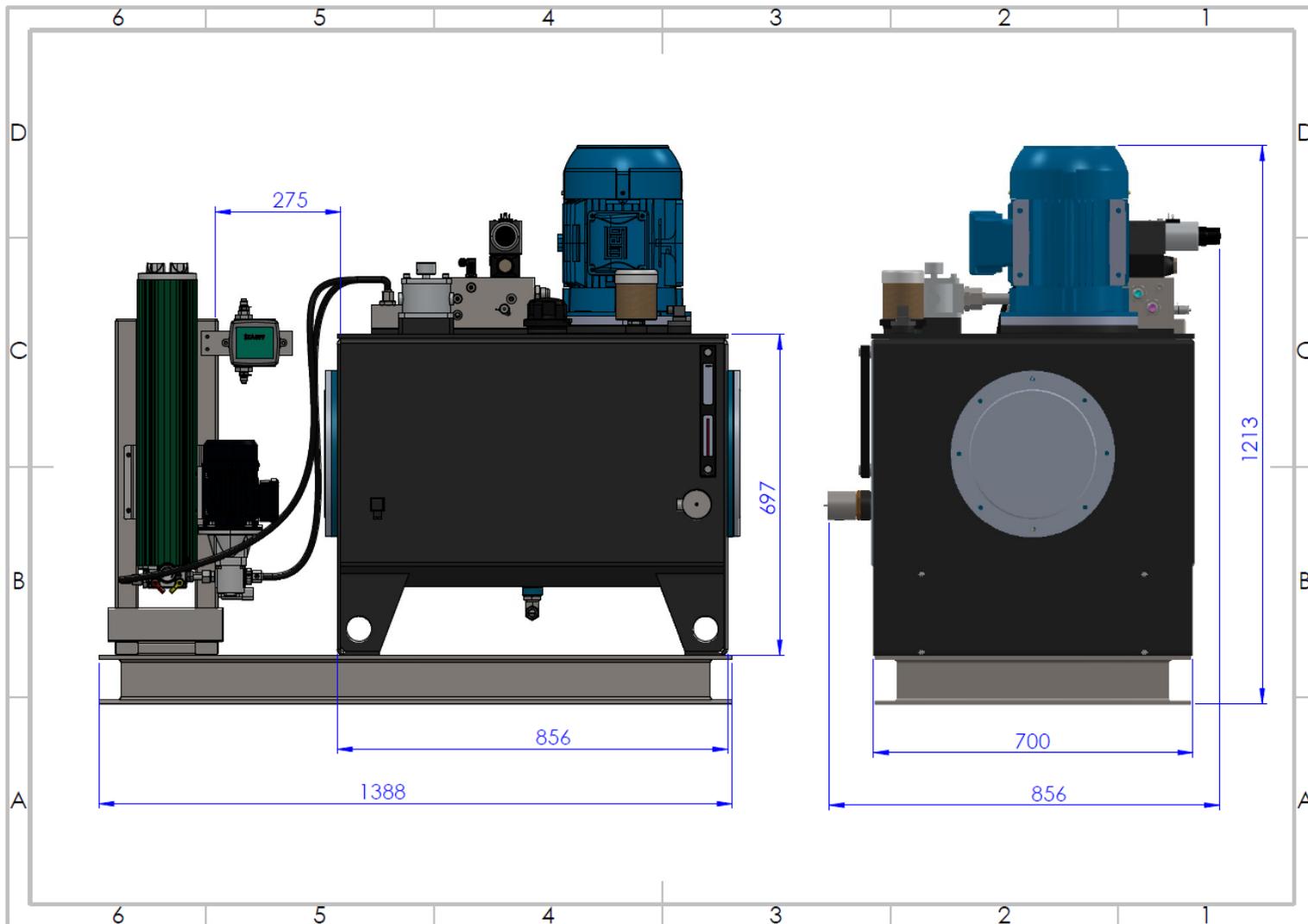


Figura A.24 Dimensiones generales de la unidad hidráulica
Fuente: (Elaboración propia).

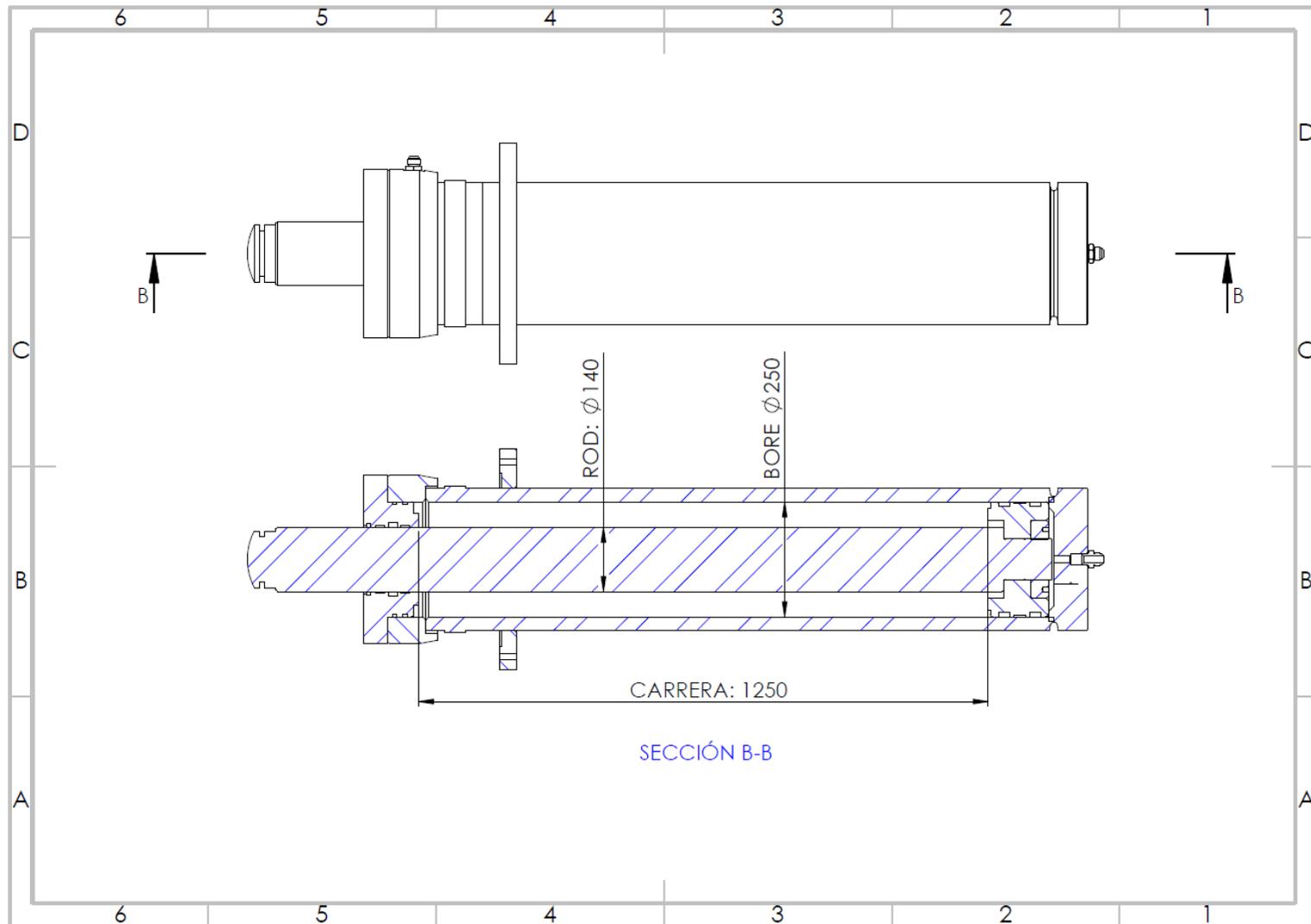


Figura A.25 Dimensiones generales de cilindro hidráulico
Fuente: (Elaboración propia).