

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño y simulación de un sistema para filtrado y almacenaje de  
combustible diésel

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingenieros Mecánicos**

Presentado por:

Jorge Anthony Alava Sornoza

Kevin Andres Elizalde Saavedra

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2022

## DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios por haberme dado la fortaleza para seguir adelante, a mi familia por su encomiable esfuerzo, generosidad y por ser siempre mi bastión. A mis compañeros y compañeras, amigos y amigas; a todo aquel que me brindó de su cariño, espacio, hospitalidad y buen consejo. Gracias a todos y cada uno, puesto que han dejado una huella indeleble en el camino de mi formación personal y profesional.

Jorge Anthony Alava Sornoza

El presente trabajo se lo dedico a mis padres: Cornelio Elizalde y Norma Saavedra, a mi hermano: Fernando Elizalde, quienes me apoyaron y ayudaron a alcanzar mis metas.

A mis perritos Totty y Bella por ser uno de los pilares fundamentales de mi vida, que me ayudaron en momentos muy difíciles del camino.

Kevin Andres Elizalde Saavedra

## **AGRADECIMIENTOS**

Expresamos nuestra inmensurable gratitud al MSc. Daniel Avilés por su comprometida labor como tutor, aportando su guía y consejo en cada etapa desarrollada en este proyecto.

Agradecemos al MSc. Tyrone Alcivar, coordinador del Laboratorio de Análisis Química Instrumental de ESPOL, y a la PhD. Emérita Delgado por su labor como guía para el desarrollo de la materia integradora.

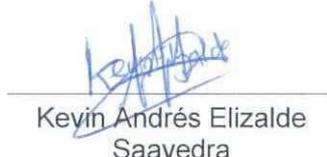
Agradecemos también a la ESPOL y todo su cuerpo docente, de manera particular a nuestros maestros de la FIMCP, por la educación impartida durante nuestro periodo de formación académica.

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Jorge Anthony Alava Sornoza y Kevin Andrés Elizalde Saavedra damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Jorge Anthony Alava  
Sornoza



Kevin Andrés Elizalde  
Saavedra

## **EVALUADORES**

---

**Ph.D. EMÉRITA DELGADO PLAZA**

PROFESOR DE LA MATERIA

---

**MSc. DANIEL AVILÉS CEDEÑO**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El presente proyecto plantea una posible solución a la problemática especificada por la empresa ECLOG, relacionada a las consecuencias negativas del uso de combustible diésel con alto contenido de impurezas sólidas y líquidas en sus grupos electrógenos y montacargas.

Se propone un diseño que considera las necesidades del usuario, plasmadas como restricciones y factores de influencia que permitieron definir la mejor alternativa de solución. El diseño y selección de los equipos y partes más adecuados, se realizó empleando conceptos de ingeniería y técnicas de simulación.

El diseño contempla el uso de bombas de desplazamiento positivo para transportar diésel contaminado hasta el sistema de filtración, compuesto por una centrifugadora y un colector de filtros como back-up. Una vez filtrado el diésel se transporta hacia un tanque de almacenamiento horizontal, diseñado según la especificación de la norma UNE-EN 12285-2.

Se reconoce el gran impacto económico que provoca el uso de diésel con alto contenido de impurezas, llegando a duplicar los costos anuales de mantenimiento. A través de los procesos de filtrado se espera eliminar partículas con tamaño de hasta un máximo de 2 a 4  $\mu\text{m}$ , siendo esto suficiente para reducir los daños y costos de mantenimiento actuales debido a esta problemática.

Finalmente, se analizó la viabilidad económica del proyecto considerando los costos, concluyéndose que la implementación de esta solución realmente aporta valor a la empresa, y que la inversión se podría recuperar en un plazo estimado de tres años con una tasa interna de retorno del 26%.

**Palabras Clave:** Centrifugadora, Filtración, Diésel, Diseño, Tanque.

## **ABSTRACT**

*This Project proposes a possible solution to a problematic specified by the ECLOG company, related to the negative consequences of using diesel fuel with high content of solid and liquid impurities in their power generator sets and forklifts.*

*The proposed design considers user needs, taking them as the restrictions and influence factors that allowed defining the best solution alternative. The design and selection of appropriated equipment and parts, was carried out by using engineering concepts and simulation techniques.*

*The design contemplates the use of positive displacement pumps to transport polluted diesel to the filtration system, composed of a centrifuge and a filter collector as a back-up. Once the diesel is filtered, it is transported to a horizontal storage tank, designed according to the UNE-EN 12285-2 standard.*

*It is recognized the huge economic impact, caused by using diesel fuel with high content of impurities, doubling the annual maintenance costs. Through the filtering processes, it is expected to eliminate particles from 2 to 4  $\mu\text{m}$ , enough to reduce damage and current maintenance costs due to this problem.*

*Finally, the economic viability of the proposal was analyzed considering the project costs, concluding that the implementation of this solution can really benefits the company, furthermore the investment could be recovered in an estimated period of three years with an internal return rate of 26%.*

*Keywords: Centrifuge, Filtration, Diesel, Design, Tank.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
<i>ABSTRACT</i> .....	II
ABREVIATURAS .....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS .....	VII
ÍNDICE DE TABLAS .....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	X
CAPÍTULO 1 .....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del problema .....	1
1.2 Justificación del problema .....	1
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico .....	3
1.4.1 Clasificación y requerimientos del diésel.....	3
1.4.2 Especificaciones y características del diésel en Ecuador.....	4
1.4.3 Uso del diésel en la industria logística .....	5
1.4.4 Principios de filtración .....	5
1.4.5 Indicaciones para el almacenamiento y bombeo de diésel .....	8
CAPÍTULO 2.....	13
2. METODOLOGÍA.....	13
2.1 Requerimientos y especificaciones de diseño .....	14
2.2 Diseño conceptual.....	16

2.2.1	Sistema de Bombeo de diésel no filtrado .....	16
2.2.2	Sistema de filtrado y alternativas de solución .....	16
2.2.3	Sistema de bombeo y almacenamiento de diésel filtrado.....	18
2.3	Diseño del tanque de almacenamiento de diésel filtrado.....	20
2.4	Selección de una centrifugadora para filtrado de diésel .....	23
2.5	Selección de filtros para el sistema de back-up.....	26
2.6	Diseño de tuberías para el transporte de diésel .....	27
2.7	Diseño del sistema de bombeo para diésel no filtrado.....	29
2.8	Diseño del sistema de bombeo para diésel filtrado .....	32
2.9	Simulación.....	34
2.9.1	Simulación estática ante la explosión del tanque .....	34
2.9.2	Simulación estática de los soportes acunados.....	35
CAPÍTULO 3.....		37
3.	RESULTADOS Y ANÁLISIS .....	37
3.1	Esquema general del sistema .....	37
3.2	Resultados de diseño del tanque de almacenamiento.....	38
3.3	Resultados de la simulación del tanque .....	38
3.4	Selección de centrifugadora y filtros .....	40
3.5	Selección de bombas y parámetros de funcionamiento.....	42
3.6	Análisis de Costos y factibilidad técnica .....	46
CAPÍTULO 4 .....		50
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	50
4.1	Conclusiones.....	50
4.2	Recomendaciones.....	52
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
MCI	Motor de Combustión Interna
ASTM	American Society for Testing and Materials
UNE	Asociación Española de Normalización
EN	Norma Europea
INEN	Servicio Ecuatoriano de Normalización
JIS	Japanese Industrial Standards
PTI	Pre Trip Inspection
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno
IVA	Impuesto al Valor Agregado

## SIMBOLOGÍA

$\rho$	Densidad
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\varepsilon$	Rugosidad Promedio
$\sigma$	Esfuerzo axial
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\eta$	Eficiencia
s	Espesor
V	Volumen
v	Velocidad
$u_g$	Velocidad de sedimentación
$\Sigma$	Factor de tamaño
D	Diámetro
r	Radio
g	Aceleración de la gravedad
Re	Número de Reynolds
$\omega$	Velocidad angular
Q	Caudal
H	Cabecal
f	Factor de fricción
in	Pulgada
m	Metro
s	Segundo
kg	Kilogramo
mH <sub>2</sub> O	Metro de agua
Pa	Pascal
W	Vatios (Watts)
HP	Horse Power (Caballos de potencia)
RPM	Revoluciones por minuto

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Diagrama de flujo del proyecto.....	13
Figura 2.2 Sistema de una bomba y back-up para diésel no filtrado.....	16
Figura 2.3 Dimensiones básicas de un tanque UNE-EN 12285-2 .....	19
Figura 2.4 Manifold de 4 filtros .....	26
Figura 2.5 Caída de presión en el manifold .....	27
Figura 2.6 Proceso resumido de simulación estática.....	34
Figura 2.7 Mallado y condiciones de presión del tanque .....	35
Figura 2.8 Mallado y condiciones de carga sobre los soportes.....	36
Figura 3.1 Vista de esquema con los diferentes sistemas .....	37
Figura 3.2 Resultados gráficos del factor de seguridad del tanque .....	38
Figura 3.3 Resultados de factor de seguridad de los soportes .....	39
Figura 3.4 Partes principales de la centrifugadora de discos .....	40
Figura 3.5 Curva de operación al emplear el sistema de centrifugado .....	43
Figura 3.6 Curva de operación al emplear sistema de back-up con el manifold .....	44
Figura 3.7 Punto de operación de la bomba de diésel filtrado .....	45
Figura A-1 Resultados del análisis en laboratorio de la muestra de diésel .....	56
Figura A-2 Resultados experimentales del proceso de análisis .....	57
Figura C-1 Estado de esfuerzo en la pared del cilindro .....	61
Figura C-2 Dimensiones ilustradas de un pozo de inspección .....	63
Figura D-1 Caudal vs. Relación de densidad entre impurezas y diésel .....	68
Figura D-2 Tamaño de partícula vs. Relación de densidades.....	68
Figura G-1 Curvas de rendimiento del sistema para bombas Shimge CPm .....	77
Figura G-2 Punto de operación del sistema con diferentes modelos de bomba .....	81
Figura I-1 Autorización de ECLOG para uso del nombre de la empresa .....	89
Figura J-1 Dimensiones principales y modelo tridimensional del dique .....	92
Figura J-2 Sistema de espuma de media expansión .....	93

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Especificaciones de ASTM D-975 .....	3
Tabla 1.2 Requerimientos para diésel según la EN-590.....	4
Tabla 1.3 Especificaciones de la NTE INEN 1489:2012 .....	4
Tabla 1.4 Velocidades recomendadas para optimizar el proceso .....	11
Tabla 2.1 Datos de entrada del cliente .....	14
Tabla 2.2 Requerimientos de diseño del cliente .....	14
Tabla 2.3 Factores de Influencia .....	15
Tabla 2.4 Ponderación de criterios para matriz de decisión .....	18
Tabla 2.5 Matriz de decisión.....	18
Tabla 2.6 Espesor mínimo para tanque tipo C Norma UNE-EN 12285-2 .....	21
Tabla 2.7 Características generales de centrifugas de alta y baja capacidad.....	23
Tabla 2.8 Resultados del análisis de la muestra de diésel .....	24
Tabla 2.9 Propiedades de las impurezas y del diésel No. 2 .....	24
Tabla 2.10 Ficha técnica Alfa Laval MOPX-205 .....	25
Tabla 2.11 Presiones recomendadas para la operación de la centrifugadora.....	26
Tabla 2.12 Cabezal de pérdidas por fricción y accesorios .....	30
Tabla 2.13 Factores para el cálculo de pérdidas .....	33
Tabla 2.14 Cargas y soportes establecidos .....	34
Tabla 2.15 Detalles del mallado para la simulación del tanque .....	34
Tabla 2.16 Cargas y soportes establecidos.....	35
Tabla 2.17 Detalles del mallado en simulación de soportes .....	35
Tabla 3.1 Equipos principales del sistema.....	37
Tabla 3.2 Dimensiones y parámetros principales del tanque diseñado .....	38
Tabla 3.3 Parámetros de la centrifugadora Alfa Laval MOPX-205.....	40
Tabla 3.4 Especificaciones de los filtros .....	41
Tabla 3.5 Bomba de diésel no filtrado .....	42
Tabla 3.6 Bomba de diésel filtrado .....	44
Tabla 3.7 Bomba de limpieza de la centrifugadora .....	45
Tabla 3.8 Ingreso estimado del proyecto.....	46
Tabla 3.9 Análisis de rentabilidad del proyecto.....	48

Tabla C-1 Dimensiones principales de un pozo de inspección .....	62
Tabla C-2 Dimensiones principales de los soportes para cunas soldadas.....	63
Tabla C-3 Especificación para los componentes de la cuna.....	63
Tabla D-1 Proceso comparativo de selección de centrifugadora .....	64
Tabla D-2 Diámetro máximo y caudal vs. Densidades relativas modelo MOPX-205 .	67
Tabla D-3 Diámetro máximo y caudal vs. Densidades relativas modelo MOPX-310 .	67
Tabla E-1 Tabla de datos de la tubería de 2in cédula 40.....	73
Tabla F-1 Cálculo de pérdidas por fricción en tubería .....	74
Tabla F-2 Cálculo de pérdidas por accesorios.....	74
Tabla G-1 Cabezal y caudal de modelos de bomba comercial .....	77
Tabla G-2 Accesorios del circuito de diésel filtrado .....	78
Tabla G-3 Datos de la tubería empleada en el circuito .....	78
Tabla G-4 Cabezal en función de caudal para el sistema planteado .....	80
Tabla G-5 Tabla para método gráfico de obtención del punto de operación .....	80
Tabla H-1 Costos reales mensuales por equipo año 2021 .....	82
Tabla H-2 Costos estimados si se emplea diésel filtrado.....	83
Tabla H-3 Costos de tuberías y accesorios .....	84
Tabla H-4 Costos de equipos .....	85
Tabla H-5 Estimación de costos de mano de obra .....	85
Tabla H-6 Estimación de costos de máquinas y herramientas de la mano de obra ...	86
Tabla H-7 Detalle del mantenimiento de la centrifugadora .....	86
Tabla H-8 Consumo eléctrico anual por equipo.....	87
Tabla J-1 Clasificación típica de combustibles líquidos .....	91

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Plano general de tanque diseñado bajo norma UNE-EN 12285-2 .....	58
PLANO 2 Isométrico general del sistema de filtrado y almacenaje de diésel.....	59

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Descripción del problema

La calidad del combustible diésel que actualmente adquiere la empresa ECLOG S.A es baja, debido a que se compone de gran cantidad de impurezas sólidas y agua que afectan directamente al funcionamiento adecuado de los motores de combustión interna (MCI). Las fallas frecuentes en sus componentes acarrear consigo problemas económicos, operativos y ambientales, que impactan negativamente a la empresa. Es requerido un sistema para el filtrado de diésel que mejore las propiedades físicas del combustible, que considere su posterior almacenaje y utilización en la empresa.

### 1.2 Justificación del problema

En los motores de combustión interna la presencia de impurezas en el combustible, genera fallas frecuentes de los diferentes subsistemas que lo componen: filtros, inyectores, bomba de combustible, tanque de combustible, cilindro y pistón, entre otros. La presencia de partículas inorgánicas en el combustible acelera el desgaste por abrasión, tanto en las juntas tóricas en los pistones, así como en los componentes del sistema de combustible del motor [1].

Las grandes cantidades de impurezas sólidas y líquidas presentes en el diésel que se adquiere comercialmente, generan que los filtros se saturen y fallen prematuramente. La presencia de agua resulta en corrosión y fatiga de los elementos afectados, mientras que la presencia de partículas sólidas abrasivas genera saturación en los filtros y desgaste en partes móviles [2].

El taponamiento con partículas inorgánicas afecta gravemente a las toberas de los inyectores dado que el combustible no se atomiza correctamente, resultando en una mala combustión del diésel y daños en el sistema. Adicionalmente, cuando existe mala combustión se incrementan las

emisiones de partículas contaminantes hacia el ambiente, afectando la salud de quienes están expuestos a los gases producidos en la combustión [3].

Por otra parte, es necesario que el combustible limpio esté disponible para su uso, de modo que se pueda sostener la operación continua de la empresa. Es requerido integrar un sistema de almacenaje que cumpla con los requerimientos de diseño y seguridad, garantizando su correcto funcionamiento en conjunto con el sistema de filtrado.

Por todas las razones expuestas, la implementación de un sistema eficiente para el filtrado de diésel permitirá prolongar la vida útil de los elementos sujetos a mayor desgaste, y en general prolongará la vida del motor. Trayendo consigo la reducción de los costos derivados de mantenimiento, y a su vez un incremento en la productividad de la empresa.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Desarrollar un sistema de filtrado y almacenaje de diésel, mediante la aplicación de diseño de ingeniería, incluyendo herramientas de simulación; para la generación de soluciones a los problemas económicos, técnicos y ambientales asociados al uso de diésel de baja calidad.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Definir las restricciones y factores de influencia relacionados al sistema de filtrado para combustible.
2. Proponer alternativas de solución y seleccionar la opción más adecuada.
3. Desarrollar el diseño detallado de los elementos del sistema, empleando conceptos de ingeniería y procesos de simulación.
4. Analizar la viabilidad técnica y económica del proyecto.

## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 Clasificación y requerimientos del diésel

Los estándares y especificaciones de la gran mayoría de países que emplean diésel en materia de calidad del combustible diésel y emisión de contaminantes durante su combustión, están basados en las normativas estadounidenses, europeas, e inclusive japonesas. [1]

En términos del estándar americano (ASTM -D975) el diésel se clasifica en 7 grados: No. 1-D S15, No. 1-D S500, No. 1-D S5000, No. 2-D S15, No. 2-D S500, No. 2-D S5000 y No. 4-D. El diésel No. 1-D se emplea frecuentemente en motores de alta velocidad con cargas variables y cuando la temperatura es baja. El diésel de grado 2-D no es tan volátil como el 1-D, y se emplea en motores con cargas elevadas y velocidades uniformes, que requieren baja proporción de sulfuros. Finalmente, el diésel de grado 4-D se emplea en motores que sostienen cargas a baja o media velocidad constante. [4]

**Tabla 1.1 Especificaciones de ASTM D-975 [4]**

Propiedad	No. 1-D S15	No. 2-D S-15	No. 4-D
% Volumen de agua y sedimento (%)	0.05	0.05	0.5
Viscosidad cinemática (mm <sup>2</sup> /s)	1.3- 2.4	1.9- 4.1	5.5-24
% Masa de impurezas	0.01	0.01	0.1
Índice de Cetano mínimo	40	40	30
Lubricidad (µm)	520	520	-

La proporción de impurezas hace referencia a los sólidos abrasivos e impurezas metálicas solubles. Los abrasivos causan desgastes localizados en la bomba de combustible, pistón, sellos, e inyector; mientras que los metálicos solubles contribuyen a la formación de depósitos en el motor. [4]

El diésel se puede clasificar en cinco grados de calidad, bajo normativa japonesa (JIS K2204): No. 1, No.1 especial, No. 2, No. 3 y No. 3 especial.

La categoría No. 2 es la más ampliamente utilizada en vehículos de carretera, estos son, carros, camiones y buses. La categoría 3 especial, se emplea en climas frío, mientras que la categoría 1 se sigue empleando en algunas clases de maquinaria pesada. [1]

La norma europea EN 590 del 2005, especifica algunos parámetros máximos y estándares bajo ciertas condiciones.

**Tabla 1.2 Requerimientos para diésel según la EN-590 [1]**

Especificación	Límites
Número de cetano	46 – 51
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	820 – 845
Viscosidad (mm <sup>2</sup> /s)	2 – 4.50
% de cenizas	0.01%
Contenido de agua máximo (mg/kg)	200
Contaminación total (mg/kg)	24
Lubricidad máxima (µm)	460

#### 1.4.2 Especificaciones y características del diésel en Ecuador

En el Ecuador, el Servicio Ecuatoriano de Normalización, establece en su norma técnica NTE INEN 1489:2012 los requisitos para productos derivados de petróleo, específicamente diésel. Presentándose entre los requisitos, los valores especificados para Diesel No. 1, No. 2 y premium.

**Tabla 1.3 Especificaciones de la NTE INEN 1489:2012 [5]**

Requisito	No. 1	No. 2	Premium
Viscosidad cinemática (mm <sup>2</sup> /s)	1.3 – 3 @ 37.8°C	2 – 5 @ 40°C	2 – 5 @ 40°C
Contenido máximo de cenizas (%)	0.01	0.01	0.01
Contenido máximo de agua y sedimento (%)	0.05	0.05	0.05
Índice de cetano mínimo calculado	40	45	45
Contenido de azufre máximo	0.3 %	0.7 %	500 ppm

### **1.4.3 Uso del diésel en la industria logística**

Existen dos categorías principales de equipos que utilizan diésel en las operaciones logísticas de la empresa ECLOG S.A, estos son los grupos electrógenos y los manipuladores de contenedores de vacío y cargado. El combustible diésel es utilizado en la como fuente de energía para los MCI que emplean estos equipos.

Un grupo electrógeno es una máquina generadora de electricidad a través de un motor diésel que transforma la potencia mecánica en potencia eléctrica acoplado un alternador. Este equipo es utilizado para la recarga del sistema eléctrico de los contenedores durante el PTI (Pre Trip Inspection).

Los manipuladores de contenedores de vacío son máquinas empleadas para el traslado y manejo de contenedores dentro de un área específica, ya sea para almacenamiento, proceso de PTI o para el despacho a clientes. Estos equipos emplean un motor Diésel como fuente de energía mecánica, que junto al sistema de agarre y sistema hidráulico permiten su funcionamiento.

### **1.4.4 Principios de filtración**

La filtración es un proceso de separación de las sustancias que componen una mezcla. Mediante diversas metodologías se consigue separar las diferentes partículas que conforman una solución. En el diésel existen impurezas sólidas y agua disuelta, para lograr su separación será necesario aportar energía al sistema de filtración en diferentes formas, ya sea como calor o trabajo. [6]

#### Filtración por centrifugado

Esta metodología tiene como principio la formación de fases en una mezcla cuando existen componentes con diferentes densidades. Este efecto está

relacionado a la atracción gravitatoria, donde las partículas más pesadas se separan de las más livianas debido a su densidad, dando lugar a la sedimentación. En una centrifugadora se emplea energía rotacional para generar un efecto inercial sobre las partículas en rotación, creando un efecto similar a la gravedad, pero de mayor intensidad, generando una precipitación más rápida de los sólidos. Sin embargo, cuando la fuerza de flotación de las partículas sumergidas, supera a la fuerza generada en el centrifugado, estas no se sedimentarán. [7]

El centrifugado es un método ampliamente utilizado para mantener el diésel almacenado en óptimas condiciones para su uso continuo. Al implementar esta tecnología se aumenta la vida útil de los filtros, los atascos de los inyectores y en general aumenta la disponibilidad de los equipos. Empleando la separación centrífuga en combinación con métodos avanzados se pueden lograr filtraciones de hasta 1  $\mu\text{m}$ . [8]

Entre las leyes que gobiernan el fenómeno de la sedimentación, está la ley de Stokes, que determina la velocidad con la que se sedimentan las partículas de un determinado diámetro y densidad de partículas. Partículas de mayor tamaño y densidad se sedimentan rápidamente. [9]

$$u_g = \frac{(\rho_p - \rho_f)D^2 g}{18\mu} \quad (1.1)$$

Por otra parte, cada tipo de centrifugadora, presenta un índice de tamaño ( $\Sigma$ ) que la caracteriza, y depende en general del tipo de centrifugadora, así como de sus parámetros geométricos. Este valor representa el área equivalente que requeriría un tanque de sedimentación gravitacional, para lograr la misma eficacia de sedimentación que una centrifugadora [9].

$$\Sigma = \frac{2\pi(N - 1)\omega^2(r_2^3 - r_1^3)}{3g \tan(\theta)} \quad (1.2)$$

Finalmente existe una relación entre el caudal de alimentación (Q) de la centrifugadora de discos, y la velocidad de sedimentación gravitacional, descrita como [9] :

$$Q = 2 u_g \Sigma \quad (1.3)$$

Donde:

$u_g$ : Velocidad de sedimentación

$\rho_p$ : Densidad de la partícula

$D$ : Diámetro de la partícula

$g$ : Aceleración de la gravedad

$\mu$ : Viscosidad dinámica

$\rho_f$ : Densidad del fluido

$\omega$ : Velocidad de rotación de los discos

$r_2, r_1$ : Radios exterior e interior de los discos

$N$ : Número de discos

$\theta$ : Ángulo del cono.

La asunción principal de estas ecuaciones gobernantes, considera solamente el comportamiento de una partícula individual bajo condiciones de equilibrio con el campo de fuerzas en condiciones definidas por la ley de Stokes. [9]

Las centrifugadoras comerciales, se seleccionan a partir del caudal máximo con el cual pueden alimentarse, y considerando el diámetro y densidad de partícula (impureza) que pueden separar eficazmente del fluido. Conforme las partículas son más densas, estas se separan con mayor rapidez. El caudal máximo de alimentación será, por tanto, directamente proporcional a la diferencia de densidades entre impurezas y diésel, y al tamaño de partícula de las impurezas.

### Filtración a través de membranas porosas

Los procesos de filtración a través de membranas se caracterizan por requerir un agente que realice la separación de forma irreversible en cada etapa de filtrado [6].

Las bombas fuerzan el flujo a través de las membranas permeables [6], reteniendo en el agente filtrante aquellas partículas con tamaños mayores a los poros. Los agentes filtrantes suelen ser de fibras sintéticas o celulosas. Las características de cada filtro varían según sea la aplicación del motor, pero sobre todo en función del tamaño de partícula a filtrar. [10]

Los filtros para diésel tienen un diseño específico para lograr impedir el paso de partículas al sistema de combustible, las cuales podrían provocar daños significativos debido a las pequeñas tolerancias y espacio reducido con los cuales operan los componentes del motor.

#### **1.4.5 Indicaciones para el almacenamiento y bombeo de diésel**

Para obtener el diseño de un tanque ajustado a las necesidades de la aplicación, se pueden emplear herramientas de simulación y cálculo, junto a la guía detallada que ofrecen las normativas. En la UNE-EN 12285-2:2005, se especifican los requerimientos y parámetros dimensionales para el diseño de tanques horizontales fabricados en taller, para almacenamiento sobre el nivel del suelo de líquidos inflamables de hasta una densidad máxima de 1900 kg/m<sup>3</sup>, y a una presión de servicio de hasta máximo 1,5 bar [11].

Respecto al cálculo de bombas, el punto de operación de un acople bomba-sistema se puede hallar planteando convenientemente la ecuación de Bernoulli, entre dos puntos de análisis.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} + z_1 + h_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (1.4)$$

La potencia hidráulica de la bomba se puede calcular como [12]:

$$\dot{W}_h = \rho g Q h_B \quad (1.5)$$

Donde:

$h_B$  y  $h_L$ : Cabezales de bomba y pérdida

$P$ : Es la presión absoluta o manométrica

$\rho$ : Densidad del fluido

$V$ : Velocidad promedio

$z$ : Altura de la columna de fluido en el punto

$\alpha$ : Factor de corrección para flujos turbulentos

$Q$ : Caudal de operación

Las caídas de presión en el sistema (pérdidas), ocurren debido a la fricción en tuberías, y a la presencia de accesorios. La caída de presión debido a fricción en el conducto, se calcula mediante la ecuación de Darcy, despreciando los efectos de entrada [12]:

$$h_{L-f} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (1.6)$$

El factor de fricción se puede calcular mediante la ecuación de Haaland [12]:

$$f = \left\{ -1.8 \log \left( \left( \frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right) \right\}^{-2} \quad (1.7)$$

Las pérdidas menores en accesorios, son dependientes de un factor característico de cada accesorio.

$$h_{L-k} = k \frac{V^2}{2g} \quad (1.8)$$

El régimen del fluido se determina mediante el número de Reynolds (Re). Este parámetro adimensional indica si un flujo interno es turbulento, laminar, o de transición. Un flujo es turbulento si  $Re > 4000$  y laminar si  $Re < 2300$ , el rango intermedio corresponde al flujo de transición.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1.9)$$

En términos del caudal y viscosidad cinemática, para un conducto circular, se puede escribir Reynolds como:

$$Re = \frac{4Q}{\pi D_{in} \nu} \quad (1.10)$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción

$k$ : Factor del accesorio

$\frac{L}{D}$ : Relación de longitud – diámetro

$\frac{V^2}{2g}$ : Cabezal de velocidad promedio

$\varepsilon$ : Rugosidad Promedio

$\nu$ : Viscosidad cinemática

Para el dimensionamiento del diámetro más adecuado para el transporte de diésel, es posible tomar como referencia las velocidades recomendadas para el transporte de este fluido a través de tuberías. Estas velocidades se calculan según el diámetro económico óptimo.

**Tabla 1.4 Velocidades recomendadas para optimizar el proceso [13]**

Fluid	Economic Velocity Range	
	ft/s	m/s
Acetone	4.9–9.8	1.5–3.0
Ethyl Alcohol	4.8–9.6	1.5–3.0
Methyl Alcohol	4.8–9.6	1.5–3.0
Propyl Alcohol	4.7–9.4	1.4–2.8
Benzene	4.6–9.2	1.4–2.8
Carbon Disulfide	4.2–8.4	1.3–2.6
Carbon Tetrachloride	3.9–7.8	1.2–2.4
Castor Oil	1.6–3.2	0.5–1.0
Chloroform	4.0–8.0	1.2–2.4
Decane	4.9–9.8	1.5–3.0
Ether	5.0–10.0	1.5–3.0
Ethylene Glycol	3.9–7.8	1.2–2.4
R-11	4.0–8.0	1.2–2.4
Glycerine	1.4–2.8	0.43–0.86
Heptane	5.1–10.2	1.5–3.0
Hexane	5.2–10.4	1.6–3.2
Kerosene	4.7–9.4	1.4–2.8
Linseed Oil	4.9–9.8	1.5–3.0
Mercury	2.1–4.2	0.64–1.3
Octane	5.0–10.0	1.5–3.0
Propane	5.6–11.2	1.7–3.4
Propylene	5.5–11.0	1.7–3.4
Propylene Glycol	4.5–9.0	1.4–2.8
Turpentine	4.6–9.2	1.4–2.8
Water	4.4–8.8	1.4–2.8

Dado que el diésel es una combinación entre n-heptano y octano, entonces se puede tomar como referencia el rango de velocidades de entre 1.5 m/s y 3.0 m/s, para dimensionar el diámetro óptimo para el transporte de diésel.

#### Fallas asociadas a la baja calidad del combustible

Entre las fallas más frecuentes, asociadas a la presencia de impurezas y baja calidad del combustible están la formación de depósitos en las toberas de los inyectores y en la bomba de combustible provocando el estancamiento y posteriores daños significativos a dichos componentes, extendiéndose con el tiempo a otras partes del motor [3].

Se generan fallas y desgaste por fatiga en el cigüeñal del motor debido al aumento de la fricción en los elementos ocasionada por los residuos, provocando a su vez la degradación acelerada de las juntas tóricas en el pistón [14].

Se producen también variaciones en el desarrollo normal de los tiempos del motor, ciclo a ciclo, afectando directamente la estabilidad de la combustión y acelerando la aparición de daños críticos en los elementos del motor [15].

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

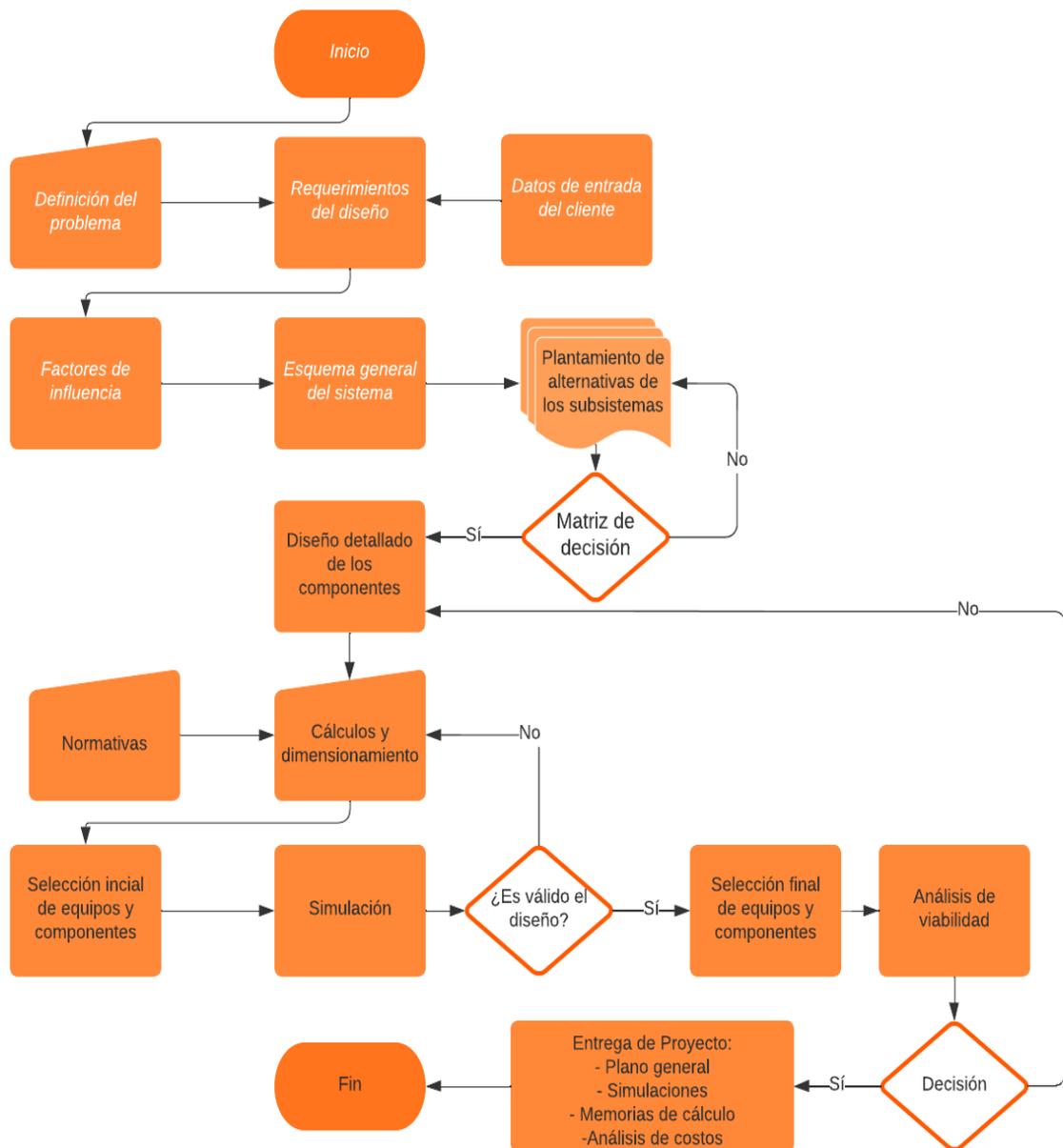


Figura 2.1 Diagrama de flujo del proyecto

## 2.1 Requerimientos y especificaciones de diseño

**Tabla 2.1 Datos de entrada del cliente**

Dato	Detalle
Número de tanques de diésel instalados	2
Capacidad instalada por tanque (gal US)	4000
Capacidad total instalada (gal US)	8000
Consumo total promedio de diésel (gal/día)	2150
Consumo de diésel para máquinas propias (gal/día)	1310
Consumo de diésel para máquinas de alquiler (gal/día)	840

**Tabla 2.2 Requerimientos de diseño del cliente**

Requerimiento	Detalle
Mejoras del sistema	Capacidad de aumentar la capacidad del sistema en futuros proyectos
Reducción esperada de los costos de mantenimiento	>20%
Autonomía requerida de diésel limpio	2 días
El sistema implementado debe evitar la llegada de partículas en combustibles.	Tamaño de partícula filtrado < 10um

**Tabla 2.3 Factores de Influencia**

Variables	Descripción
Área disponible para el proyecto	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La disposición de los componentes del sistema cabe dentro del área disponible</li> <li>- La disposición seleccionada permite una fácil instalación, y está pensada para facilitar el mantenimiento de los equipos y componentes</li> </ul>
Autonomía	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Disponibilidad del diésel limpio</li> <li>- Operación continua, ante mantenimientos del sistema, fallo en componentes o cortes eléctricos</li> </ul>
Seguridad	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Seguridad en el trabajo</li> <li>- Operación segura</li> <li>- Almacenamiento seguro de diésel</li> <li>- Sistemas de seguridad y prevención de incendios</li> </ul>
Mantenimiento	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bajo costo de mantenimiento</li> <li>- Facilidad de mantenimiento</li> </ul>
Costo operacional	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Bajo costo operativo.</li> <li>- Consumo energético eficiente.</li> </ul>
Rentabilidad	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La inversión es factible comparado con el estado actual.</li> </ul>
Disponibilidad de componentes	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Componentes disponibles en el mercado nacional.</li> </ul>
Tiempo de operación	<ul style="list-style-type: none"> <li>- El tiempo de operación del sistema se ajusta a la demanda de diésel.</li> </ul>
Condiciones de operación	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Flujo máximo por equipo</li> <li>- Presiones máximas por equipo.</li> </ul>

## 2.2 Diseño conceptual

### 2.2.1 Sistema de Bombeo de diésel no filtrado

El sistema escogido para el bombeo de diésel no filtrado, se conecta a los dos tanques principales en donde el diésel del proveedor es descargado inicialmente. El sistema es de una bomba simple que envía diésel desde los tanques principales hasta el sistema de centrifugado.

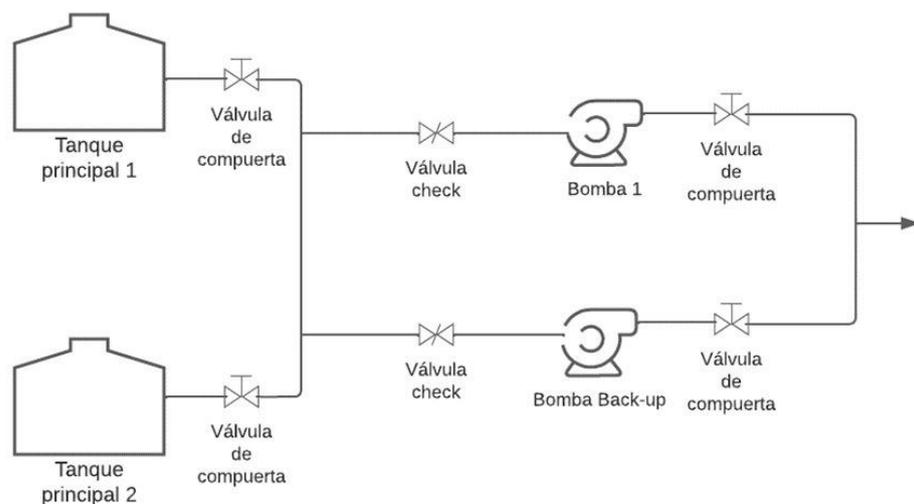


Figura 2.2 Sistema de una bomba y back-up para diésel no filtrado

### 2.2.2 Sistema de filtrado y alternativas de solución

#### Propuesta 1: Sistema por filtros porosos

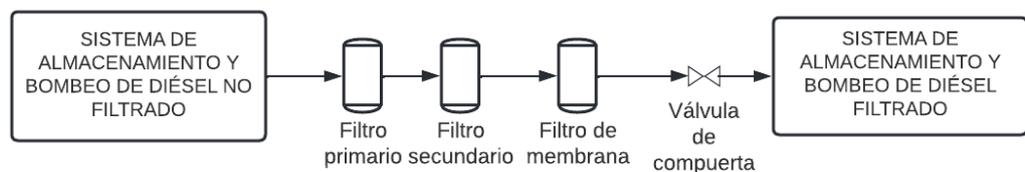
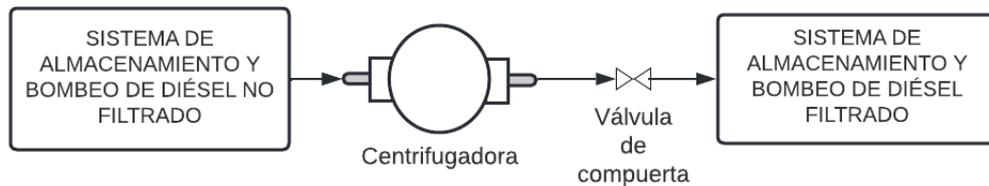


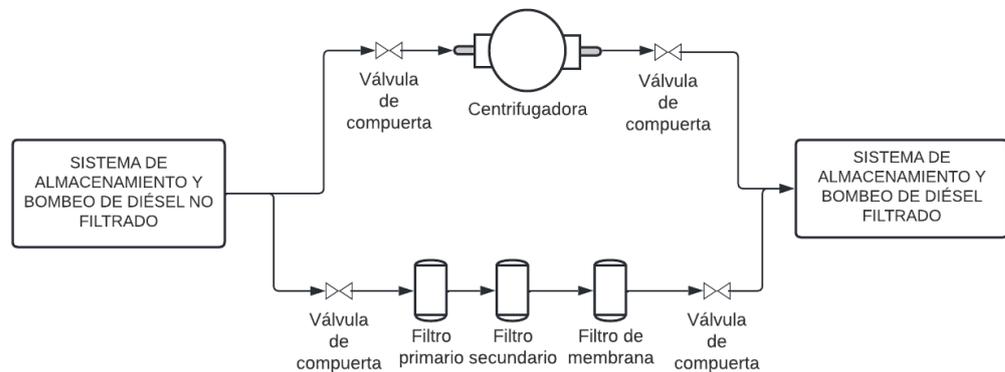
Figura 2.4 Sistema de filtración por filtros porosos

### Propuesta 2: Sistema por máquina centrífugadora



**Figura 2.5 Sistema de filtración por máquina centrífugadora**

### Propuesta 3: Sistema híbrida con máquina centrífugadora y filtros porosos



**Figura 2.6 Sistema de filtración híbrido**

### Criterios de diseño

1. **Tamaño de partícula:** se refiere al tamaño de la partícula que se va a separar del combustible mediante el filtrado.
2. **Eficiencia del filtrado:** es fundamental que el sistema ofrezca el mejor producto final posible.
3. **Costo de mantenimiento:** es indispensable que el costo de mantenimiento del sistema sea económico y que haya disponibilidad de los repuestos.
4. **Costo de implementación:** se refiere al costo en la adquisición de los componentes y equipos que conforman el sistema.

## Matriz de decisión

**Tabla 2.4 Ponderación de criterios para matriz de decisión**

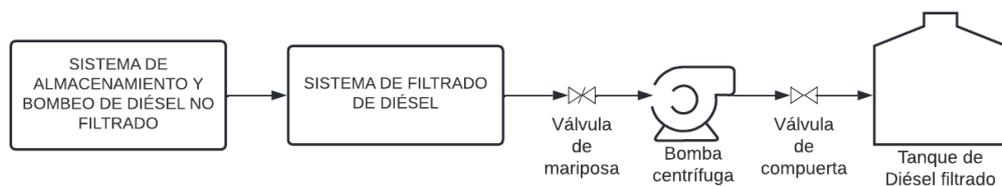
Criterios de diseño	Tamaño de partícula	Eficiencia del filtrado	Costo de mantenimiento	Costo de implementación	Total	Porcentaje (%)
Tamaño de partícula	5	5	6	6	22	27.8
Eficiencia de filtrado	5	5	6	9	24	30.4
Costo de mantenimiento	4	4	5	6	19	24.1
Costo de implementación	4	1	4	5	14	17.7
Total					79	100

**Tabla 2.5 Matriz de decisión**

Criterios de diseño	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
Eficiencia de filtrado (30.4 %)	6	6	9
Tamaño de partícula (27.8 %)	7	9	9
Costo de mantenimiento (24.1 %)	6	8	5
Costo de implementación (17.7 %)	8	5	4
Total	6.63	7.13	7.15

### **2.2.3 Sistema de bombeo y almacenamiento de diésel filtrado.**

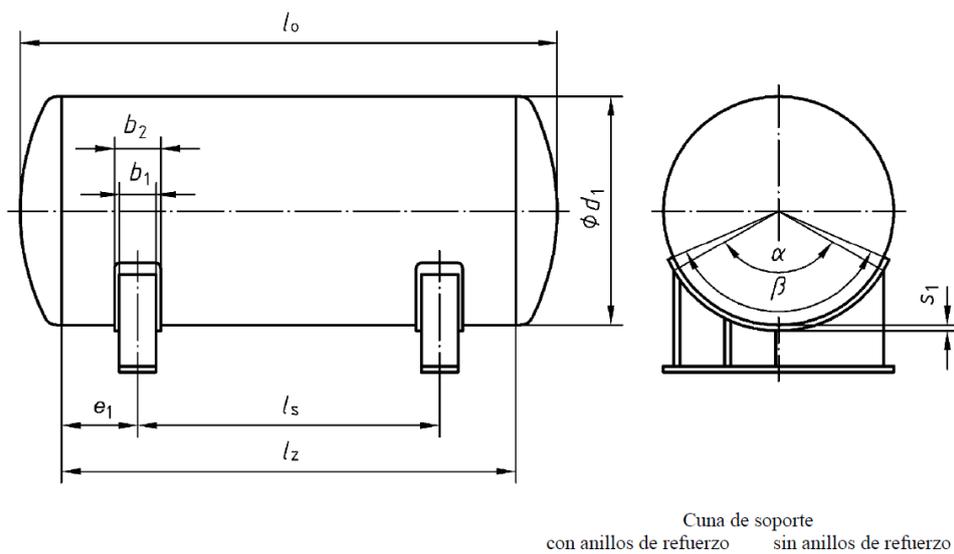
Esta sección aborda el transporte de diésel filtrado desde la centrifugadora hasta el tanque de diésel filtrado.



**Figura 2.3 Sistema de almacenamiento y bombeo del diésel filtrado**

Para el diseño del tanque de almacenamiento final, se emplea la normativa UNE-EN 12285-2, especificada para la construcción de tanques horizontales fabricados en taller, ubicados sobre piso y para almacenamiento de combustibles.

Un tanque, con base en esta normativa, tiene fundamentalmente las siguientes dimensiones:



**Figura 2.3 Dimensiones básicas de un tanque UNE-EN 12285-2 [11]**

### 2.3 Diseño del tanque de almacenamiento de diésel filtrado

La capacidad requerida para el tanque se calcula según el consumo diario estimado (2150 gal/día) y el número de días de autonomía (2 días) para el diésel filtrado.

$$V_{nominal} = 4300gal = 16.3 m^3$$

Por normativa se recomienda que la longitud total del tanque sea menor que seis veces el diámetro del mismo.

$$\frac{l_o}{d_1} < 6$$

Para un diámetro (D) de tanque con 2400mm, se tiene que el Largo del cilindro (Lz) es:

$$V_{nominal} = \frac{\pi D^2}{4} \times l_z$$
$$l_z = 3600mm$$

Cumpliendo que la relación de longitud a diámetro es inferior a 6.

#### Dimensionamiento del espesor del tanque

La presión a la que se diseñe el tanque puede ser obtenida de las siguientes circunstancias:

- La presión máxima de explosión (10 Bar) estipulada por la norma UNE-EN 122852.
- La presión de prototipo, 13.5 Bar, para tanques tipo C.

La normativa hace referencia al espesor mínimo del tanque, tal como se estipula en la tabla 2.6.

**Tabla 2.6 Espesor mínimo para tanque tipo C Norma UNE-EN 12285-2 [11]**

Diámetro nominal del tanque (mm)	Pared interior -s1 (mm)	Pared Exterior -s2 (mm)
Espesor de paredes del cilindro		
2000 a 2500	7	4
Espesor de los fondos abombados		
2001 a 2500	7	5

La presión (P) con la que se va a diseñar el tanque es aquella denominada “presión de prueba”, que con base en la norma para la categoría de este tanque es de 13,5 Bar [11]. El factor de seguridad se escoge entre 1 y 2, considerando que pese a que ocurriese una explosión seguiría existiendo un margen de seguridad.

Para determinar los esfuerzos en el tanque se requiere clasificarlo inicialmente según la relación del espesor de pared ( $s_1$ ) y el diámetro ( $d_1$ ) del tanque, considerándolo de pared delgada si la relación de espesor a diámetro es inferior a 1/20 [16].

$$\frac{s_1}{d_1} = \frac{7 \text{ mm}}{2400 \text{ mm}} = 0.003 < \frac{1}{20}$$

Con este criterio se puede despreciar el esfuerzo radial en el cilindro, y solo considerar los esfuerzos axial y tangencial [16], calculados como:

$$\sigma_t = \frac{P d_1}{2 s_1} \quad (2.1)$$

$$\sigma_a = \frac{P d_1}{4 s_1} \quad (2.2)$$

El factor de seguridad (N), mediante la teoría del esfuerzo cortante máximo se calcula como [16]:

$$N = \frac{0.5 S_y}{0.5 \sigma_t} \quad (2.3)$$

La resistencia a la fluencia mínima ( $S_y$ ) para el acero A36 es 250 MPa. Este acero es equivalente y superior al S235JR recomendado por la normativa [11].

Con un factor de seguridad de 1.5, empleando las ecuaciones (2.1), (2.2) y (2.3) :

$$s_1 \geq 9.72 \text{ mm}$$

$$s_1 \cong 10 \text{ mm}$$

Para la presión de explosión se obtiene el factor de seguridad estimado siguiendo el mismo procedimiento:

$$N = 2$$

El volumen real del tanque lleno, considerando los fondos abombados se obtiene del modelo CAD:

$$V_{real} = 18m^3 = 4749.3 \text{ gal}$$

Lo cual cumple la condición de que el volumen real exceda en más del 5% al volumen nominal.

$$\frac{V_{real}}{V_{nominal}} = 1.10 > 1.05$$

La longitud real del tanque ( $L_0$ ) medida del modelo CAD es 4460mm.

Las dimensiones y especificaciones para la tapa de inspección y los soportes acunados, así como el cálculo de los esfuerzos sobre el tanque se detallan en el Apéndice C.

En el Apéndice J se detallan las consideraciones de seguridad para el control de derrames y la prevención de incendios.

## 2.4 Selección de una centrifugadora para filtrado de diésel

Las centrifugadoras de discos se pueden clasificar en función de su capacidad, definida en términos del caudal de alimentación máximo al que puede operar sin afectar la efectividad del proceso.

**Tabla 2.7 Características generales de centrifugas de alta y baja capacidad**

	Baja capacidad	Alta capacidad
Ángulo de cono ( $\theta$ )	40°-60°	40°-60°
Número de discos	50	200
Velocidad angular ( $r \text{ min}^{-1}$ )	7600	4000
Caudal de alimentación (gpm)	20	90

Nominalmente, con una centrifugadora de baja capacidad (20gpm) se lograría filtrar y llenar un tanque completo en un tiempo promedio de 4h.

$$t_p = \frac{4752 \text{ gal}}{20 \text{ gpm}} = 237.6 \text{ min}$$

$$t_p = 4 \text{ h}$$

Para la selección de la centrifugadora se consideran las propiedades del fluido a separar, así como de las impurezas. En un determinado volumen de fluido se espera tener una distribución de diferentes tamaños de partículas, con densidades diferentes, por ende, se tendrá una distribución de velocidades en función del tamaño de partícula. Sin embargo, por motivos prácticos se puede seleccionar un equipo, considerando la densidad promedio de las impurezas obtenidas mediante análisis, y requiriendo un diámetro mínimo de partícula a separar.

La densidad promedio de las impurezas se puede estimar según el análisis de composición de la muestra de diésel en laboratorio, presentados en el Apéndice A.

**Tabla 2.8 Resultados del análisis de la muestra de diésel**

Tipo de impureza	% en Volumen
Agua	2.9
Impurezas sólidas	0.3

El aporte de densidad de las impurezas sólidas es relativamente pequeño, respecto al aporte de la densidad del agua, entonces se asume que:

$$\rho_p \cong \rho_{agua}$$
$$\rho_a = 1000 \text{ kg/m}^3 \text{ [13]}$$

**Tabla 2.9 Propiedades de las impurezas y del diésel No. 2 [17]**

Propiedad física	Valor
Viscosidad dinámica diésel (mPa·s) @ 28°C	5
Densidad diésel (kg/m <sup>3</sup> ) @ 28°C	840
Viscosidad cinemática diésel (mm <sup>2</sup> /s)	5.95
Densidad promedio de la impureza (kg/m <sup>3</sup> )	1000
Tamaño mínimo de partícula a separar (µm)	10

La velocidad a la que se sedimentan las partículas se calcula con la ecuación (1.1):

$$u_g = 0.01743 \text{ m/s}$$

La centrifugadora seleccionada preliminarmente debe generar altas fuerzas G para separar las partículas menos densas, además de tener la capacidad de trabajar con el fluido de proceso sin afectar su vida útil. Preliminarmente la centrifugadora de discos **Alfa Laval MOPX-205**, cumple con todos estos requerimientos generales.

**Tabla 2.10 Ficha técnica Alfa Laval MOPX-205 [18]**

INFORMACIÓN TÉCNICA	
Densidad de sedimento, máx.	2362 kg/m <sup>3</sup>
Capacidad hidráulica	4900 L/h (21.5gpm)
Velocidad del tazón, máx.	7537 r/min a 60 Hz
Numero de discos	50
Angulo de cono de disco	50°
Radio interno de disco	0.05 m
Radio externo de disco	0.139 m

Se procede a realizar el cálculo del índice de tamaño de una centrifugadora de discos, con la ecuación (1.2):

$$\Sigma = 14251.85 \text{ m}^2$$

Finalmente es posible calcular el caudal máximo teórico de alimentación para separar un tamaño de partícula de 10  $\mu\text{m}$ , mediante la ecuación (1.3):

$$Q_{\text{máx}} = 496.8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Sin embargo, este valor se excede del máximo caudal especificado por el fabricante y bombear este caudal implicaría un gasto energético exuberante.

Tomando como referencia el 90% de la capacidad hidráulica máxima del modelo seleccionado para acotar el caudal, se obtiene qué tamaño de partícula podría sedimentar, bajo las mismas condiciones de velocidad de rotación y considerando las mismas propiedades físicas.

$$Q = 20 \text{ gpm}$$

Despejando el diámetro de partícula de la ecuación (1.1), y empleando el caudal seleccionado, se obtiene que:

$$D_p = 2 \mu m < 10 \mu m$$

Dado que al 90% de la capacidad hidráulica de la centrifugadora, el diámetro de partícula que se puede separar es menor que el tamaño inicialmente requerido, entonces la selección de este equipo se puede considerar válida.

**Tabla 2.11 Presiones recomendadas para la operación de la centrifugadora**

Presiones	Valores
P Agua limpieza	400 kPa
P entrada diésel	240 kPa

El cálculo de la bomba agua para la limpieza de la centrifugadora se encuentra en el Apéndice D.

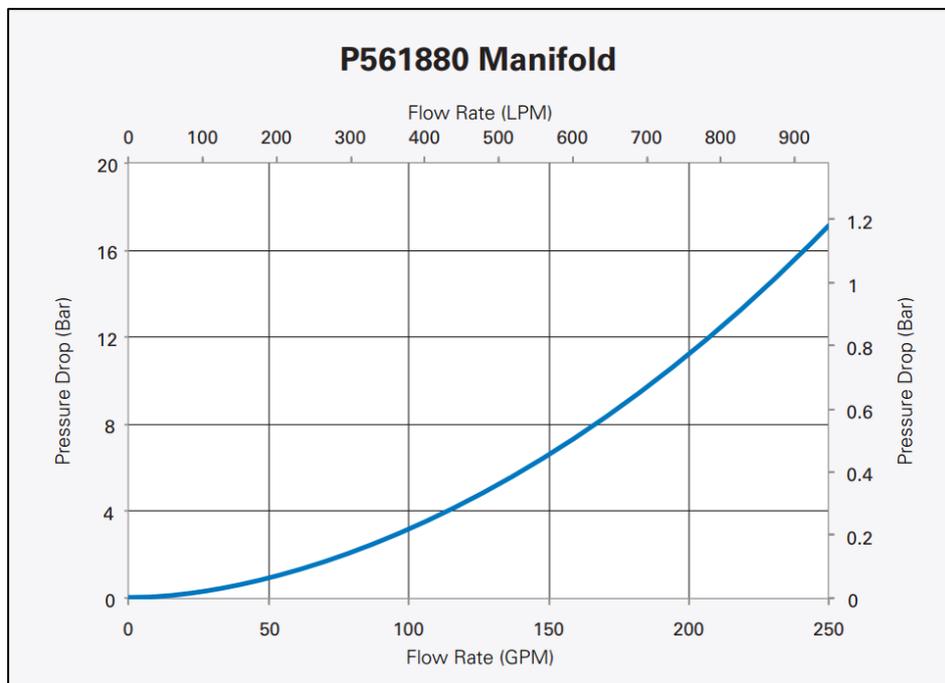
## 2.5 Selección de filtros para el sistema de back-up

En el sistema de back-up se tiene un arreglo de dos bloques en paralelo, donde cada bloque se compone de 2 filtros en serie que permiten retener tamaños de partícula de forma secuencial. Este sistema solo se emplea en caso de que el sistema principal de centrifugado falle. Comercialmente se pueden encontrar arreglos de 4 filtros, como se muestra en la referencia.



**Figura 2.4 Manifold de 4 filtros [19]**

Estos filtros tienen una eficiencia de filtrado de hasta 4  $\mu\text{m}$ . La caída de presión del conjunto se calcula con la curva mostrada, y en términos del caudal.



**Figura 2.5 Caída de presión en el manifold [19]**

En un bloque, el primer filtro retendrá las partículas de hasta 25  $\mu\text{m}$ , mientras que el segundo filtro que retendrá las partículas de hasta 4  $\mu\text{m}$ , consiguiendo filtrar las impurezas que puedan afectar partes como los inyectores de un motor.

## 2.6 Diseño de tuberías para el transporte de diésel

El caudal con el cual se bombea diésel contaminado hacia la centrifugadora viene determinado por el flujo de alimentación obtenido anteriormente.

El caudal de alimentación es:

$$Q = 20 \text{ gpm} = 0.00126 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Entonces el diámetro mínimo para optimizar el proceso se puede obtener de la Tabla 1.4.

Se acota la velocidad a un máximo , para lo cual se tiene el diámetro mínimo:

$$V_{m\acute{a}x} = 1.5 \text{ m/s}$$

$$D_{in} > 1.3 \text{ in}$$

Por facilidad y ahorro económico, es factible emplear tubería de 2 pulgadas, con cédula 40, considerándola lo suficientemente resistente para soportar las presiones a través de todo el sistema de transporte. Las propiedades de la tubería, y los cálculos se encuentran detallados en el Apéndice E.

$$V_{prom} = 0.5892 \text{ m/s}$$

$$Re = 8.6 \times 10^3$$

Este régimen es turbulento dado que  $Re > 4000$  [19].

Las longitudes mínimas de tuberías para obtener flujo desarrollado se obtienen mediante la siguiente relación:

$$\frac{L_{h,turbulento}}{D} = 1.359 Re^{\frac{1}{4}} \quad (2.4)$$

$$L_{h,turbulento} = 0.7 \text{ m}$$

Dado que la longitud de tubería estimada, es en general mayor que la longitud hidráulica de entrada, es posible despreciar los efectos de entrada.

## 2.7 Diseño del sistema de bombeo para diésel no filtrado

La admisión de diésel no filtrado ocurre entre los reservorios primarios de diésel no filtrado y la entrada de la centrifugadora; o la entrada del tanque en caso de emplear los filtros de respaldo.

Para el cálculo de pérdidas por fricción, se estima la longitud de tubería en 40m. Los accesorios empleados en este circuito se especifican en la Tabla F-2.

### Procedimiento de cálculo

Se plantea la ecuación (1.4), entre el reservorio principal y la admisión de la centrifugadora. Se puede asumir que la velocidad del reservorio tiende a cero y que la presión en el reservorio es igual a la presión atmosférica.

En el caso más crítico el reservorio está al nivel mínimo, dejando la admisión de la centrifugadora por encima del nivel, siendo la diferencia de altura aproximadamente:

$$(z_2 - z_1) = 1.4 \text{ m}$$

La ecuación del sistema se reduce a:

$$h_B = \frac{P_2 - P_{atm}}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + H_L \quad (2.5)$$

### Cálculo de las pérdidas

La pérdida por fricción se halla empleando la ecuación de Darcy. El factor de fricción en la tubería se calcula empleando todos los datos ya conocidos, mediante la ecuación de Haaland (1.6).

$$f = 0.0382$$

Las pérdidas son:

**Tabla 2.12 Cabezal de pérdidas por fricción y accesorios**

Tipo de pérdida	Cabezal de la pérdida (mH <sub>2</sub> O)
Fricción en conducto	0.5
Accesorios	0.21

Los cálculos detallados del cálculo de pérdidas por fricción y accesorios se encuentran en el Apéndice F.

Reemplazando lo obtenido en la ecuación del sistema, y dado que se conocen todos los parámetros se obtiene el cabezal de la bomba.

$$h_B = 32.14 \text{ m } H_2O$$

Equivalente a una diferencia de presión de 38.4 Psi.

La potencia hidráulica requerida es:

$$\dot{W}_h = 0.5 \text{ HP}$$

Considerando una eficiencia hidráulica del 80%:

$$BHP \cong 0.6 \text{ HP}$$

### Selección de la bomba

Se escoge una bomba de desplazamiento positivo de engranajes que opere a un caudal estimado de 20 gpm y con una potencia mayor o igual que 0.6 hp. Se selecciona una bomba comercial **Viking HL4124A**.

Con la curva del fabricante se escoge el motor más adecuado considerando el caudal y presión deseado, para lo cual la velocidad del motor debe ser de 1200RPM. El punto de operación se determina ingresando como parámetro el caudal, la viscosidad del fluido y diferencial de presión antes calculado. Los valores del punto de operación se muestran en la sección de resultados.

La eficiencia de la bomba, considerando que el motor es de 1HP, se puede estimar como:

$$\eta = \frac{\dot{W}_h}{BHP} = \frac{0.5HP}{1HP} = 50\%$$

## 2.8 Diseño del sistema de bombeo para diésel filtrado

Esta etapa de bombeo ocurre entre el tanque intermedio donde la centrifugadora realiza la descarga del diésel filtrado, y el tanque de diésel diseñado en la sección 2.3.

### Procedimiento de cálculo

Se plantea la ecuación de Bernoulli entre el reservorio intermedio y el tanque final. Se asume que la velocidad de ambos reservorios tiende a cero, y que ambos tienen presión atmosférica al estar abiertos al ambiente.

La ecuación se reduce a:

$$h_B = (z_2 - z_1) + H_L \quad (2.6)$$

El término de elevación se estima como:

$$(z_2 - z_1) = 3.2m$$

Considerando el caso anterior se puede asumir que las pérdidas menores corresponden aproximadamente al 45% de la altura manométrica de elevación.

$$H_L \approx 0.45(z_2 - z_1)$$

$$H_L \approx 1.44m$$

Con el cabezal calculado y manteniendo un caudal de 20 gpm, se selecciona una bomba **Shimge CPm60 DE 1HP** preliminarmente, que tiene un rango de cabezal de hasta 48m con un máximo caudal de 30 gpm.

Para determinar las pérdidas, se consideran accesorios y tuberías de este circuito. Estos valores se presentan en las tablas G-1 y G-2 del apéndice.

**Tabla 2.13 Factores para el cálculo de pérdidas**

Parámetro	Valor
Sumatoria de coeficientes de accesorio ( $\Sigma K$ )	15.15
Longitud del conducto	24 m

El diámetro, y el área interior del tubo son:

$$D = 0.05257m$$

$$A = 2.1711 \times 10^{-3}m^2$$

Expresando las pérdidas en términos del caudal:

$$H_L = \left( f \frac{L}{D} + \Sigma k \right) \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (2.7)$$

La pérdida por fricción en términos del factor de fricción y caudal es:

$$H_L = (0.3813f + 0.013)Q^2 [m]$$

La ecuación del sistema es:

$$h_{sis} = (z_2 - z_1) + H_L = 3.2m + (0.3813f + 0.013)Q^2$$

Partiendo de los datos de caudal de la curva de rendimiento provista por el fabricante de la bomba, y evaluándolos en la ecuación del sistema, se obtiene gráficamente el punto de operación.

$$Q = 6.8 \frac{m^3}{h} = 28.14gpm$$

$$H \approx 5m$$

El procedimiento detallado para la obtención de la curva del sistema y la obtención del punto de operación se presenta en el apéndice G.

## 2.9 Simulación

El proceso de simulación se puede resumir en los siguientes pasos:



Figura 2.6 Proceso resumido de simulación estática

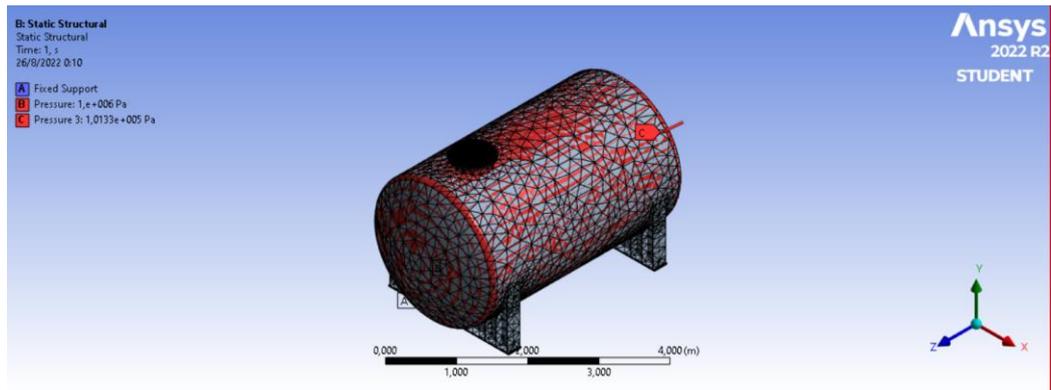
### 2.9.1 Simulación estática ante la explosión del tanque

Tabla 2.14 Cargas y soportes establecidos

Condiciones de simulación	Valor
Presión interna del tanque (explosión)	1 MPa
Presión atmosférica	101.325 kPa
Tipo soporte	Fijo en las bases de cunas

Tabla 2.15 Detalles del mallado para la simulación del tanque

Detalle	Valor
Número de nodos	40121
Número de elementos	21057
Calidad del elemento objetivo	5e-2
Área de superficie promedio	0,54477 m <sup>2</sup>



**Figura 2.7** Mallado y condiciones de presión del tanque

## 2.9.2 Simulación estática de los soportes acunados

**Tabla 2.16** Cargas y soportes establecidos

Condiciones de simulación	Valor
Carga distribuida sobre área de la cuna (Peso combinado)	7.5 kPa
Tipo soporte	Fijo en las bases de cunas

**Tabla 2.17** Detalles del mallado en simulación de soportes

Detalle	Valor
Número de nodos	14732
Número de elementos	7242
Calidad del elemento objetivo	5e-2
Área de superficie promedio	0,11112 m <sup>2</sup>

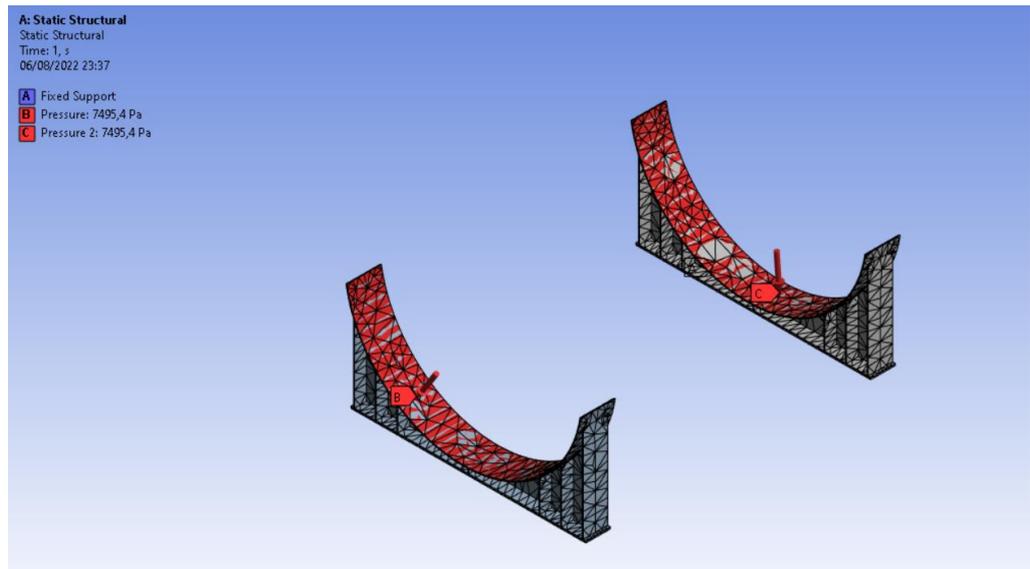


Figura 2.8 Mallado y condiciones de carga sobre los soportes

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Esquema general del sistema

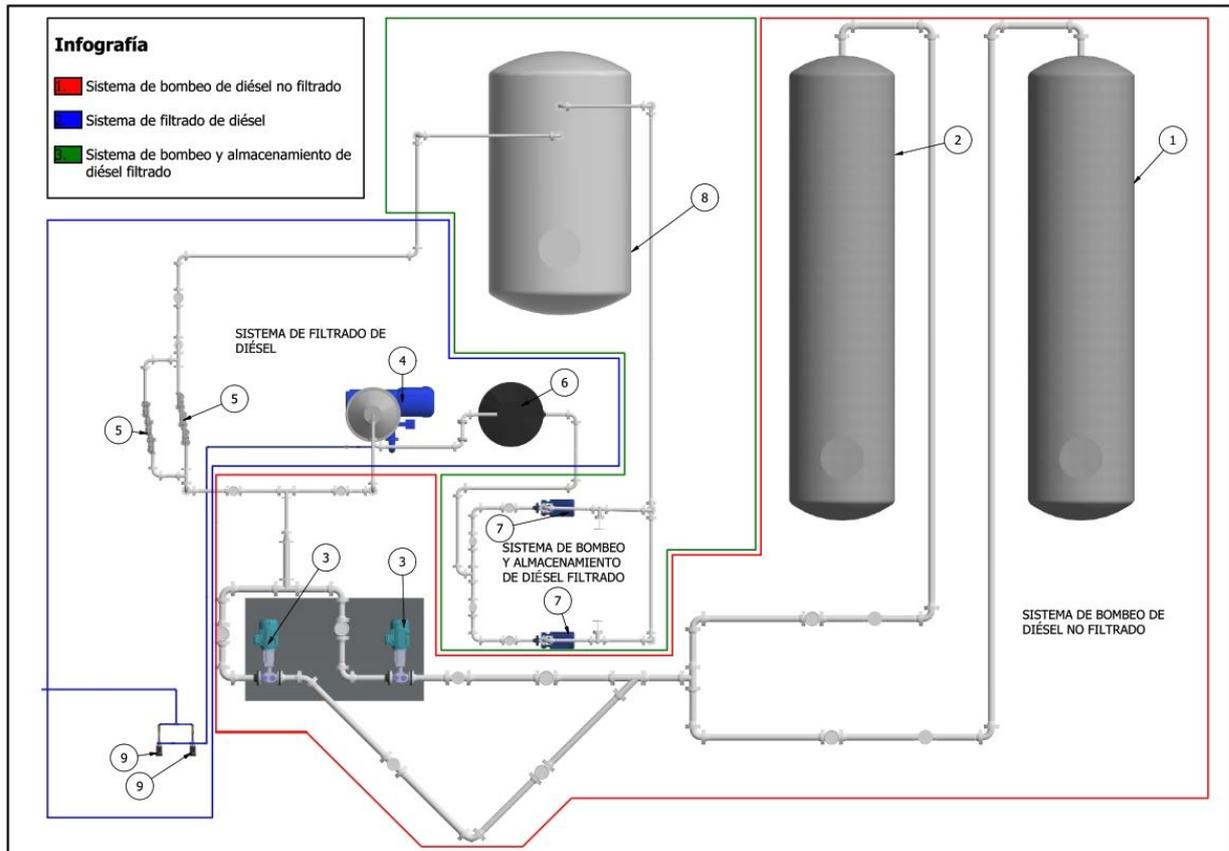


Figura 3.1 Vista de esquema con los diferentes sistemas

Tabla 3.1 Equipos principales del sistema

Índice numérico	Descripción del equipo
1	Tanque de almacenamiento primario
2	Tanque de almacenamiento primario
3	Bombas de engranajes
4	Centrifugadora
5	Filtros de Back-up
6	Tanque intermedio
7	Bombas centrífugas para diésel limpio
8	Tanque de almacenamiento para diésel limpio
9	Bombas de agua para limpieza de centrifugadora

### 3.2 Resultados de diseño del tanque de almacenamiento

Tabla 3.2 Dimensiones y parámetros principales del tanque diseñado

Parámetro	Valor
Volumen máximo	4749.3 gal
Volumen nominal	4300 gal
Longitud del tanque	4460mm
Diámetro del tanque	2400 mm
Espesor de pared del tanque	10 mm
Presión máxima de explosión	10 bar
Peso estimado del tanque	3.6 Ton

A través del procedimiento de diseño especificado por la normativa UNE-EN12285 [11] se definieron los parámetros geométricos del tanque, logrando cumplir los requerimientos del cliente y las especificaciones de la norma a través del diseño planteado. Se cumplió que la relación longitud-diámetro del tanque sea menor que 6. El volumen nominal y máximo, cumplen la condición de que el máximo tenga un excedente de mínimo el 5%, habiéndose alcanzado un 10%. Este tanque fabricado con 10mm de espesor puede soportar tanto la presión de explosión del tanque, así como la presión de prueba del mismo con un factor de seguridad de 1.5.

### 3.3 Resultados de la simulación del tanque

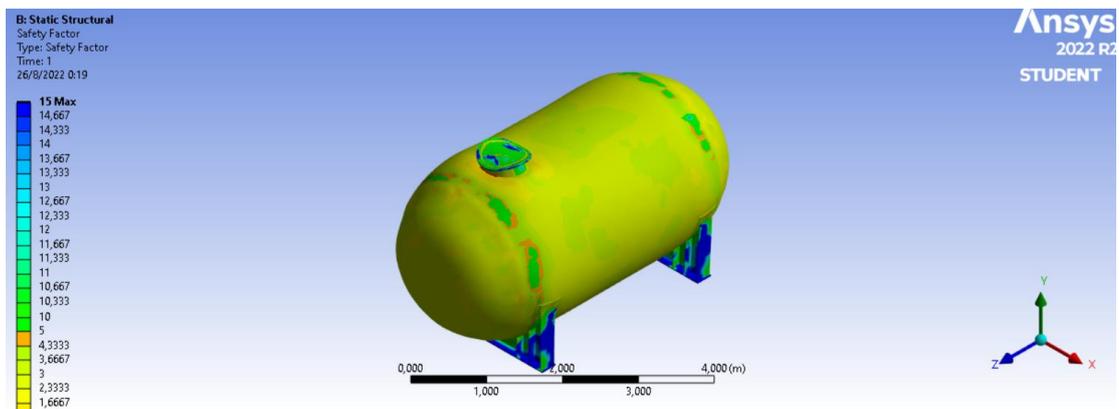
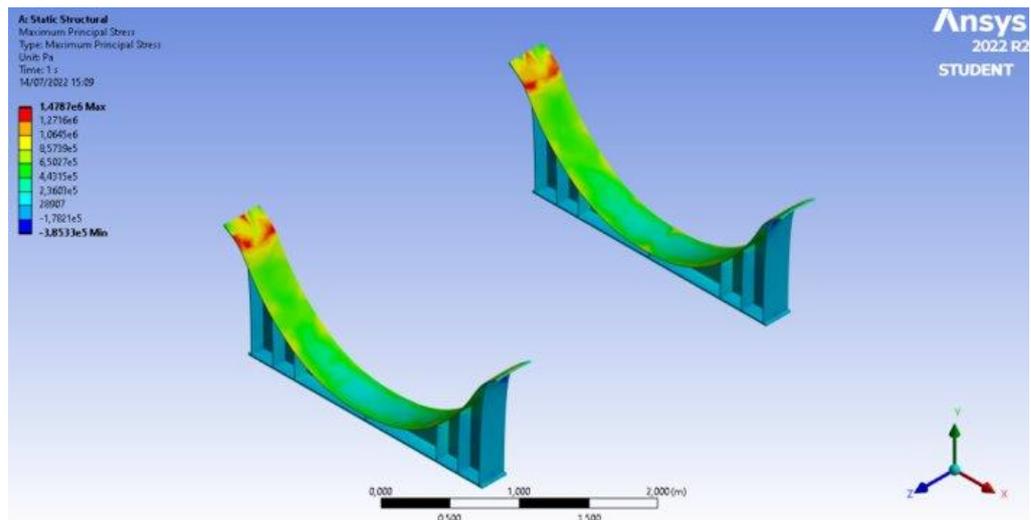


Figura 3.2 Resultados gráficos del factor de seguridad del tanque



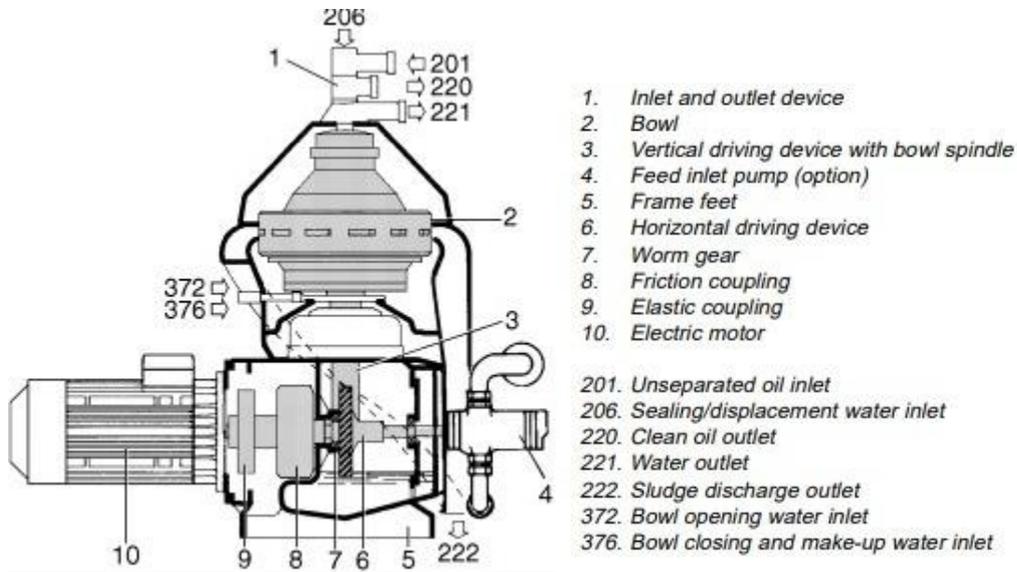
**Figura 3.3 Resultados de factor de seguridad de los soportes**

Como se observa en las figuras superiores, tanto el tanque como su soporte resisten las cargas para las que fueron diseñadas. Este resultado se verifica considerando que el factor de seguridad evaluado por el software es siempre mayor que 1, lo cual indica que no existe falla.

En el caso del tanque, con base en los resultados de la simulación, se comprueba que puede resistir la presión de explosión que la normativa indica. Los puntos más críticos suceden en la región donde se ubica la tapa de inspección, debido a que existe un concentrador de esfuerzos a lo largo de todo el cordón de soldadura que lo une al tanque.

### 3.4 Selección de centrifugadora y filtros

#### Selección de centrifugadora



**Figura 3.4 Partes principales de la centrifugadora de discos [18]**

**Tabla 3.3 Parámetros de la centrifugadora Alfa Laval MOPX-205 [18]**

INFORMACIÓN TÉCNICA	
Capacidad hidráulica máx.	4900 L/h (21.5gpm)
Factor sigma	14251.85 m <sup>2</sup>
Caudal de trabajo	20 gpm
Tamaño de partícula filtrado	2 μm
Presión de agua limpieza	400 kPa
Presión de entrada diésel	240 kPa

Se determinó que operar la máquina centrifugadora del modelo seleccionado, a un caudal de 20 gpm en su alimentación permitiría la separación de impurezas con tamaños de partícula de hasta 2 μm. Es decir, que toda partícula de menor tamaño quedaría mezclada en el diésel procesado. Sin embargo, no representarían un problema para el sistema de combustibles ya que los diámetros de las toberas son mayores que el mínimo tamaño de partícula filtrado.

Actualmente, los filtros de cartucho o membrana que se emplean en los equipos tienen una eficiencia de filtrado de hasta 10  $\mu\text{m}$ , con lo cual la eficiencia de filtrado de la centrifugadora estaría por encima de estos filtros. De modo que el uso de filtros en los motores, sería nuevamente de carácter preventivo, ya que funcionarían como un sistema redundante para atrapar las partículas no filtradas durante el centrifugado.

### Selección de filtros

**Tabla 3.4 Especificaciones de los filtros [19, 20, 21]**

Código serial	Tipo	Cantidad	Eficiencia ( $\mu\text{m}$ )	Flujo máximo (gpm)
DBB8664	Sintético	2	25	250
DBB8666	Sintético XP	2	4	250

Una de las bondades de haber implementado un sistema alternativo de filtrado es que aumenta la disponibilidad del proceso, ya que en caso de no tener operativa la máquina centrifugadora el filtrado de diésel mantendría su continuidad.

Se escogió un sistema de dos bloques de filtros en paralelo para evitar la saturación acelerada de los primeros tamices, permitiendo un desgaste más uniforme en todos los elementos.

### 3.5 Selección de bombas y parámetros de funcionamiento

**Tabla 3.5 Bomba de diésel no filtrado**

Parámetro	Potencia
Marca y modelo de la bomba	Viking HL 4124
Tipo de Bomba	Engranajes
Marca y modelo del motor	Thomsom YE-112M-6
Potencia del motor	1 HP
Velocidad angular	1200 RPM
Caudal de operación	20 gpm
Diferencial de presión – centrifugadora	19 psi
Diferencial de presión – manifold	38.44 psi
Eficiencia de la bomba	50%

La presencia de una bomba de back-up aumenta la disponibilidad de todo el sistema de filtrado, ya que en caso de fallar la bomba principal, se dispone de una de respaldo para continuar la operación. Cada circuito de bombeo está aislado mediante válvulas; se establecen también válvulas antirretornos, para garantizar el cebado en cada equipo.

La eficiencia a la que opera la bomba resulta baja, dado que se está operando a un caudal relativamente bajo. Las pérdidas por fricción y accesorios en este sistema no resultaron tan representativas, siendo apenas un 2.2% de cabezal total. Siendo la presión de admisión a la centrifugadora, lo que incrementó el cabezal requerido. Se encontró que la bomba seleccionada para la centrifugadora puede funcionar correctamente alimentando el sistema de back-up, es decir el manifold con los filtros, para llevar el diésel filtrado hasta el tanque final, sin necesidad de pasar por un tanque intermedio.

### PERFORMANCE CURVES

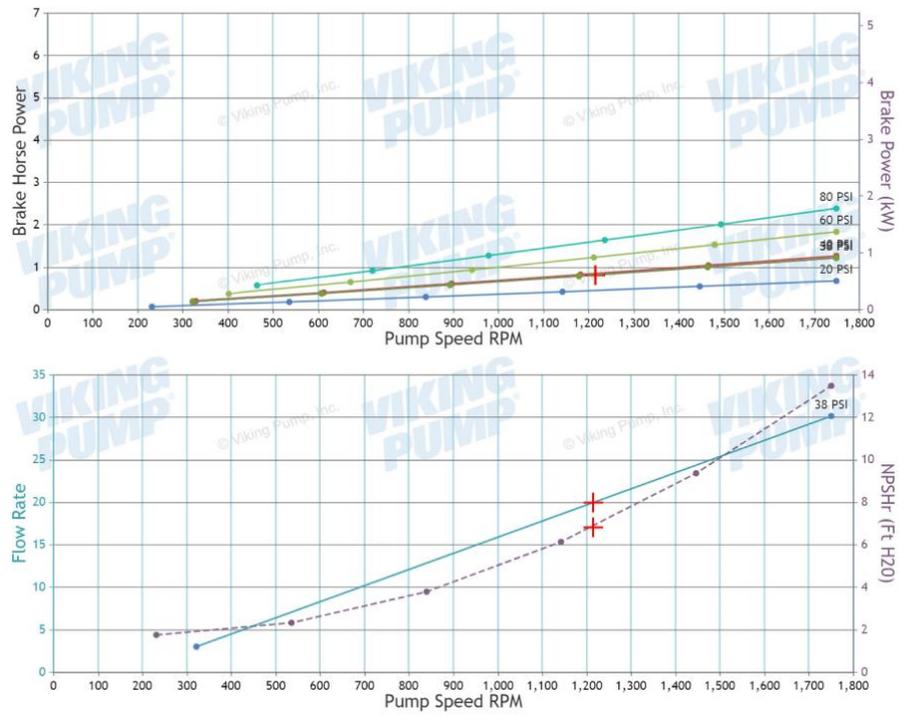
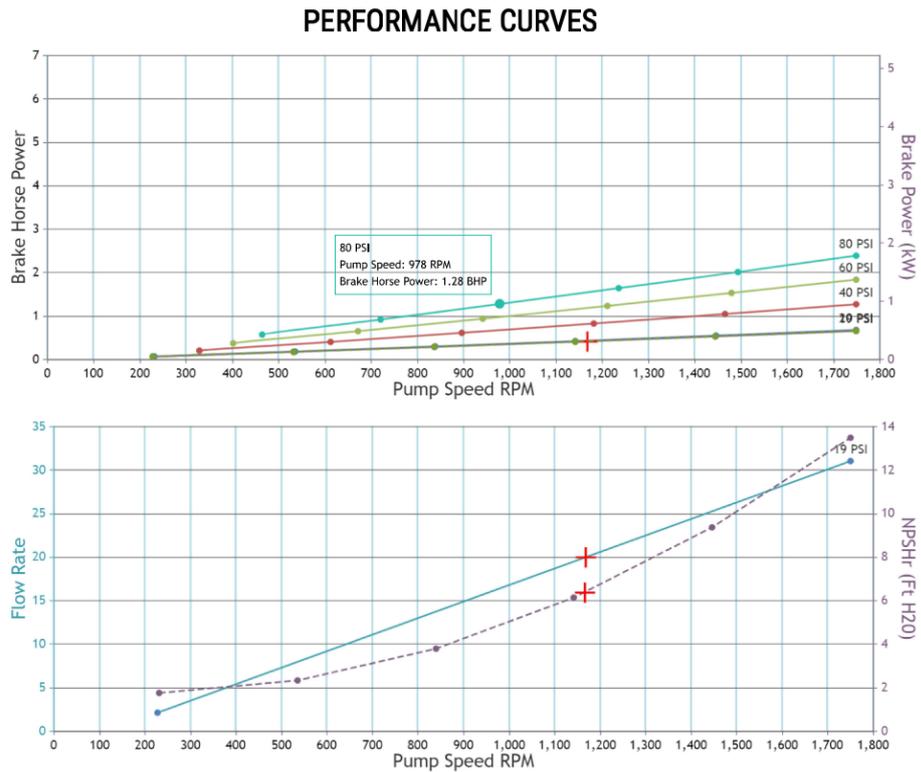


Figura 3.5 Curva de operación al emplear el sistema de centrifugado [22]

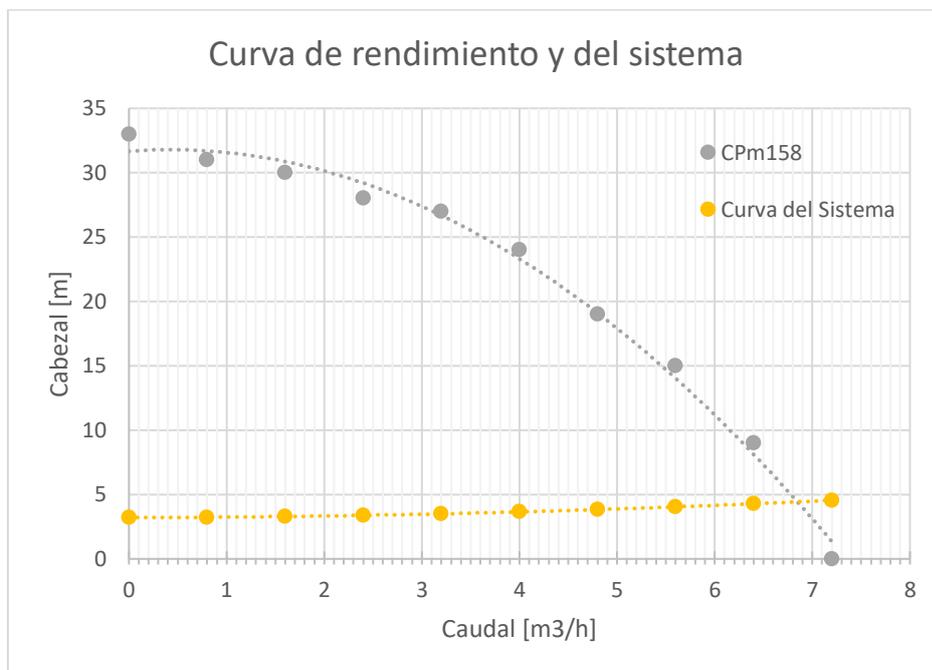


**Figura 3.6 Curva de operación al emplear sistema de back-up con el manifold [22]**

Las curvas obtenidas muestran que los parámetros de operación en cada configuración del sistema de filtrado, no presentan variaciones significativas entre sí. Sin embargo, para obtener el mismo caudal a diferentes presiones, es requerido ajustar las revoluciones de la bomba, para lo cual se podría implementar un variador de frecuencia.

**Tabla 3.6 Bomba de diésel filtrado**

Parámetro	Resultado
Marca y modelo de la bomba	Shimge CPm158
Potencia del motor	1 HP
Velocidad angular	3500RPM
Caudal máx	7.2 m <sup>3</sup> /h
Caudal de operación	6.8 m <sup>3</sup> /h
Cabezal de operación	5m



**Figura 3.7 Punto de operación de la bomba de diésel filtrado**

Se determinó el punto de operación de esta bomba, considerando las curvas de rendimiento del modelo preseleccionado. Las longitudes de tubería y sobre todo la cantidad de accesorios, representaron en conjunto el 21% del cabezal total. En este caso las pérdidas por fricción y accesorios, resultaron más significativas, sobre todo debido a los accesorios. Se debe considerar también que el cabezal correspondiente a la elevación del tanque, es poco prominente. Los aspectos mencionados tienen un impacto sobre la curva de del sistema, haciéndola casi plana, como se visualiza en la figura.

**Tabla 3.7 Bomba de limpieza de la centrifugadora**

Parámetro	Resultado
Marca y modelo de la bomba	Pedrollo CPM620
Potencia del motor	1 HP
Velocidad angular	3450RPM
Presión diferencial	400 kPa
Caudal de operación	6 m³/h

Esta última bomba comercial se encarga de la limpieza de los lodos de la centrifugadora a elevada presión para obtener una óptima limpieza en las cavidades donde se acumulan las impurezas del diésel.

### 3.6 Análisis de Costos y factibilidad técnica

Con los resultados de la muestra de diésel que emplea actualmente la empresa, se obtuvo que este no cumple los requisitos mínimos de la normativa NTE INEN 1489, dado que el porcentaje de agua y sedimentos exceden los límites admisibles.

Considerando la reducción de estos porcentajes de impurezas y agua, se espera la normalización de la frecuencia con la que se realizan mantenimientos correctivos del sistema de combustible de los motores, y con ello la reducción de los costos anuales de mantenimiento.

Los costos de mantenimiento actuales (reales), versus los estimados si se emplea diésel filtrado se presentan a continuación. La diferencia entre ambos valores, representa el ahorro que tendría la empresa anualmente.

Los costos actuales comprenden las reparaciones en el sistema de combustible, que tienen como causa principal la baja calidad del diésel. Los costos estimados consideran los cambios periódicos que se realizan en el sistema de combustible bajo condiciones normales, es decir cuando se emplea diésel con pocas impurezas. Los costos mensuales por equipo se detallan en el Apéndice A.

**Tabla 3.8 Ingreso estimado del proyecto**

Costos de Mantenimiento	Valor monetario
Actuales	\$60 255.16
Estimado empleando diésel filtrado	\$27 192.93
Ahorro anual estimado (Ingreso)	\$33 062.23
Porcentaje de ahorro estimado	54.87%

Adicionalmente, considerando que emplear combustible de baja calidad aumenta la frecuencia de mantenimientos mayores, a una frecuencia de dos años. Se estima que el incremento proyectado del costo de mantenimiento cada dos años es del 20%. Entonces, implementando el proyecto, el ahorro cada dos años incrementaría en un valor de:

$$\text{Incremento de ahorro} = 0.2 (\$60\,255.16) = \$12\,051.03$$

Entonces el ahorro cada dos años sería de:

$$\text{Ahorro dos años} = \$33\,062.23 + \$12\,051.03 = \$45\,113.2$$

Para determinar el valor de la inversión se consideraron los costos de los equipos así como de la mano de obra para su montaje, denominados costos preoperativos. Se estimaron los costos de mantenimiento de los sistemas planteados en el diseño, así como la mano de obra necesaria para la operación. Se consideró también la depreciación de los equipos, y se estimó un capital de trabajo.

Con los valores obtenidos se realizó el análisis de viabilidad en un plazo de 5 años, y se determinó el valor actual neto (VAN) y la tasa interna de retorno (TIR). Los cálculos detallados de los costos considerados se encuentran en el Apéndice A.

**Tabla 3.9 Análisis de rentabilidad del proyecto**

	<b>AÑO 0</b>	<b>AÑO 1</b>	<b>AÑO 2</b>	<b>AÑO 3</b>	<b>AÑO 4</b>	<b>AÑO 5</b>
<b>INGRESOS</b>		\$33 062.00	\$45 113.20	\$33 062.00	\$33 062.00	\$45 113.20
<b>COSTOS INDIRECTOS DE PRODUCCION</b>		(\$4 866.19)	(\$4 866.19)	(\$6 666.19)	(\$4 866.19)	(\$4 866.19)
<b>COSTOS DIRECTOS DE PRODUCCION</b>		(\$5 186.70)	(\$5 186.70)	(\$5 186.70)	(\$5 186.70)	(\$5 186.70)
<b>COSTO DEPRECIACION</b>		(\$4 104.72)	(\$4 104.72)	(\$4 104.72)	(\$4 104.72)	(\$4 104.72)
<b>UTILIDAD ANTES IMPUESTOS</b>		\$18 904.39	\$30 955.59	\$17 104.39	\$18 904.39	\$30 955.59
<b>IMPUESTOS (15%)</b>		(\$2 835.66)	(\$4 643.34)	(\$2 565.66)	(\$2 835.66)	(\$4 643.34)
<b>UTILIDAD DESPUES IMPUESTOS</b>		\$16 068.73	\$26 312.25	\$14 538.73	\$16 068.73	\$26 312.25
<b>COSTO DE MÁQUINAS Y EQUIPOS</b>	(\$41 047.22)					
<b>COSTOS PRE-OPERATIVOS</b>	(\$15 478.67)					
<b>CAPITAL DE TRABAJO</b>	(\$5 652.59)	(\$1 413.15)	(\$1 413.15)	(\$1 413.15)	(\$1 413.15)	\$11 305.18
<b>RESTITUCION DE DEPRECIACION</b>		\$4 104.72	\$4 104.72	\$4 104.72	\$4 104.72	\$4 104.72
<b>FLUJO NETO DE EFECTIVO</b>	(\$62 178.48)	\$18 760.31	\$29 003.83	\$17 230.31	\$18 760.31	\$41 722.15
<b>INVERSIÓN INICIAL</b>	(\$56 525.89)					
<b>VALOR ACTUAL NETO</b>	\$24 517.24					
<b>TASA INTERNA DE RETORNO</b>	26%					

El año 0 engloba el costo de la compra de las máquinas y equipos, además de los costos de preoperativos, entendidos como la mano de obra para montar todos los sistemas.

Se considera que los equipos adquiridos se deprecian de forma lineal a una tasa anual del 10% del costo inicial. Los impuestos del 15% se calculan sobre la utilidad bruta, calculada como la diferencia entre ingresos y costos.

En los costos indirectos, se encuentran los costos de mantenimiento, electricidad y agua potable consumidos por los equipos. Los costos directos de producción consideran la mano de obra que va a operar el sistema de filtrado.

La inversión inicial toma en cuenta todos los costos relacionados a la implementación del proyecto, que engloban equipos y mano de obra para fabricación y montaje.

El capital de trabajo se estima como el 8% de la inversión inicial, y permite en el año 0, solucionar los problemas relacionados al inicio de operación del proyecto. Sin embargo, se espera recuperar este monto al llegar el quinto año.

Con el Valor Actual Neto (VAN), calculado con los flujos de caja de cada año, se tiene que el proyecto definitivamente aporta valor y es viable económicamente, con una tasa interna de retorno del 26%. Bajo este análisis se tiene que la inversión inicial se podría recuperar al tercer año de operación.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

Comprar diésel de mala calidad con alto porcentaje de impurezas, considerando sólo el beneficio debido a su bajo costo, genera graves consecuencias en los componentes más importantes de un motor de combustión interna, aumentando los costos de mantenimiento preventivo y correctivo. Implementar un sistema que consiga la limpieza efectiva del combustible librándolo de impurezas, permite alcanzar un ahorro anual estimado del 54%.

Implementar sistemas eficientes para realizar cada proceso considerando alternativas de respaldo en caso de fallo en alguno de los componentes, permite garantizar la continuidad y confiabilidad del proceso. El sistema principal de filtrado es la centrifugadora, pero en caso de fallar, es posible emplear un manifold con cartuchos de membranas filtrantes hasta restablecer el equipo principal. En el caso de las bombas, se emplea el mismo principio, con la diferencia que en esos casos el equipo de back-up es igual al principal.

Un sistema híbrido de filtrado es una solución óptima, ya que conserva la eficiencia de filtrado, tiene un costo de mantenimiento moderado, y la disponibilidad del proceso está garantizado gracias al back-up.

La eficiencia de filtrado que se logra a través de la centrifugadora o el back-up de filtros de membrana es superior a la eficiencia que tienen los filtros de combustible de los motores diésel que emplea la empresa. La centrifugadora permite la separación de partículas sólidas y líquidas de hasta 2  $\mu\text{m}$ , mientras que el sistema de back-up permite filtrar hasta 4  $\mu\text{m}$ , en comparación a las 10  $\mu\text{m}$  requeridas inicialmente, basadas en las especificaciones actuales de los filtros de motor.

Realizando la simulación del tanque en ANSYS, se concluye que cuando se somete el tanque a la presión de explosión sugerida por la norma, el diseño resiste los esfuerzos ya que no se alcanza la fluencia en ningún punto. Del mismo modo, sus soportes son capaces de resistir tanto la explosión, como el peso combinado del tanque y diésel almacenado.

El proyecto es considerablemente viable desde el punto de vista económico. El ahorro obtenido anualmente gracias a la reducción de costos de mantenimiento en los equipos que usa la empresa tiene mayor peso que los costos relacionados a la inversión y operación de este proyecto. El valor actual neto obtenido, al ser positivo y elevado, indica que el proyecto aporta gran valor, mientras que la tasa interna de retorno del 26% indica que la inversión se ha de recuperar con el paso del tiempo. Se concluye que una vez implementado el proyecto, la inversión se puede recuperar al tercer año.

El proyecto es viable técnicamente ya que puede reducir los daños potenciales en el sistema de combustible de los motores, evitando que sean afectados por la presencia de impurezas que contiene el diésel actual, pasando al uso de un diésel filtrado con menor porcentaje de impurezas, de mejor calidad que permite un gran ahorro en los costos de mantenimiento.

Emplear diésel filtrado reduce el consumo de combustible en los equipos, ya que al eliminar el agua e impurezas se obtiene una combustión más eficiente, aprovechando mejor la energía del combustible y reduciendo el desperdicio. En consecuencia, al reducir el consumo de diésel, se está generando ahorro de forma indirecta.

La propuesta para este sistema de filtrado de diésel tiene la característica de ser modular, es decir que se pueden reemplazar o mejorar sus partes o subsistemas de forma sencilla. Al emplearse tuberías y accesorios embridados, se tiene mayor flexibilidad para realizar mejores, además de que se facilita el montaje y las actividades de mantenimiento.

## 4.2 Recomendaciones

Se recomienda la implementación de un sistema de control más avanzado que permita incorporar mediciones de otros parámetros del proceso como caudal y presión en puntos de interés. Así mismo es posible implementar electroválvulas, que incrementen el grado de automatización del proceso.

Implementar una metodología para la limpieza periódica de los tanques de almacenamiento, incluyendo tratamientos químicos, permitirá reducir la contaminación del diésel con impurezas acumuladas en el tanque.

Es altamente recomendable, establecer un plan de mantenimiento bien estructurado, que considere los cambios periódicos de piezas de desgaste, así como la inspección efectiva continua de los equipos para aumentar la confiabilidad del sistema.

Se sugiere realizar pruebas para el análisis de las propiedades químicas del diésel, verificando que se cumplan los estándares estipulados en la norma, para poder establecer puntos de mejora desde este enfoque.

Para poder realizar análisis periódicos de los porcentajes de impureza del diésel obtenido del proceso, se debe instalar una válvula de extracción de muestras en el tanque intermedio, esto permitirá garantizar la calidad del proceso y el funcionamiento adecuado de los sistemas que lo conforman.

Se recomienda la implementación de un sistema contra incendios avanzado, para prevención de accidentes relacionados a las características del diésel de ser inflamable y volátil.

# BIBLIOGRAFÍA

- [1] Chevron Corporation, Diesel Fuels Technical Review, San Ramon: Chevron Products Company Global Marketing, 2007.
- [2] B. E. Love, K. A. Hatchett y A. E. Peat, «Fuel Related Problems in Engine Fuel Systems, SAE Technical Paper 660714,» *SAE 1966 Transactions*, vol. 75, pp. 441-463, 1966.
- [3] A. Birgel y et. al, «Deposit Formation in the Holes of Diesel Injector Nozzles: A Critical Review,» *SAE International*, pp. 5-9, 2008.
- [4] ASTM International, Standard Specification for Diesel Fuel Oils, West Conshohocken: ASTM International, 2004, pp. 4-5.
- [5] Instituto Ecuatoriano de Normalización, NTE INEN 1489:2012 PRODUCTOS DERIVADOS DEL PETRÓLEO. DIÉSEL. REQUISITOS, Primera edición ed., Quito: INEN, 2012.
- [6] C. J. King, Separation Processes, Second ed., New York: McGraw -Hill, 1980.
- [7] C. Geankoplis, Procesos de transporte y operaciones unitarias, Tercera ed., México: Continental, 1998.
- [8] Alfa Laval Iberia, «Limpieza de combustible,» Alfa Laval Iberia S.A, 14 10 2015. [En línea]. Available: <https://www.alfalaval.es/industrias/marina-y-transporte/motor-y-transporte/limpieza-de-combustible/>. [Último acceso: 11 06 2022].
- [9] C. Ambler, «The fundamentals of separation,» *Industrial & Engineering Chemistry* , vol. 53, nº 6, pp. 430-433, 1961.
- [10] BOSCH, «Sistemas de Inyección Diesel,» *ZEXEL Bosch Group*, vol. 1, p. 10, 2016.
- [11] AENOR, Tanques de Acero fabricados en taller Parte 2, Madrid: Asociación Española de Normalización y Certificación, 2005.
- [12] Y. Cengel y J. Cimbala, Mecánica de fluidos, fundamentos y aplicaciones, C. de Mexico: McGraw-Hill, 2018.
- [13] W. Janna, Design of Fluid Thermal System, 4th ed., Stamford: Cengage Learning, 2015.

- [14] N. G. R. F. M. P. P. S. Joao Gomes, «Failure analysis of crankshafts used in maritime V12 diesel engines,» *Engineering Failure Analysis*, pp. 1-4, 2018.
- [15] T. W. Z. Z. W. Z. Z. Jinhong Shi, «Cycle-to-Cycle Variation of a Diesel Engine Fueled with Fischer–Tropsch Fuel Synthesized from Coal,» *MDPI*, pp. 1-10, 2019.
- [16] R. Norton, *Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado*, Naulcapán de Juárez: Pearson Educación de México, 2011.
- [17] E. Melo, Piloto, Ramón, L. Goyos, N. Ferrer y M. Errasti, «Investigacion experimental de la prestaciones de un motor mono-cilíndrico usando combustible diesel emulsionado,» *Ingeniería Energética*, vol. 34, nº 1, 2013.
- [18] Alfa Laval, «MOPX 205 TGT-24 separator manual,» Tumba, Sweden, 1996.
- [19] Donaldson, «Engine Liquid Filtration Product Guide,» United States , 2021.
- [20] Donaldson, «shop.donaldson.com,» 2022. [En línea]. Available: [https://shop.donaldson.com/store/cartridges/ProductDetails-DCI/?\\_DARGS=/store/cartridges/ProductDetails-DCI/ProductDetails-DCI.jsp.1#](https://shop.donaldson.com/store/cartridges/ProductDetails-DCI/?_DARGS=/store/cartridges/ProductDetails-DCI/ProductDetails-DCI.jsp.1#). [Último acceso: 20 08 2022].
- [21] Donaldson, «shop.donaldson.com,» 2022. [En línea]. Available: [https://shop.donaldson.com/store/cartridges/ProductDetails-DCI/?\\_DARGS=/store/cartridges/ProductDetails-DCI/ProductDetails-DCI.jsp.1#](https://shop.donaldson.com/store/cartridges/ProductDetails-DCI/?_DARGS=/store/cartridges/ProductDetails-DCI/ProductDetails-DCI.jsp.1#). [Último acceso: 20 08 2022].
- [22] Viking Pump, «vikingpump,» Viking Pump, 2022. [En línea]. Available: <https://www.vikingpumpcurve.com/>. [Último acceso: 20 08 2022].
- [23] DIPAC, «Tuberías sin costuras,» Manta, 2021.
- [24] SHIMGE, «shimgepump,» 2021. [En línea]. Available: <http://shimgepump.com.vn/data/upload/CPm.pdf>. [Último acceso: 20 07 2022].
- [25] AGENCIA DE REGULACIÓN Y CONTROL DE ENERGÍA Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES, «ANÁLISIS Y DETERMINACIÓN DEL PLIEGO TARIFARIO DEL SERVICIO PÚBLICO DE ENERGÍA ELÉCTRICA,» enero 2021. [En línea]. Available: <https://www.controlrecursosyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2021/06/05-Informe-DRETSE-2021-001.pdf>. [Último acceso: 08 2022].

# APÉNDICES

# APÉNDICE A

## ANÁLISIS DE LABORATORIO

	LABORATORIO DE ANÁLISIS QUÍMICO INSTRUMENTAL LAQUINS – ESPOL	CÓDIGO: LAQUINS-P0902-00	VERSIÓN: 0
		<b>RESULTADOS DE ANÁLISIS</b>	Hoja 1 de 1

Ref. Solicitud N°:					
Código de muestra: Diésel					
Matriz: Líquido					
Fecha de recepción de muestra: 05-08-2022					
Fecha de realización de ensayo: 10-08-2022					
Fecha de finalización de ensayo: 11-08-2022					
Analizado por: Tyrone Alcívar					
Fecha de entrega de reporte a Asistente Administrativo: 11-08-2022					
Temperatura ambiente promedio: 26°C					
Humedad relativa promedio: 65 %					
Parámetro	Unidad	Resultados	± s	Método de Análisis	Observaciones (LD)
Agua	(%)V	2.9	0.1	ASTM D1796	
Impurezas	(%)V	0.3	0.1	ASTM D1796	

\_\_\_\_\_  
Coordinador Técnico

\_\_\_\_\_  
Analista

Recibido por:

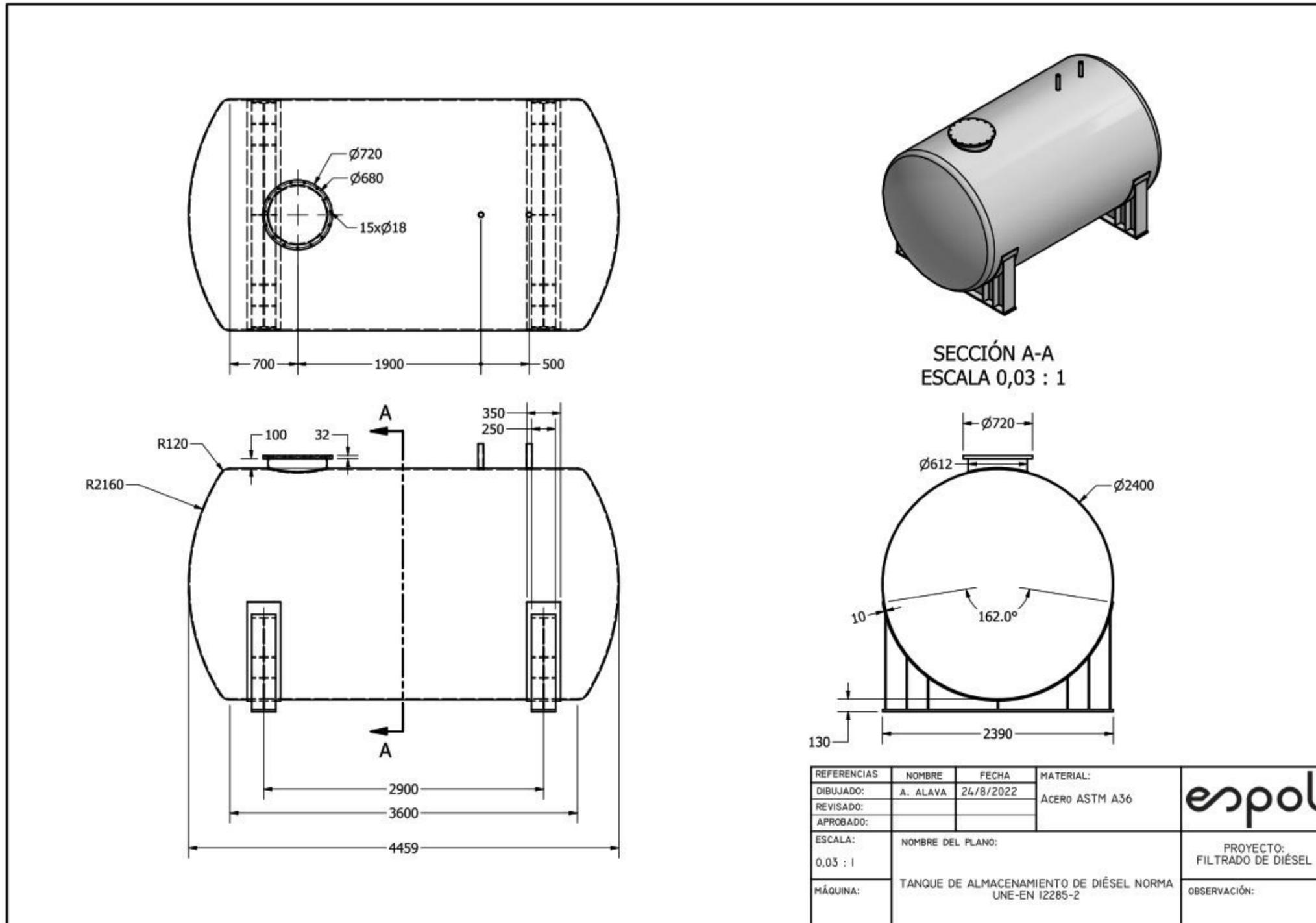
Fecha:

**Figura A-1 Resultados del análisis en laboratorio de la muestra de diésel**

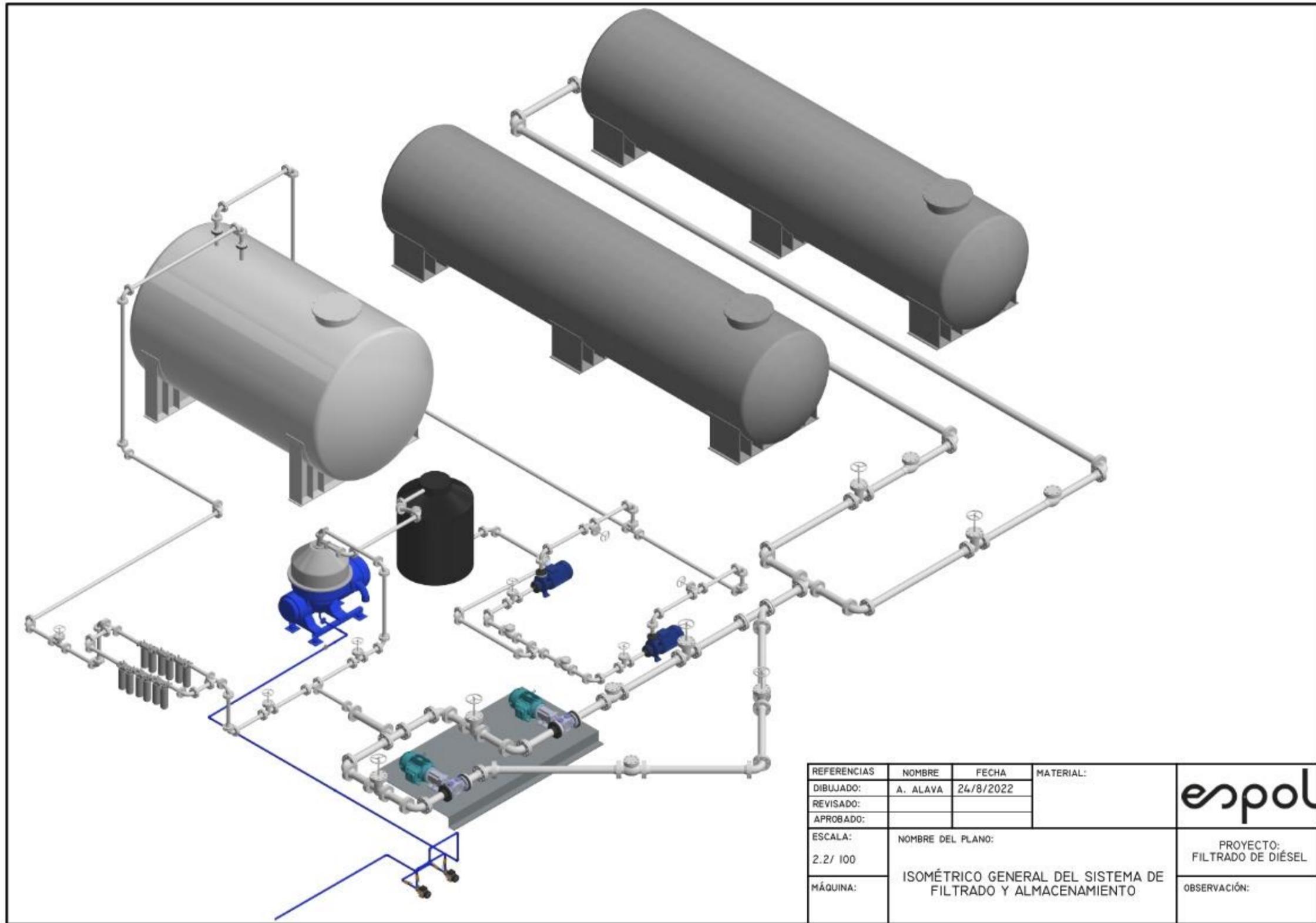


**Figura A-2 Resultados experimentales del proceso de análisis**

## APÉNDICE B PLANOS GENERALES



PLANO 1 Plano general de tanque diseñado bajo norma UNE-EN 12285-2



**espol**

PROYECTO:  
FILTRADO DE DIÉSEL

PLANO 2 Isométrico general del sistema de filtrado y almacenaje de diésel

## APÉNDICE C

# MEMORIA DE CÁLCULO DE DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

### Cálculos para la capacidad del tanque de almacenamiento

La capacidad requerida para el tanque se calcula según el consumo diario y el número de días de autonomía para el diésel filtrado.

$$V_{requerido (nominal)} = 2 \text{ días} \times 2150 \frac{\text{gal}}{\text{día}} = 4300 \text{ gal} = 16.3 \text{ m}^3$$

$$V_{nominal} = 4300 \text{ gal} = 16.3 \text{ m}^3$$

Por normativa se recomienda que la longitud total del tanque sea menor que seis veces el diámetro del mismo.

$$\frac{l_o}{d_1} < 6$$

Para un diámetro de tanque de 2400mm, se tiene que el Largo del cilindro ( $L_z$ ), De modo que:

$$\frac{\pi D^2}{4} \times l_z = V_{nominal}$$

$$l_z = \frac{4 \times 16.3 \text{ m}^3}{\pi \times 2.4^2 \text{ m}^2} = 3.6 \text{ m} = 3600 \text{ mm}$$

$$l_z = 3600 \text{ mm}$$

$$\frac{l_z}{d_1} = \frac{3600 \text{ mm}}{2400 \text{ mm}} = 1.5 < 6$$

### Dimensionamiento del espesor del tanque

Del círculo de Mohr, el esfuerzo cortante máximo es:

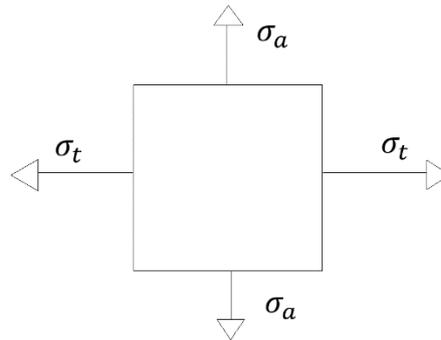
$$\tau_{m\acute{a}x} = 0.5\sigma_t = \frac{810 \text{ MPa} \cdot \text{mm}}{s_1}$$

Los esfuerzos sobre el cilindro, se calculan a partir de la presión de prueba:

$$\sigma_t = \frac{\left[ (13.5) \text{ bar} \times \frac{0.1 \text{ MPa}}{1 \text{ bar}} \right] [2400 \text{ mm}]}{2 \cdot s_1} = \frac{1620 \text{ MPa} \cdot \text{mm}}{s_1}$$

$$\sigma_a = \frac{\left[ (13.5) \text{ bar} \times \frac{0.1 \text{ MPa}}{1 \text{ bar}} \right] [2400 \text{ mm}]}{4 \cdot s_1} = \frac{810 \text{ MPa} \cdot \text{mm}}{s_1}$$

El estado de esfuerzo en las paredes delgadas del cilindro viene dado de la siguiente forma:



**Figura C-1 Estado de esfuerzo en la pared del cilindro**

Para el dimensionamiento, se considera un factor de seguridad de 1.5 a la presión de prueba.

$$N < \frac{0.5S_y}{0.5 \sigma_t}$$

$$1.5 \leq \frac{0.5 \times 250 \text{ MPa}}{\frac{810 \text{ MPa} \cdot \text{mm}}{s_1}}$$

$$s_1 \geq 1.5 \times \frac{810 \text{ MPa} \cdot \text{mm}}{0.5 \times 250 \text{ MPa}}$$

$$s_1 \geq 10 \text{ mm}$$

Se recalcula el factor de seguridad con el espesor hallado, pero cuando se somete a la presión de explosión.

$$\sigma_t = \frac{\left[ (10) \text{ bar} \times \frac{0.1 \text{ MPa}}{1 \text{ bar}} \right] [2400 \text{ mm}]}{2 * 10 \text{ mm}} = 120 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{250 \text{ MPa}}{120 \text{ MPa}} = 2$$

### Dimensionamiento de los soportes acunados y pozo de inspección

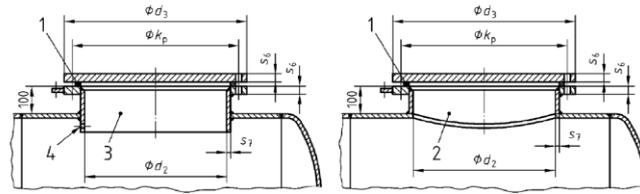
La norma UNE-EN 12285-2 establece las principales dimensiones para los soportes acunados del tanque, así como para el pozo de inspección y su tapa.

**Tabla C-1 Dimensiones principales de un pozo de inspección**

Diámetro interior $d_2$ mm	Espesor de la chapa del cuerpo del pozo de inspección $s_7$ mm	Diámetro de la tapa $d_3$ mm	Diámetro del círculo de taladros para los pernos $k_p$ mm	Diámetro del taladro para el perno mm	Espesor del reborde y espesor de la tapa $s_6$ mm		Tamaño de rosca	Número
					Clase A	Clases B y C		
600 <sup>a</sup>	6	720	680	18	12	16	M 16	32
800	7	920	880		12	20		44
1 000 <sup>b</sup>	7	1 120	1 080		–	20		48

<sup>a</sup> Si se requiere un pozo de inspección, y el comprador no proporciona las especificaciones del mismo, se debe utilizar este diámetro.

<sup>b</sup> En los tanques de la clase C, no se permiten diámetros interiores ( $d_2$ ) del pozo de inspección que excedan de 800 mm.



Leyenda  
 1 Junta  
 2 Tobera superpuesta  
 3 Tobera penetrante  
 4 Respiradero u otro dispositivo de alivio de presión

Figura C-2 Dimensiones ilustradas de un pozo de inspección [11]

Tabla C-2 Dimensiones principales de los soportes para cunas soldadas [11]

Diámetro de la virola interior del tanque en mm	Cunas estrechas		Cunas anchas	
	Anchura de la cuna, $b_1$ en mm	Ángulo $\alpha$ en grados	Anchura de la cuna, $b_1$ en mm	Ángulo $\alpha$ en grados
800 a 1 600	150	120	350	120
1 601 a 2 000	200	125	600	120
2 001 a 2 500	250	150	950	120
2 501 a 3 000	300	150	1 350	120

Tabla C-3 Especificación para los componentes de la cuna [11]

	Cunas estrechas	Cunas anchas
Ángulo de la chapa de refuerzo <sup>a</sup> ( $\beta$ )	$\alpha + 12^\circ$	132°
Anchura de la chapa de refuerzo <sup>a</sup> ( $b_2$ )	$b_1 + (10 \times s_1)$	$b_1 + 50$ mm
Espesor de la chapa de refuerzo	$s_1$	$s_1$
Longitud mínima de la placa de base de la cuna ( $k_1$ )	$0,75 \times d_1$	$0,75 \times d_1$
Situación del eje de la cuna respecto a la soldadura circumferencial de la virola/fondo abombado ( $e_1$ )	$(0,25 \times d_1) \begin{matrix} 0 \\ -25 \end{matrix}$ mm	$b_1/2 + 100$ mm
Altura mínima de la cuna ( $n_1$ )	100 mm	100 mm
Espesor mínimo de la placa de base, la placa del cuerpo, las placas de soporte y las placas laterales de la cuna	$s_1$	$s_1$

<sup>a</sup> Las esquinas de la chapa de refuerzo deben estar redondeadas con un radio mínimo de 25 mm.

Inicialmente se debe escoger el soporte más adecuado, sea estrecho o ancho. Los criterios presentados por la norma son:

- Los soportes estrechos son adecuados en superficies que tengan capacidad de soportar 1.9 N/mm<sup>2</sup>.
- Los soportes anchos son adecuados para superficies con capacidad de soporte de 0.15 N/mm<sup>2</sup>.

Para soportes estrechos se requiere mayor resistencia en la cimentación, dado que el área de compresión es más reducida. Considerando que el patio de la empresa donde se va a instalar el tanque tiene cimentación adecuada, se puede emplear soportes estrechos sin requerir mayor análisis.

# APÉNDICE D

## MEMORIA DE CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE LA CENTRIFUGADORA

Cálculos para la selección de una centrifugadora

Inicialmente la capacidad que debe proporcionar la centrifugadora debe permitir filtrar un tanque completo de diésel limpio en un día laboral de 8h.

$$Q_0 = \frac{18m^3 \cdot \frac{264 \text{ gal}}{1m^3}}{8h} = \frac{600 \text{ gal}}{h} = 10 \text{ gpm}$$

**Tabla D-1 Proceso comparativo de selección de centrifugadora**

<b>N discos</b>	50	<b>ρ impurezas (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1000	<b>Viscosidad cinemática (mm<sup>2</sup>/s)</b>	5.95
<b>theta °</b>	50	<b>ρ 64iesel (kg/m<sup>3</sup>)</b>	840		

	<b>r2 (m)</b>	<b>r1 (m)</b>	<b>ω (RPM)</b>	<b>2πiω<sup>2</sup> (n-1)</b>	<b>(r2<sup>3</sup>-r1<sup>3</sup>)</b>	<b>3gtan(θ)</b>
MOPX-205	0.139	0.05	7600	195011565.6	0.002560619	35.03755562
MOPX-310	0.33	0.166	5200	91293503	0.031362704	35.03755562

	<b>SIGMA</b>	<b>Q oper. (gpm)</b>	<b>ρ max</b>	<b>diam-máx (m)</b>
MOPX-205	14251.8595	20	2362 kg/m <sup>3</sup>	2.3E-06
MOPX-310	81718.3465	68	-	1.7E-06

Cálculo del factor de tamaño para la centrifugadora MOPX-205

$$\sum = \frac{2\pi\omega^2(N-1)}{3g \tan \theta} (r_2^3 - r_1^3)$$

$$\sum = \frac{2\pi \left( \frac{7600r}{\text{min}} \left( \frac{2\pi \text{ rad} \cdot 1\text{min}}{1\text{rev} \cdot 60s} \right) \right)^2 (50 - 1)}{3 \left( 9.8 \frac{m}{s^2} \right) \tan(50^\circ)} ((0.139 \text{ m})^3 - (0.05 \text{ m})^3) = 14251.86 \text{ m}^2$$

### Deducción del aporte de las densidades de las impurezas

La densidad promedio de impurezas de la muestra se puede definir como:

$$\bar{\rho} = \frac{m_i + m_a}{3.2\% V_T}$$

Luego:

$$m_i = V_i \rho_i \text{ y } m_a = V_a \rho_a$$

Entonces:

$$\bar{\rho} = \frac{(V_i \rho_i + V_a \rho_a)}{3.2\% V_T}$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{3.2\%} \left( \frac{V_i}{V_T} \rho_i + \frac{V_a}{V_T} \rho_a \right)$$

$$\bar{\rho} = \frac{0.3\%}{3.2\%} \rho_i + \frac{2.9\%}{3.2\%} \rho_a$$

$$\bar{\rho} = 0.91 \rho_a + 0.09 \rho_i$$

### Cálculo de la velocidad de sedimentación según la ley de Stokes y caudal de alimentación máximo

$$u_g = \frac{\left( \frac{1000 \frac{kg}{m^3}}{840 \frac{kg}{m^3}} - 1 \right) \cdot (10 \times 10^{-6} m)^2 (9.8 \frac{m}{s^2})}{18 \cdot 5.95 \times \frac{10^{-6} m^2}{s}} = 0.01743 m/s$$

$$Q_{\text{máx}} = 2 \left( 0.01743 \frac{m}{s} \right) (14251.85 \text{ m}^2) = 496.8 \frac{m^3}{s}$$

Cálculo del caudal de operación, y el diámetro de partícula que podría filtrar

$$Q = 0.9 \left( \frac{4900L}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times \frac{1m^3}{1000L} \right) = 0.00123 \frac{m^3}{s}$$

$$D_p = \sqrt{\frac{Q}{2g\Sigma} \left( \frac{18\nu}{\frac{\rho_p}{\rho_f} - 1} \right)}$$

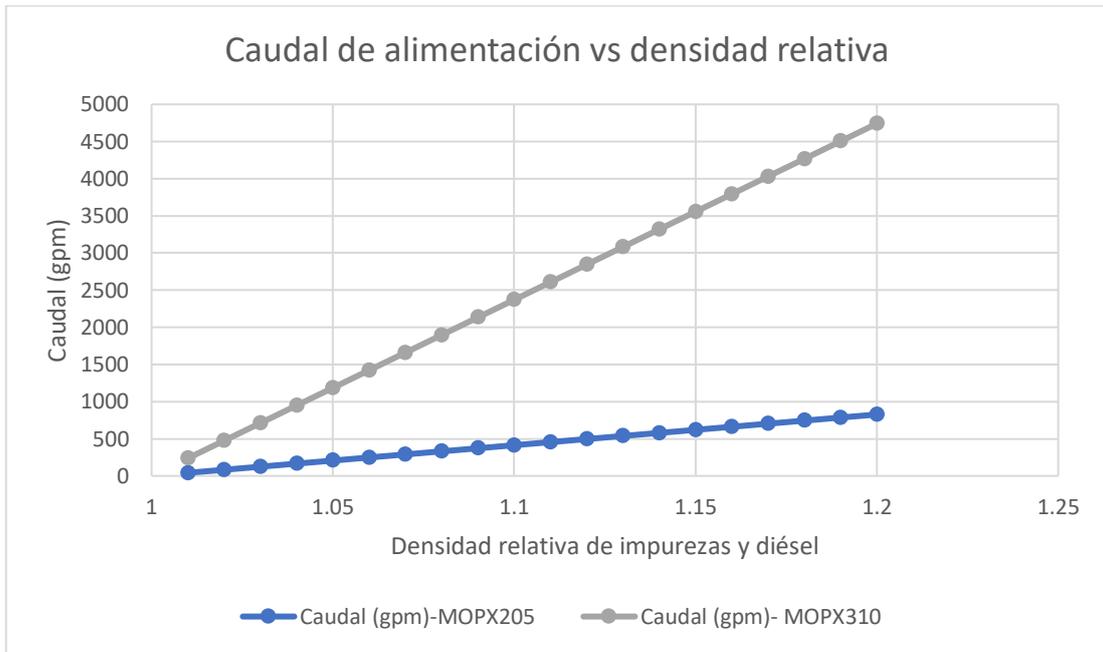
$$D_p = \sqrt{\frac{\left( 0.00123 \frac{m^3}{s} \right)}{2(14251.85 \text{ m}^2)(9.8 \frac{m}{s^2})} \left( \frac{18 \left( 5.95 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \right)}{\frac{1000 \text{ kg m}^{-3}}{850 \text{ kg m}^{-3}} - 1} \right)} = 2 \mu m$$

**Tabla D-2 Diámetro máximo y caudal vs. Densidades relativas modelo MOPX-205**

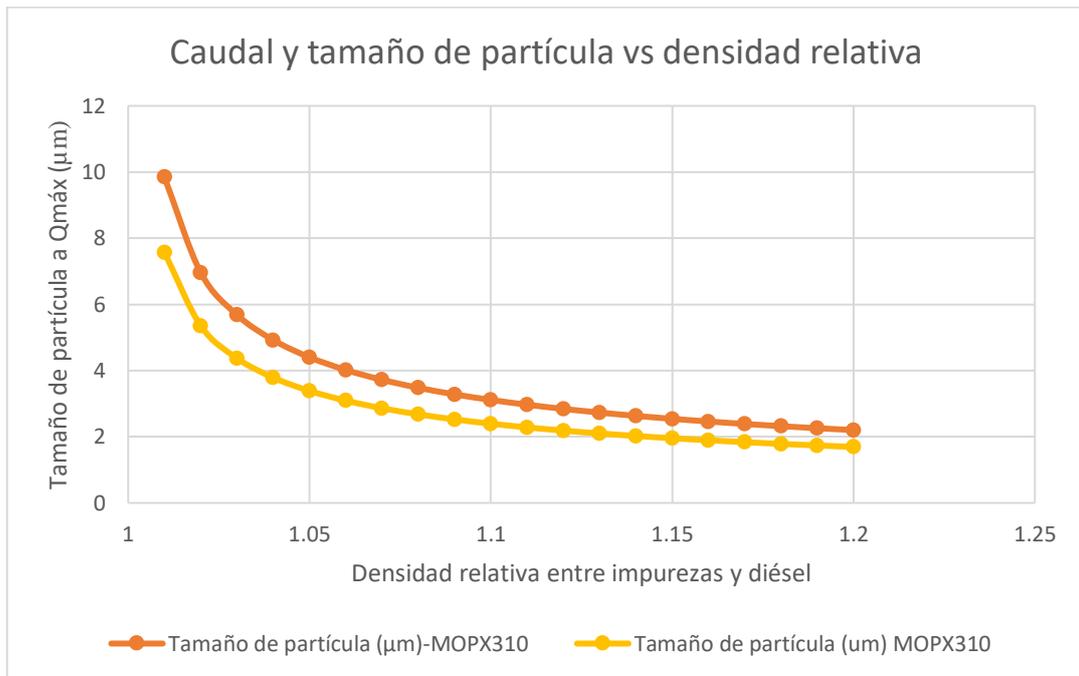
$\rho_p/\rho_f$	ug (m/s)	Sigma	Q (m <sup>3</sup> /s)	Q(GPM)	Dmax (m) a Qmax
1.01	9.15033E-08	14251.8595	0.002608183	41.3397075	9.84636E-06
1.02	1.83007E-07	14251.8595	0.005216367	82.679415	6.96243E-06
1.03	2.7451E-07	14251.8595	0.00782455	124.0191225	5.6848E-06
1.04	3.66013E-07	14251.8595	0.010432734	165.35883	4.92318E-06
1.05	4.57516E-07	14251.8595	0.013040917	206.6985375	4.40342E-06
1.06	5.4902E-07	14251.8595	0.015649101	248.038245	4.01976E-06
1.07	6.40523E-07	14251.8595	0.018257284	289.3779525	3.72157E-06
1.08	7.32026E-07	14251.8595	0.020865468	330.71766	3.48121E-06
1.09	8.23529E-07	14251.8595	0.023473651	372.0573675	3.28212E-06
1.1	9.15033E-07	14251.8595	0.026081834	413.397075	3.11369E-06
1.11	1.00654E-06	14251.8595	0.028690018	454.7367825	2.96879E-06
1.12	1.09804E-06	14251.8595	0.031298201	496.07649	2.8424E-06
1.13	1.18954E-06	14251.8595	0.033906385	537.4161975	2.73089E-06
1.14	1.28105E-06	14251.8595	0.036514568	578.755905	2.63155E-06
1.15	1.37255E-06	14251.8595	0.039122752	620.0956125	2.54232E-06
1.16	1.46405E-06	14251.8595	0.041730935	661.43532	2.46159E-06
1.17	1.55556E-06	14251.8595	0.044339118	702.7750275	2.38809E-06
1.18	1.64706E-06	14251.8595	0.046947302	744.114735	2.32081E-06
1.19	1.73856E-06	14251.8595	0.049555485	785.4544425	2.25891E-06
1.2	1.83007E-06	14251.8595	0.052163669	826.79415	2.20171E-06

**Tabla D-3 Diámetro máximo y caudal vs. Densidades relativas modelo MOPX-310**

$\rho_p/\rho_f$	ug (m/s)	Sigma	Q (m <sup>3</sup> /s)	Q(GPM)	Dmax (m) a Qmax
1.01	9.15033E-08	81718.34653	0.014954992	237.0366156	7.574635437
1.02	1.83007E-07	81718.34653	0.029909983	474.0732312	5.356076083
1.03	2.7451E-07	81718.34653	0.044864975	711.1098468	4.373217809
1.04	3.66013E-07	81718.34653	0.059819966	948.1464624	3.787317719
1.05	4.57516E-07	81718.34653	0.074774958	1185.183078	3.387479949
1.06	5.4902E-07	81718.34653	0.089729949	1422.219694	3.092331968
1.07	6.40523E-07	81718.34653	0.104684941	1659.256309	2.862943091
1.08	7.32026E-07	81718.34653	0.119639932	1896.292925	2.678038041
1.09	8.23529E-07	81718.34653	0.134594924	2133.32954	2.524878479
1.1	9.15033E-07	81718.34653	0.149549915	2370.366156	2.395310043
1.11	1.00654E-06	81718.34653	0.164504907	2607.402772	2.283838515
1.12	1.09804E-06	81718.34653	0.179459898	2844.439387	2.186608904
1.13	1.18954E-06	81718.34653	0.19441489	3081.476003	2.100825882
1.14	1.28105E-06	81718.34653	0.209369881	3318.512618	2.024406474
1.15	1.37255E-06	81718.34653	0.224324873	3555.549234	1.95576246
1.16	1.46405E-06	81718.34653	0.239279864	3792.58585	1.893658859
1.17	1.55556E-06	81718.34653	0.254234856	4029.622465	1.83711894
1.18	1.64706E-06	81718.34653	0.269189847	4266.659081	1.785358694
1.19	1.73856E-06	81718.34653	0.284144839	4503.695697	1.737740548
1.2	1.83007E-06	81718.34653	0.29909983	4740.732312	1.693739974



**Figura D-1 Caudal vs. Relación de densidad entre impurezas y diésel**



**Figura D-2 Tamaño de partícula vs. Relación de densidades**

## Dimensionamiento de la bomba de limpieza para la centrifugadora

El caudal máximo es:

$$Q_{m\acute{a}x} = V_{m\acute{a}x}A$$

$$Q_{m\acute{a}x} = \left(2.8 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{\pi(0.0254m)^2}{4}\right) = 0.001418 \frac{m^3}{s}$$

El término de altura manométrica y pérdidas se estiman como el 15% del diferencial de presión:

$$h_B = 1.15 \times \frac{P_2 - P_{atm}}{\rho g}$$

$$h_B = 1.15 \times \frac{400kPa}{1000 \frac{kg}{m^3} \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)} = 47m$$

Entonces la potencia hidráulica requerida es:

$$\dot{W}_h = \rho g Q h_B$$

$$\dot{W}_h = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) (47m) \left(0.001418 \frac{m^3}{s}\right) = 653.13 W$$

Considerando una eficiencia del 85%

$$BHP = \frac{653.13 W}{0.85} = 768.4W = 1 HP$$

### Dimensionamiento de la bomba de limpieza

La centrifugadora requiere de una línea de agua a alta presión para la limpieza de las impurezas retiradas del diésel. Este proceso ocurre en simultáneo con el centrifugado. La presión manométrica requerida en la entrada es de 400kPa.

La ecuación de Bernoulli entre un reservorio de agua ( $V_1=0$ ), abierto a la atmósfera, y la entrada de agua de la centrifugadora es:

$$\frac{P_{Atm}}{\rho g} + z_1 + \alpha \frac{V_1^2}{2g} + h_B = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + h_L$$

Se emplea tubería de 1" para esta operación. Según la Tabla 1.4, la velocidad máxima recomendada en líneas de agua es 2.8 m/s:

El caudal máximo es entonces:

$$Q_{m\acute{a}x} = V_{m\acute{a}x}A = 0.001418 \frac{m^3}{s}$$

El cabezal de la bomba es:

$$h_B = \frac{P_2 - P_{atm}}{\rho g} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + h_L$$

El término de altura manométrica y pérdidas se estiman como el 15% del diferencial de presión.

Se obtienen los valores de cada término:

$$\frac{P_2 - P_{atm}}{\rho g} = \frac{400 \times 10^3 Pa}{\left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{9.8m}{s^2}\right)} = 40.8m$$

$$(Z_2 - Z_1) + h_L = 0.15 \times \frac{P_2 - P_{atm}}{\rho g} = 0.15 \times \frac{400 \times 10^3 Pa}{\left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left(\frac{9.8m}{s^2}\right)} = 6.1m$$

$$\frac{\alpha V_2^2}{2g} = \frac{1.05 \left(\frac{2.8m}{s}\right)^2}{2 \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)} = 0.15m$$
$$h_B = 47m$$

Entonces la potencia hidráulica requerida es:

$$\dot{W}_h = \rho g Q h_B = \left(\frac{1000kg}{m^3}\right) \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) \left(0.001418 \frac{m^3}{s}\right) (47m) = 653.13 W$$

Considerando una eficiencia del 85%

$$BHP = \frac{\dot{W}_h}{\eta} = \frac{653.13W}{0.85} = 1 HP$$

# APÉNDICE E

## MEMORIA DE CÁLCULO PARA DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

### Dimensionamiento de tuberías y sistemas de bombeo

Para calcular el diámetro mínimo para transportar el fluido a la velocidad recomendada, se considera la ecuación de continuidad para de ella despejar el diámetro interior de la tubería.

El área de la sección circular de flujo es:

$$A = \frac{\pi D_{in}^2}{4}$$

Luego se cumple que:

$$\frac{Q}{\frac{\pi D_{in}^2}{4}} < V$$
$$D_{in} > \left(\frac{4Q}{\pi v}\right)^{1/2}$$

$$D_{in} > \sqrt{\frac{4 \left(0.00126 \frac{m^3}{s}\right)}{\pi \left(1.5 \frac{m}{s}\right)}}$$

$$D_{in} > 32.7mm$$

Las longitudes mínimas de tuberías para obtener flujo desarrollado se obtienen mediante la siguiente relación:

$$\frac{L_{h,turbulento}}{D} = 1.359Re^{\frac{1}{4}}$$

$$L_{h,turbulento} = 0.7 m$$

Dado que la longitud de tubería que se va a usar para el sistema es en general mayor que la longitud hidráulica de entrada, es posible despreciar los efectos de entrada. Las dimensiones y propiedades de la tubería de 2in de cédula 40 fabricada en acero comercial, se muestran a continuación:

**Tabla E-1 Tabla de datos de la tubería de 2in cédula 40 [23]**

Detalle	Valor
Cédula	40
Diámetro nominal (in)	2
Diámetro exterior (in)	2.37
Espesor (in)	0.15
Rugosidad promedio de la tubería (in)	0.00177

Para el cálculo del diámetro interior se considera el espesor de la tubería:

$$D_{in} = 2.37in - 2(0.15in) = 2.07in = 52.18 \text{ mm}$$

La velocidad promedio del conducto es:

$$V_{prom} = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D_{in}^2}$$

$$V_{prom} = \frac{4 \left( 0.00126 \frac{m^3}{s} \right)}{\pi (52.18 \times 10^{-3} m)^2} = 0.5892 \text{ m/s}$$

El régimen del fluido se determina con el número de Reynolds

$$Re = \frac{4 \left( 0.00123 \frac{m^3}{s} \right)}{\pi (52.18 \times 10^{-3} m) \left( 5.95 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \right)} = 8.6 \times 10^3$$

La longitud de entrada es:

$$L_{h,turbulento} = 1.359 (8.6 \times 10^3)^{\frac{1}{4}} (52.18 \times 10^{-3} m) = 0.7 \text{ m}$$

# APÉNDICE F

## MEMORIA DE CÁLCULO PARA SELECCIÓN DE BOMBAS DE DIESEL NO FILTRADO

Cálculo de bomba en el circuito de diésel no filtrado

**Tabla F-1 Cálculo de pérdidas por fricción en tubería**

<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	840				
<b>Q (gpm)</b>	20	Q (m <sup>3</sup> /s)	0.00126167		
<b><math>v</math> (mm<sup>2</sup>/s)</b>	5.95	un	5.9524E-06		
<b>Diámetro nominal de tubería (in)</b>	<b>Diámetro interior (in)</b>	<b>D (m)</b>	<b>Número de Reynolds</b>	<b>Rugosidad promedio (in)</b>	<b><math>\epsilon/D_i</math></b>
2	2.07	0.052578	5.13E+03	0.00177	0.00085507
	f-haaland	<b>L</b>	<b>Area (m<sup>2</sup>)</b>	<b>V (m/s)</b>	<b>hL (m)</b>
	0.0382	40	0.00217119	0.58109431	0.50

**Tabla F-2 Cálculo de pérdidas por accesorios**

<b>Tipo accesorio</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Coefficiente de pérdida (K)</b>	<b>Velocidad (m/s)</b>	<b>Pérdidas (m)</b>
Entrada	1	0.5	0.58109431	0.01
Válvula compuerta 2"	4	0.15	0.58109431	0.01
Codo 2" 45°	1	0.32	0.58109431	0.01
Codo 2" 90°	8	0.37	0.58109431	0.05
Junta Y 2" 45°	1	0.69	0.58109431	0.01
Junta Tee 2"	2	0.69	0.58109431	0.02
Válvula Check 2"	2	2.5	0.58109431	0.09
Salida	1	1	0.58109431	0.02
Total				0.21

### Cálculo del cabezal de la bomba y potencia hidráulica

$$h_B = \frac{P_{2-manos}}{\rho g} + (\Delta z) + \alpha \frac{V_2^2}{2g} + H_L$$
$$h_B = \frac{250 \times 10^3 \text{ Pa}}{850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + 1.40\text{m} + (1.05) \frac{\left(0.5892 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(\frac{9.8 \text{m}}{\text{s}^2}\right)} + 0.71\text{m}$$

$$h_B = 30.01\text{m} + 1.40\text{m} + 0.02\text{m} + 0.71\text{m} = 32.14\text{m}$$

El diferencial de presión de la bomba es:

$$\Delta P = \rho g h_B = \left(840 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (32.14\text{m}) = 264.6 \text{ KPa} \frac{14.7 \text{ psi}}{101.325 \text{ kPa}} = 38.4 \text{ psi}$$

$$\dot{W}_h = 840 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \left(0.00126 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \cdot (32.14\text{m}) = 333.4 \text{ W} = 0.5 \text{ HP}$$

Estimando una eficiencia hidráulica del 80%:

$$BHP = \frac{333.4 \text{ W}}{0.8} = 417 \text{ W} * \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}} = 0.6 \text{ HP}$$

### Cálculo del punto de operación del sistema de backup

La ecuación de Bernoulli resultante, ocurre entre dos reservorios abiertos a la atmósfera, con velocidades cercanas a cero en cada reservorio y con cabezal de pérdidas por fricción y accesorios. Estimando que las pérdidas por fricción y accesorios, en esta configuración son un 20% mayores, sin considerar la caída de presión en el manifold. La ecuación es:

$$h_B = \Delta z + h_L + h_{manifold}$$

$$\text{Con } h_L = 1.2(H_L) = 1.2(0.71\text{m}) = 0.85\text{m}$$

Estimando un  $\Delta z = 3.2\text{m}$

La bomba de engranajes depende de la velocidad de rotación, por ende, el caudal es el mismo que en el caso de la centrifugadora (20gpm)

El cabezal de pérdidas en el manifold se obtiene con la caída de presión:

A 20 gpm según la curva del manifold :

$$\Delta P = 1\text{Bar} = 100\text{kPa} = 12.14\text{m}$$

$$h_{\text{manifold}} = \frac{\Delta P_{\text{manifold}}}{\rho g} = 12.14\text{m}$$

Entonces:

$$h_b = 3.2\text{m} + 0.85\text{m} + 12.14\text{m} = 16.19\text{m}$$

Sumando, pérdidas y caída de presión en el manifold, la diferencia de presión entre la admisión y descarga de la bomba debe ser igual a:

$$\Delta P_b = \rho g H_B$$
$$\Delta P_b = \left(\frac{840\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (16.19\text{m}) = 19.33 \text{Psi}$$

Con estos datos, se obtiene el punto de operación de la bomba, mediante el generador de curvas de la marca de la bomba, ingresando como parámetros este nuevo diferencial de presión.

# APÉNDICE G

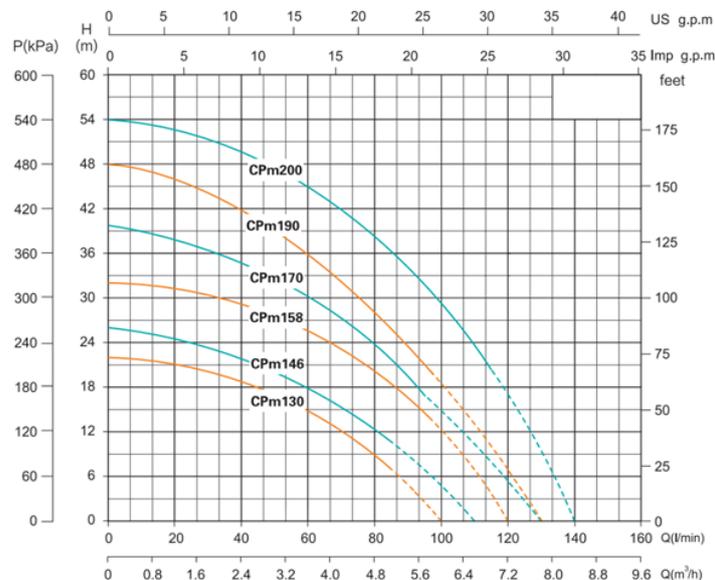
## MEMORIA DE CÁLCULO PARA SELECCIÓN DE BOMBAS DE DIESEL FILTRADO

### Cálculos de bombas para diésel filtrado

Habiéndose seleccionado preliminarmente una bomba **Shimge CPm158 DE 1HP**, se obtienen los puntos de cabezal y caudal de sus curvas de rendimiento

**Tabla G-1 Cabezal y caudal de modelos de bomba comercial [27]**

Q (m <sup>3</sup> /h)	H 130 (m)	HB 146 (m)	H 158 (m)	Hsis (m)
0	24	27	33	3.2
0.8	21	25	31	3.2256762
1.6	19	24	30	3.28648749
2.4	18	21	28	3.37899112
3.2	15	19	27	3.50181651
4	13	16	24	3.65414743
4.8	9	12	19	3.83542528
5.6	3	8	15	4.04523758
6.4	0	2.5	9	4.2832646
7.2	0	0	0	4.54924993



**Figura G-1 Curvas de rendimiento del sistema para bombas Shimge CPm [24]**

Para obtener el punto de operación, se calculan las pérdidas por fricción y accesorios.

**Tabla G-2 Accesorios del circuito de diésel filtrado**

Tipo accesorio	Cantidad	Coefficiente de pérdida (K)	Total K
Válvula compuerta totalmente abierta	4	0.15	0.6
Junta Tee 2"	2	0.69	1.38
Codo 2" 90°	11	0.97	10.67
Válvula Check	1	2.5	2.5
$\Sigma k$			15.15

**Tabla G-3 Datos de la tubería empleada en el circuito**

Detalle	Valor
Longitud total de tubería (m)	24
Cédula	40
Diámetro nominal (in)	2
Diámetro interior (in)	2.07
Espesor (in)	0.15
Rugosidad promedio de la tubería (in)	0.00177

El diámetro en metros, y el área es:

$$D_i = 2.07 \text{ in} = 0.05257 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} = 2.1711 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Expresando las pérdidas en términos del caudal:

$$H_L = \left( f \frac{L}{D} + \Sigma k \right) \frac{Q^2}{2gA^2}$$

El factor de fricción depende del número de Reynolds, que en términos del caudal es:

$$Re = \frac{4Q}{\pi D v} = \frac{4Q}{\pi (0.05257 \text{ m}) (5.95 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})}$$

Finalmente, el factor de fricción se calcula en dependencia de Reynolds:

$$f = \left\{ -1.8 \log \left( \left( \frac{\varepsilon}{3.7 D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right) \right\}^{-2}$$

$$f = \left\{ -1.8 \log \left( \left( \frac{0.00177 \text{ in}}{2.07 \text{ in}} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right) \right\}^{-2}$$

Reemplazando los datos, conocidos en la ecuación de pérdidas:

$$H_L = \left( f \frac{L}{D} + \Sigma k \right) \frac{Q^2}{2gA^2}$$

$$H_L = \left( f \frac{24m}{0.05257m} + 15.15 \right) \frac{Q^2}{2(9.8m/s^2) (2.1711 \times 10^{-3}m^2)^2}$$

Para corregir las unidades de caudal, de m<sup>3</sup>/s a m<sup>3</sup>/h se emplea el factor de conversión

$$H_L = (4.9414 \times 10^6 f + 1.6398 \times 10^5) \frac{m}{\left( \frac{m^3}{s} \right)^2 \times \frac{(3600s)^2}{1h^2}} \times Q^2$$

$$H_L = (0.3813f + 0.013)Q^2 [m]$$

La ecuación del sistema es:

$$h_{sis} = (z_2 - z_1) + H_L$$

$$h_{sis} = 3.2m + (0.3813f + 0.013)Q^2$$

Finalmente, se varían los valores de caudal para obtener los puntos de la curva del sistema.

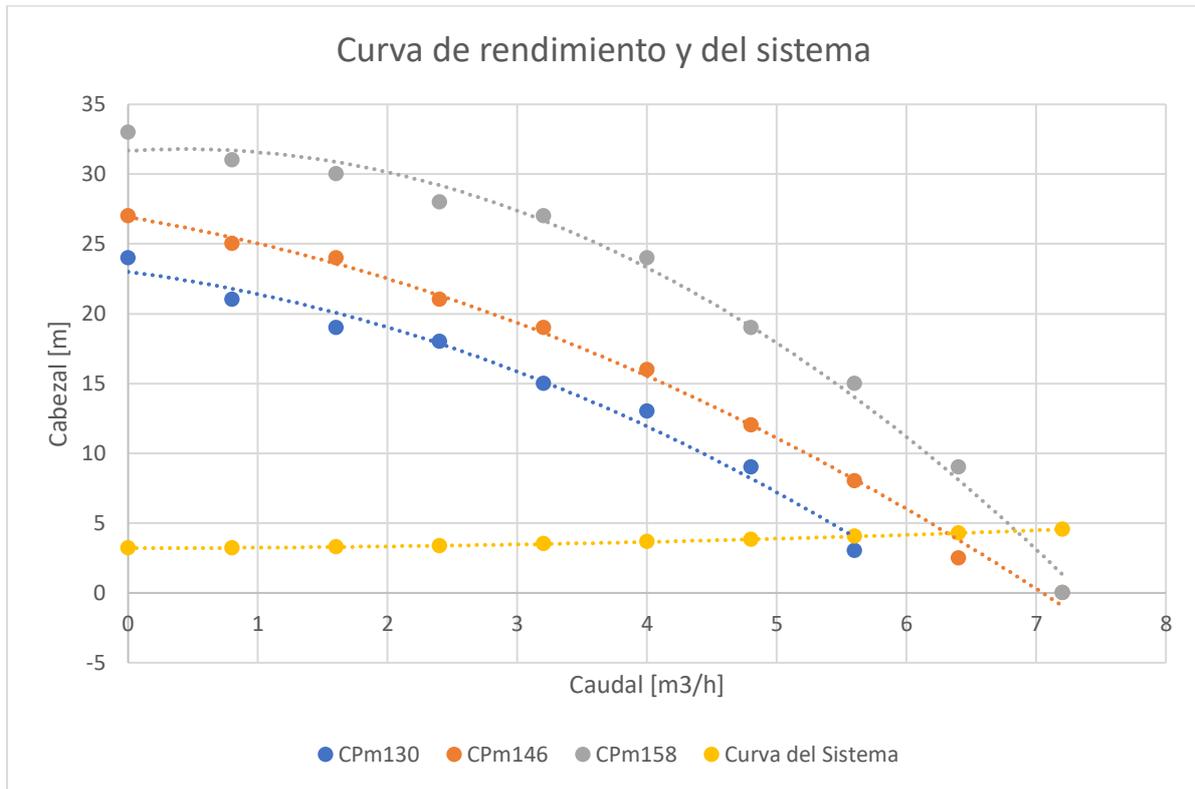
**Tabla G-4 Cabezal en función de caudal para el sistema planteado**

$\varepsilon$	0.00177	
$v$ (m <sup>2</sup> /s)	5.95E-06	
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	840	
Diam (in / m)	2.07	0.052578
Area (m <sup>2</sup> )		0.00217119

Q (m <sup>3</sup> /h)	Q(m <sup>3</sup> /s)	Re	f	H <sub>sis</sub> (m)
0	0	0.00E+00	0	3.20
0.8	0.00022222	9.04E+02	0.069	3.23
1.6	0.00044444	1.81E+03	0.053	3.29
2.4	0.00066667	2.71E+03	0.046	3.38
3.2	0.00088889	3.62E+03	0.042	3.50
4	0.00111111	4.52E+03	0.040	3.65
4.8	0.00133333	5.43E+03	0.038	3.84
5.6	0.00155556	6.33E+03	0.036	4.05
6.4	0.00177778	7.24E+03	0.035	4.28
7.2	0.002	8.14E+03	0.034	4.55

**Tabla G-5 Tabla para método gráfico de obtención del punto de operación**

Q (m <sup>3</sup> /h)	Q(m <sup>3</sup> /s)	Re	f	H <sub>sis</sub> (m)	H <sub>B</sub> (m) CPm158
0	0	0.00E+00	0	3.20	33
0.8	0.00022222	9.04E+02	0.069	3.23	31
1.6	0.00044444	1.81E+03	0.053	3.29	30
2.4	0.00066667	2.71E+03	0.046	3.38	28
3.2	0.00088889	3.62E+03	0.042	3.50	27
4	0.00111111	4.52E+03	0.040	3.65	24
4.8	0.00133333	5.43E+03	0.038	3.84	19
5.6	0.00155556	6.33E+03	0.036	4.05	15
6.4	0.00177778	7.24E+03	0.035	4.28	9
7.2	0.002	8.14E+03	0.034	4.55	0



**Figura G-2 Punto de operación del sistema con diferentes modelos de bomba**

La potencia hidráulica se calcula como:

$$\dot{W}_B = \rho g Q H$$

$$\dot{W}_B = 840 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{9.8 \text{ m}}{\text{s}^2} \cdot 6.8 \frac{\text{m}^3}{3600 \text{ s}} 5 \text{ m} = 78 \text{ W}$$

**APÉNDICE H**  
**ESTIMACIÓN DE COSTOS**

Estimación de ahorro de mantenimiento

**Tabla H-1 Costos reales mensuales por equipo año 2021**

Mes	POWERPACKS					FORKLIFT			Costo mensual
	1	2	3	4	5	SOL	KAL	ALE	
Enero	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Febrero	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Marzo	\$470.15	\$470.15	\$543.30	\$470.15	\$1 520.30	\$419.22	\$419.22	\$1 418.44	\$5 730.93
Abril	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Mayo	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$2 820.30	\$22.22	\$22.22	\$2 718.44	\$5 948.93
Junio	\$2 747.15	\$2 747.15	\$2 820.30	\$2 747.15	\$146.30	\$2 696.22	\$2 696.22	\$44.44	\$16 644.93
Julio	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Agosto	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Septiembre	\$470.15	\$470.15	\$543.30	\$470.15	\$1 520.30	\$419.22	\$419.22	\$1 418.44	\$5 730.93
Octubre	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$146.30	\$22.22	\$22.22	\$44.44	\$600.93
Noviembre	\$73.15	\$73.15	\$146.30	\$73.15	\$2 820.30	\$22.22	\$22.22	\$2 718.44	\$5 948.93
Diciembre	\$2 747.15	\$2 747.15	\$2 820.30	\$2 747.15	\$146.30	\$2 696.22	\$2 696.22	\$44.44	\$16 644.93
TOTAL ANUAL									\$60 255.16

**Tabla H-2 Costos estimados si se emplea diésel filtrado**

Mes	POWERPACKS					FORKLIFT			Costo mensual
	1	2	3	4	5	SOL	KAL	ALE	
Enero			\$63.58		\$63.58			\$22.22	\$149.38
Febrero	\$31.79	\$31.79	\$63.58	\$31.79	\$63.58	\$22.22	\$22.22	\$22.22	\$289.19
Marzo			\$63.58					\$22.22	\$85.80
Abril	\$31.79	\$31.79	\$63.58	\$31.79	\$63.58	\$22.22	\$22.22	\$22.22	\$289.19
Mayo	-	-	\$63.58	-	\$63.58	-	-	\$22.22	\$149.38
Junio	\$428.79	\$428.79	\$460.58	\$428.79	\$460.58	\$419.22	\$419.22	\$441.44	\$3 487.41
Julio	\$31.79	\$31.79	\$63.58	\$31.79	-	\$22.22	\$22.22	\$22.22	\$225.61
Agosto	-	-	\$63.58	-	\$63.58	-	-	\$22.22	\$149.38
Septiembre	\$31.79	\$31.79	\$63.58	\$31.79	\$63.58	\$22.22	\$22.22	\$22.22	\$289.19
Octubre	-	-	\$63.58	-	-	-	-	\$22.22	\$85.80
Noviembre	\$31.79	\$31.79	\$63.58	\$31.79	\$63.58	\$22.22	\$22.22	\$22.22	\$289.19
Diciembre	\$2 705.79	\$2 705.79	\$2 737.58	\$2 705.79	\$2 737.58	\$2 696.22	\$2 696.22	\$2 718.44	\$21 703.41
TOTAL ANUAL ESTIMADO									\$27 192.93

### Costos de implementación del proyecto

Se especifican a continuación los costos de equipos y sistemas a adquirir.

El costo del tanque de almacenamiento de diésel filtrado se estima considerando el precio por kilogramo de acero y la mano de obra como el 50% del costo del material:

$$\text{Costo Tanque} = 1.2(m_T \times p_{kg})$$
$$\text{Costo Tanque} = 1.50 \left( 3643,770 \text{ kg} \times \frac{\$1,72}{\text{kg}} \right) = \$9\ 400.93$$

La centrifugadora de discos tiene un precio de \$4 500 EX Works India, se asume que el costo de importación es un 35% adicional, generando un costo total de \$6 075.

El costo del sistema de tuberías y accesorios se detalla a continuación:

**Tabla H-3 Costos de tuberías y accesorios**

<b>Detalle del costo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Subtotal</b>
Tubería cedula 40 2" (m)	140	\$0.72	\$100.8
Bridas	282	\$6.85	\$1 931.7
Válvula de compuerta totalmente abierta	14	\$150.18	\$2 102.52
Codo 2" 90°	44	\$1.57	\$69.08
Codo 2" 45°	1	\$0.97	\$0.97
Junta T 2"	10	\$2.84	\$28.4
Válvula Check	7	\$143.56	\$1 004.92
Subtotal			\$4 233.47
IVA 12%			\$508.02
Total			\$4 741.49

**Tabla H-4 Costos de equipos**

<b>Detalle del costo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo total</b>
Centrifugadora de discos	1	\$6 075.00	\$6 075.00
Bomba de engranajes para Diésel	2	\$5 121.93	\$10 243.86
Bomba centrífuga para diésel	2	\$224.00	\$448.00
Bomba centrífuga de Agua	2	\$271.29	\$542.58
Tanque intermedio	1	\$150.00	\$150.00
Tanque de almacenamiento de diésel filtrado	1	\$9 400.93	\$9 400.93
Colector del sistema de back-up	1	\$3 360.00	\$3 360.00
Sistemas de tuberías y accesorios	1	\$4 085.36	\$4 085.36
Sistema de control e instalación	1	\$2 000.00	\$2 000.00
Total			\$36 305.73

Costos preoperativos de mano de obra

Para determinar el costo salarial de mano de obra, se considera como apropiado el contrato de un mes, a un contratista local para el montaje e instalación de la obra. El costo de mano de obra incluye los costos por concepto de equipo de protección personal (EPP) y exámenes médicos escalados al mes.

**Tabla H-5 Estimación de costos de mano de obra**

<b>Personal</b>	<b>Cantidad</b>	<b>\$/mes</b>	<b>EPP</b>	<b>Exa. Méd.</b>	<b>Total</b>
Mecánico	1	\$896.81	\$185.60	\$103.00	\$1 185.41
Ayudante	1	\$803.72	\$187.50	\$103.00	\$1 094.22
Soldador	1	\$923.40	\$217.56	\$103.00	\$1 243.96
Supervisor	1	\$1 096.28	\$113.90	\$103.00	\$1 313.18
Maestro de obra	1	\$425.00	\$113.90	\$103.00	\$641.90
Ingenieros de diseño	5	\$10 000	-	-	\$10 000
Total					\$15 478.67

Se consideran también los costos cobrados por el proveedor para el uso de sus equipos y herramientas, escalados a nivel mensual.

**Tabla H-6 Estimación de costos de máquinas y herramientas de la mano de obra**

<b>Máquinas</b>	<b>Precio Mensual</b>
Máquina de soldar 440 V	\$264.00
Caja de herramientas	\$66.00
Tecla	\$66.00
Equipo de oxicorte	\$44.00
Pulidora grande	\$44.00
Pulidora pequeña	\$33.00
Retráctil 3m	\$22.00
Extensiones 220/440 V	\$16.50
Extintores	\$11.00
<b>TOTAL MENSUAL</b>	<b>\$566.50</b>

Finalmente se estiman los materiales requeridos para la ejecución de la obra, como el 10% de la mano de obra.

$$\text{Costo de materiales} = 0.1(\$5\,478.67) = \$547.87$$

El costo preoperativo es la suma de todos estos montos.

$$\text{Costos preoperativos} = \$5\,478.67 + \$547.87 + \$566.50 = \$16\,593.04$$

Costos de mantenimiento de centrifugadora y otros sistemas

Los costos de mantenimiento de la centrifugadora comprenden principalmente las piezas de repuesto consumibles necesarias para su mantenimiento. Esta máquina se puede establecer como crítica dentro del proceso, con lo cual su mantenimiento es clave.

**Tabla H-7 Detalle del mantenimiento de la centrifugadora**

No	Descripción	Frecuencia	Costo aproximado
MT1	Kit de servicio intermedio	3 meses o 2000 horas	\$ 225
MT2	Kit de servicio mayor	1 año o 8000 horas	\$ 1400
MT3	Kit de servicio 3S	3 años	\$ 1800
MT4	Cambio de aceite	1 año o 1500 horas	\$ 67

El costo anual se calcula considerando la frecuencia de los mantenimientos. Los costos anuales se pueden estimar constantes, excepto cada 3 años, donde se tiene mantenimiento adicional. Se espera que la centrifugadora solo trabaje 3.5 horas al día, tiempo que lo toma llenar el reservorio de 4000 galones.

$$\begin{aligned} \text{Costo Anual} &= 4 \text{ MT1} + \text{MT2} + 2\text{MT4} = 4(\$ 225) + \$ 1400 + 2(\$ 67) = \$2434 \\ \text{Costo Trianual} &= \text{Costo Anual} + \text{MT3} = \$2434 + \$1800 = \$4234 \end{aligned}$$

Los costos de mantenimiento fuera de la centrifugadora, esto es, bombas, tuberías, tanque, sistema eléctrico y de control, se estiman como el 30% del costo trianual de la centrifugadora. El costo anual y trianual total es:

$$\begin{aligned} \text{Costo Anual} &= \$3704.2 \\ \text{Costo Trianual} &= \$5504.2 \end{aligned}$$

#### Costos de consumo eléctrico del sistema

El consumo eléctrico se obtiene analizando la potencia nominalmente consumida por los equipos eléctricos. Se toma como referencia el costo para industrias por kW-h de \$0,0858/kW-h [25].

**Tabla H-8 Consumo eléctrico anual por equipo**

Detalle y potencia del equipo	Potencia nominal (kW)	Consumo eléctrico anual (kW-h)	Costo anual de electricidad
BOMBA DE AGUA 1 hp	0.746	1089.16	\$93.45
BOMBA CENTRÍFUGA DIESEL 1 hp	0.746	1089.16	\$93.44
BOMBA DE ENGRANAJES	2.238	3267.48	\$280.35
CENTRIFUGADORA 5,5HP	4	5840	\$501.07
TOTAL DE CONSUMO			\$968.32

#### Costos directos de producción

Este costo corresponde a la mano de obra requerida para operar y controlar el sistema de filtrado y almacenamiento. Se calcula en función del salario básico + beneficios de ley (IESS).

$$\text{Salario con beneficio} = \frac{(100 - 9.45)\%}{100\%} \times \$425 + \frac{11.15\%}{100\%} \times \$425 = \$432.23$$

A la escala anual sería:

$$\text{Costo anual salario} = 12 \times \$432.23 = \$5186.7$$

**APÉNDICE I**  
**AUTORIZACIÓN DE LA EMPRESA**



Guayaquil, 28 de julio de 2022

Autoridades de la FIMCP  
FACULTAD DE INGENIERÍA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN  
ESPOL

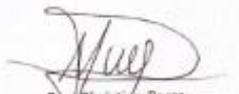
De nuestras consideraciones,

Los señores estudiantes KEVIN ANDRÉS ELIZALDE SAAVEDRA (CI: 0705017143) y JORGE ANTHONY ALAVA SORNOZA (CI: 1313090589), han planteado su problemática de proyecto integrador con un enfoque al diseño de una potencial solución para la problemática planteada por la empresa; esto es, la obtención de diésel más limpio para emplearlo en las maquinarias.

Por solicitud de los estudiantes antes mencionados, se les concede la autorización para hacer uso del nombre de la empresa, para fines específicamente académicos y de investigación, durante el desarrollo y hasta la culminación de su proyecto integrador.

Sin más que añadir quedo a su disposición para toda consulta relacionada a lo anteriormente expuesto.

Atentamente,

  
Eddy Christian Parra  
Representante Legal  
LOGISTICS EC ECLOGSA S.A.

LOGISTICS EC ECLOGSA S.A.  
RUC.: 0993198676001



Figura I-1 Autorización de ECLOG para uso del nombre de la empresa

## **APÉNDICE J**

### **MEDIDAS PARA CONTROL DE INCENDIOS Y DERRAMES**

#### Protección del tanque para prevención de fugas y deterioro

Para la prevención de fugas y explosiones es necesario proteger el tanque de almacenamiento de los agentes corrosivos que debilitan su estructura. Es necesario un tratamiento anticorrosivo en los tanques de almacenamiento ya que esta es la causa principal de su deterioro acelerado, provocando a largo plazo accidentes de gran magnitud [26]. La protección en el interior del tanque es primordial, por lo cual se establece el uso de un revestimiento a en las paredes internas del tanque.

La norma Petrobras N-1201 especifica que, para tanques de almacenamiento de diésel, el tipo de pintura recomendada es la de recubrimiento tipo 1, que es una imprimación previa a la capa de pintura de fosfato epoxi-zinc de 100  $\mu\text{m}$ , para finalmente establecer un doble recubrimiento protector de pintura epoxi no solvente con un espesor mínimo de 150  $\mu\text{m}$  por capa. [27]

#### Prevención de incendios

La normativa NFPA 30 especifica el control de las fuentes de ignición de vapores inflamables, como medida principal para la prevención de incendios.

El diésel No. 2 puede ser categorizado según la NFPA 30 dentro de la clase II considerando su punto de ignición. [26]

**Tabla J-1 Clasificación típica de combustibles líquidos [26]**

*TABLE B.1 Typical Flammable and Combustible Liquids Found at Motor Fuel Dispensing Facilities*

<i>Liquid</i>	<i>Flash Point (°F)</i>	<i>NFPA 30 Class</i>	<i>Boiling Point (°F)</i>	<i>Min. Ignition Temp. in Air (°F)</i>
Antifreeze	230	IIIB	300	—
Brake fluid	300	IIIB	540	—
Chassis grease	400	IIIB	>800	>800
Crankcase drainings	—	IIIB	—	—
Diesel fuel #1	100	II	—	—
Diesel fuel #2	125	II	—	—
Diesel fuel #4	130	II	—	—
Gasoline	-40 to -50	IB	100 to 400	~825
Gear lubricant	395	IIIB	>800	>800
Kerosene (fuel oil #1)	100	II	304 to 574	440
Lithium-moly grease	380	IIIB	>800	>900
Lubricating oils	300 to 450	IIIB	—	—
Power steering fluid	350	IIIB	>550	—

La evaluación y control de riesgos debe realizarse previo a la implementación del sistema de filtrado y almacenamiento, y cada vez que se realice un cambio sobre los equipos o procesos inicialmente planteados. Una parte importante en la prevención de incendios es el control sobre las fuentes de ignición, entre las más comunes están:

- Flamas
- Rayos
- Superficies calientes
- Calor radiante
- Fumar
- Corte y soldadura
- Ignición espontánea (En diésel al elevar la presión)
- Chispas debido a cargas electrostáticas.
- Chispas debido a fricción.

### Control de derrames

Para el control de derrames del combustible se tienen varias metodologías que permiten evitar la contaminación de regiones externas a la zona de almacenaje. Una de las más importantes es la inclusión de un dique para controlar fugas en el tanque de almacenamiento.

El dimensionamiento del dique se realiza del siguiente modo:

$$a = d_1 + 1.6m = 2.4m + 1.6 = 4.0 m$$

$$b = l_0 + 1.6mm = 4.46m + 1.6m = 6.06 m$$

La altura del dique se dimensiona como:

$$h = \frac{V_{m\acute{a}x} + V_{soportes}}{a \cdot b}$$

$$V_{soportes} = (2.6m)(0.35m)h = 0.91h$$

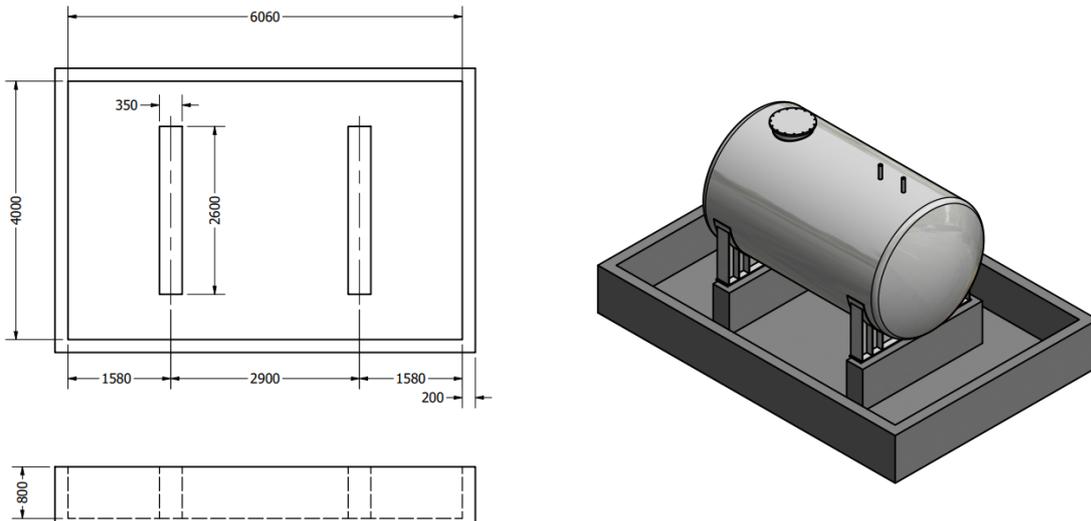
$$V_{m\acute{a}x} = 18m^3$$

$$h = \frac{18 + 0.91h}{(4.0)(6.06)}$$

$$h = \frac{18m^3}{(4.0)(6.06)m^2 - 0.91m^2} = 0.8m$$

El espesor del dique es de 200mm.

A continuaci3n se muestran las dimensiones principales:



**Figura J-1 Dimensiones principales y modelo tridimensional del dique**

Debido a que el combustible almacenado en el tanque de almacenamiento es diésel, es recomendable emplear un sistema a base de espuma de media expansión como sistema contra incendios con base en la norma NFPA 11.

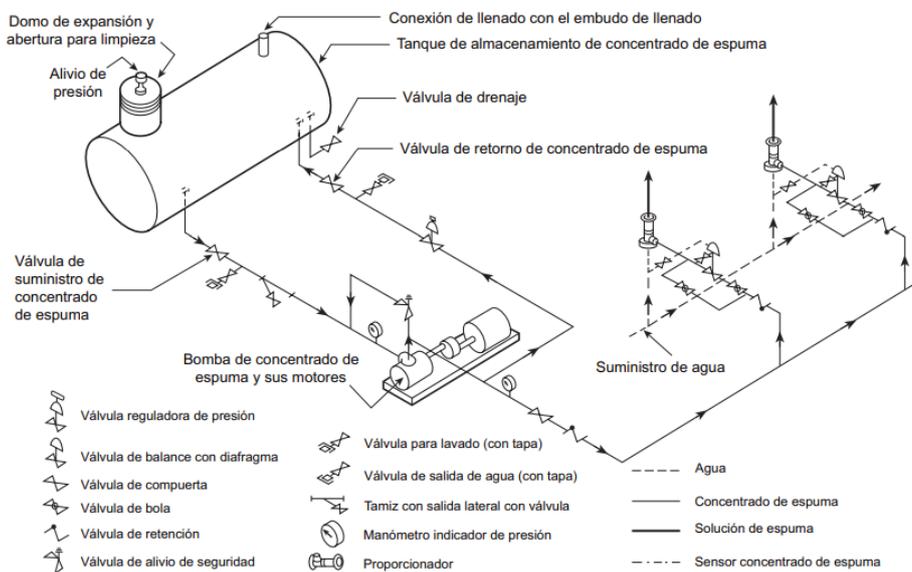


Ilustración A.3.3.24.1.1(a) Proporcionamiento a presión balanceada en línea (tipo bomba) con puntos múltiples de inyección.

**Figura J-2 Sistema de espuma de media expansión [28]**

### Sistemas de control de nivel y prevención de incendios

Es necesario la instalación de un sensor de nivel de ultrasonido en el tanque de almacenamiento para controlar el llenado y vaciado con el fin de evitar el sobrellenado del tanque y el riesgo que ello conlleva.

Se necesita de un sistema de detección automática de vapores del combustible, humo o llamas, instalados de acuerdo a la norma NFPA 72. Sensores de presión, de caudal y de temperatura son necesarios en todo el sistema de filtrado para controlar las variables de operación, y prevenir problemas durante la operación.

Es recomendable instalar un pararrayo en la zona más alta del emplazamiento, alejada de los tanques de almacenamiento para así desviar el impacto de rayo hacia el dispositivo.