

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

Diseño de filtro mangas tipo pulse jet para recuperación de  
harina de camarón

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Jefferson Alexander Zambrano Robles

Marco Josue Varas Palomeque

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto lo dedico a mi madre Marina Robles, a mi padre Pascual Zambrano cuyos consejos vivirán siempre en mi mente, a mis tíos Hugo y Diana, a mis hermanos, familiares y personas especiales que han sido apoyo y guía fundamental en este recorrido para alcanzar esta anhelada meta.

**Jefferson Zambrano Robles**

Este trabajo se lo dedico a mi madre Aida Palomeque, quien me vio iniciar este camino, pero no pudo verme culminarlo, a mi padre Marco Varas y mis tíos por darme el apoyo y recursos necesarios para cumplir mis metas, a mis amigos Farid Plaza, Ian Salguero y a mi novia Cristina Flores por siempre darme motivación para continuar y no rendirme.

**Marco Varas Palomeque**

## **AGRADECIMIENTOS**

Le agradezco a Dios por haberme brindado guía y protección a lo largo de este proceso, a TECNOCON S.A.S. por haberme permitido realizar pasantías, al Ing. Luis Rodríguez por el conocimiento brindado durante la tesis, a mis amigos por el apoyo brindado, a los profesores y tutores que me guiaron durante mis estudios y durante este trabajo y a ESPOL por haberme brindado la oportunidad y las herramientas para ser un profesional.

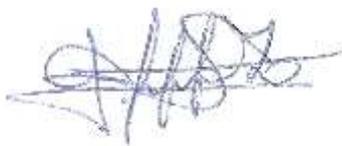
**Jefferson Zambrano Robles**

Le agradezco a Dios por la salud y guía en este proceso, a mi compañero Jefferson Zambrano por compartir sus conocimientos y su tiempo de trabajo, a mi familia por todo el apoyo brindado, a ESPOL y sus docentes por la oportunidad de poder ser profesional, sabiduría y conocimientos, por último, al Ing. Miljenko Cindrich y al Econ. Miguel Jara por darme las facilidades de poder continuar con mis estudios en el trabajo.

**Marco Varas Palomeque**

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Jefferson Zambrano Robles* y *Marco Varas Palomeque* 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"



Jefferson Alexander  
Zambrano Robles



Marco Josue Varas  
Palomeque

## **EVALUADORES**

.....  
**Emérita Delgado P., PhD.**

PROFESOR DE LA MATERIA

.....  
**Eduardo Castillo O., PhD.**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

La planta productora de harina de camarón ubicada en la vía Durán-Taura en Ecuador tiene la problemática de fuga de producto a la salida de un ciclón en la etapa final de su proceso. El escape indeseado del producto genera pérdidas económicas y un ambiente laboral inadecuado. El objetivo de este proyecto integrador es determinar una solución eficiente de este problema. Por lo tanto, este estudio incluye la investigación sobre diferentes sistemas de filtrado en la industria y se sugiere que un filtro mangas tipo pulse jet es la solución más apropiada específicamente para este caso de estudio. El diseño de la solución considera un sistema que incluye el filtro de mangas tipo pulse jet, un tanque a presión a presión y un transportador helicoidal.

El dimensionamiento del filtro fue realizado basándose en las recomendaciones de la Agencia de Protección Ambiental (EPA). El dimensionamiento de los ductos se realizó mediante la utilización de los manuales de ventilación industrial, y el diseño del tanque a presión fue basado en el código ASME Sección VIII. Finalmente, el diseño del transportador helicoidal fue efectuado siguiendo el manual de diseño de Martin Sprocket.

Adicionalmente, los resultados obtenidos se complementaron con simulaciones Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Dos diferentes configuraciones para los deflectores del filtro fueron comparadas para la determinación de la mejor opción a partir de las simulaciones computacionales. Se concluyó que el deflector del tipo escalonado es el más eficiente, en base a las pérdidas internas debido a la fricción y a la uniformidad del flujo dentro de la tolva. Los resultados numéricos de simulación también sirven para la predicción de las pérdidas del sistema de alimentación y verificar que están dentro de los límites recomendados por los manuales de diseño. Así mismo, análisis de elementos finitos (FEA) fue utilizado para la simulación computacional de los diferentes elementos estructurales del equipo y así determinar las cargas de trabajo, esfuerzos y deformaciones máximas que este soporta.

En resumen, se obtuvo una solución que garantiza la solución del problema, detallando el diseño del sistema completo. Se detallan las dimensiones adecuadas para el filtro de mangas y el resto de las componentes para un funcionamiento óptimo que asegura un filtrado eficiente y la recuperación del producto que antes se desperdiciaba.

**Palabras Clave:** Pulse-Jet, Filtro de mangas, Recipiente a presión, Transportador de harina de camarón.

## ABSTRACT

*A shrimp waste meal production plant located on the Durán-Taura Road in Ecuador has the problem of product leakage at the exit of a cyclone in the final stage of its process. The unwanted release of the product generates economic losses and an inadequate work environment. The main objective of this capstone project is to find an efficient solution to this problem. Therefore, this study includes an investigation on different filter system in the industry and it is suggested that a pulse jet bag filter the most appropriate solution for specific case. The design of the solution considers a system that includes the pulse jet bag filter, a pressure tank and helical conveyor.*

*Filter sizing was performed based on recommendations of the Environmental Protection Agency (EPA). The dimensioning of the ducts was carried out using the industrial ventilation manuals, and the design of the pressure tank was based on the ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII. Finally, the design of the screw conveyor was carried out following the Martin Sprocket design manual.*

*In addition, the results obtained were complemented with Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations. Two different configurations for the filter deflectors were compared to determine the best option based on numerical result. It was concluded that the stepped type deflector is the most efficient, based on the internal losses due to friction and the uniformity of the flow inside the hopper. The numerical simulation results are also used to predict the power system losses and verify that they are within the limits recommended by the design manuals. Moreover, Finite Element Analysis (FEA) was used for computational simulation of the different structural elements of the equipment, thus he maximum workloads, stresses and deformations of the equipment were determined.*

*In summary, a solution was obtained that guarantees the correct solution of the problem, giving details about the design of the system. The appropriate sizing for the pulse jet bag filter and the rest of the components are determinated for an optimal operation that ensures efficient filtering and the recovery of the product that was wasted before.*

**Keywords:** *Pulse-Jet, Bag Filter, Pressure Vessel, Shrimp Meal Conveyor.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción .....	1
1.1 Descripción del problema .....	1
1.2 Justificación del problema .....	2
1.3 Objetivos .....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	4
1.4.1 La industria de la harina de camarón y pescado en el Ecuador. ....	4
1.4.2 Proceso de fabricación de harina de camarón.....	5
1.4.3 Calidad del aire en el Ecuador. ....	6
1.4.4 Teoría del filtrado y equipos de filtrado .....	8
1.4.1 Sistemas de limpieza de los filtros de tela. ....	9
1.4.2 Características de las partículas. ....	12
1.4.3 Selección de la tela filtrante. ....	13
1.4.4 Descripción del proceso de filtrado de un filtro de mangas tipo pulse jet...	15
1.4.5 Relación gas-tela .....	16

1.4.6	Velocidad ascendente.....	18
1.4.7	Dimensionamiento de las mangas .....	20
1.4.8	Canastillas .....	21
1.4.9	Toberas.....	21
1.4.10	Tubería de soplado .....	22
1.4.11	Velocidad de transporte en ductos.....	22
1.4.12	Pérdidas de carga del sistema.....	23
1.5	Recipiente a presión.....	27
1.5.1	Relación óptima para recipientes a presión .....	28
1.5.2	Presión de diseño .....	30
1.5.3	Margen de corrosión .....	30
1.5.4	Eficiencia de junta.....	30
1.5.5	Espesores para cuerpos cilíndricos .....	31
1.5.6	Espesor para cabezal de tipo torisférico .....	33
1.6	Transportadores Helicoidales .....	33
CAPÍTULO 2.....		35
2.	Metodología .....	35
2.1	Proceso de diseño.....	35
2.2	Alternativas de solución.....	36
2.2.1	Alternativa A: Filtro de Mangas .....	36
2.2.2	Alternativa B: Ciclón de alta eficiencia .....	37
2.2.3	Alternativa C: Precipitadores electroestáticos.....	38
2.3	Selección de la mejor alternativa.....	39
2.3.1	Factores de influencia .....	39
2.3.2	Matriz de comparación de atributos .....	40
2.3.3	Matriz de decisión .....	40
2.4	Diseño del filtro de mangas. ....	41

2.4.1	Relación gas-tela .....	41
2.4.2	Área de filtrado.....	42
2.4.3	Dimensionamiento y número de mangas.....	42
2.4.4	Velocidad ascendente.....	43
2.4.5	Pérdidas de carga del sistema.....	44
2.4.6	Velocidad de transporte y dimensionamiento de ductos.....	46
2.4.7	Pérdidas de carga en el ducto. ....	47
2.4.8	Disposición del deflector. ....	47
2.5	Recipiente a presión.....	48
2.5.1	Dimensionamiento del recipiente a presión. ....	48
2.5.2	Relación óptima del recipiente a presión. ....	53
2.5.3	Diseño del cuerpo cilíndrico del recipiente a presión. ....	55
2.5.4	Diseño de los cabezales del recipiente a presión. ....	55
2.5.5	Tipo y categoría de unión soldada para el recipiente a presión. ....	57
2.6	Transportador helicoidal .....	58
2.6.1	Velocidad del transportador .....	59
2.6.2	Cálculo de potencia requerida .....	60
2.6.3	Selección de grupo de componentes.....	61
2.6.4	Capacidad torsional de los componentes. ....	62
2.6.5	Selección de Helicoidal.....	63
2.6.6	Artesa .....	66
2.6.7	Bridas.....	68
2.7	Descarga.....	70
2.8	Deflexión del helicoidal.....	71
CAPÍTULO 3.....		72
3.	Resultados y análisis .....	72
3.1	Pérdidas en ductos.....	72

3.2	Análisis CFD del filtro. ....	76
3.1	Simulación de la velocidad del chorro de aire .....	83
3.2	Simulaciones de componentes estructurales .....	84
3.3	Esfuerzos y deformaciones en la placa espejo. ....	90
3.4	Simulación de la presión interna en el recipiente a presión.....	91
3.5	Secuencia y tiempo de limpieza de las mangas .....	94
3.6	Implantación final del filtro .....	95
CAPÍTULO 4.....		97
4.	Conclusiones y recomendaciones .....	97
4.1	Conclusiones.....	97
4.2	Recomendaciones.....	99

## BIBLIOGRAFÍA

## APENDICE

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	American Society of Mechanical Engineers
PM	Material particulado
EPA	Agencia de Protección Ambiental
API	Instituto Americano de Petróleo
PM	Material Particulado
BPVC	Código para Calderas y Recipientes a Presión
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional
FEA	Análisis de Elemento Finitos

## SIMBOLOGÍA

Kg	Kilogramo
gr	Gramo
mg	Miligramo
lb	Libras
m	Metro
mm	Milímetros
µm	Micrómetro
pulg	Pulgadas
pie	Pie
HP	Caballo de fuerza
W	Vatios
s	Segundos
min	Minutos
Pa	Pascal
MPa	Megapascal
psi	Libras sobre pulgada cuadrada
mm c.a.	Milímetros de columna de agua
atm	Atmosfera
°C	Grados Celsius
K	Kelvin
°F	Grados Fahrenheit
cfm	Pies cúbicos por minuto
H <sub>2</sub> O	Agua
mol	Mol
rpm	Revoluciones por minuto

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Diagrama de flujo del proceso de la producción de harina de camarón .....	6
Figura 1.2 Casa de bolsas de un sistema de limpieza por agitación. ....	10
Figura 1.3 Casa de bolsas de un sistema de limpieza con aire a la inversa. ....	11
Figura 1.4. Casa de bolsas de filtro mangas tipos pulse jet.....	12
Figura 1.5. Tipos principales de textiles para filtrado.....	13
Figura 1.6 Esquema de casas de bolsas a presión y succión .....	15
Figura 1.7 Esquema de un filtro manga tipo pulse jet.....	16
Figura 1.8 Dimensiones de la placa espejo, la región sombreada es el área libre. ....	20
Figura 1.9 Forma de canastillas. ....	21
Figura 1.10 Esquema de funcionamiento de la tobera. ....	22
Figura 1.11 Ubicación de tobera respecto a la flauta. ....	22
Figura 1.12 Tipos de cabezales para cuerpo cilíndricos.....	28
Figura 1.13 Gráfica de relación óptima entre volumen y diámetro para recipientes a presión.....	29
Figura 1.14 Transportador de tornillo sin fin .....	34
Figura 2.1 Diagrama de flujo del proceso de diseño. ....	35
Figura 2.2 Partes principales de un filtro de mangas.....	37
Figura 2.3 Ciclón de alta eficiencia.....	38
Figura 2.4 Precipitador electrostático de alto voltaje . ....	39
Figura 2.5 Esquema del ducto ciclón filtro.....	47
Figura 2.6 Disposición de deflector tradicional y disposición de deflectores escalonados, respectivamente. ....	48
Figura 2.7 Diagrama del estado 1 y 2, del aire comprimido.....	49
Figura 2.8 Proceso para determinar el diámetro óptimo para un recipiente a partir de la Figura 1.13 .....	54
Figura 2.9 Unión soldada tipo 1 de la norma UW-12.....	57
Figura 2.10 Localizaciones típicas de uniones soldadas de categorías A, B, C y D.....	57
Figura 2.11 Nomenclatura del material.....	58
Figura 2.12 Helicoidales de mano derecha e izquierda, respectivamente.....	64
Figura 2.13 Fujo de los dos tipos de helicoides según el sentido de giro.....	64
Figura 2.14 Dirección de flujo de los tipos de helicoides giro .....	65
Figura 2.15 Helicoidal de paso medio y sus aplicaciones .....	65

Figura 2.16 Sección transversal de un helicoides seccional .....	65
Figura 2.17 Diseño helicoides seccional .....	66
Figura 2.18 Configuración de transportador conformado por artesas en “U” .....	67
Figura 2.19 Diseño de los tipos de artesas en “U” .....	68
Figura 2.20 Diseño de brida para artesas en “U” .....	69
Figura 2.21 Diseño de brida para alimentación y descarga.....	69
Figura 2.22 Diseño de descarga estándar .....	70
Figura 3.1. Trayectoria de la velocidad del fluido en el ducto que conecta el ciclón con el filtro.....	74
Figura 3.2 Contorno de presiones en el ducto.....	75
Figura 3.3. Gráfica Presión Vs Longitud, en el ducto. ....	75
Figura 3.4 Modelo de deflector tradicional (A) y deflector escalonado (B) utilizados para la simulación.....	77
Figura 3.5 Mallado utilizado en la simulación del filtro.....	77
Figura 3.6. Simulación de contorno de presiones en el filtro y vectores de velocidad para tipos de deflectores. ....	78
Figura 3.7 Trayectoria de flujo en el interior del filtro para tipos de deflectores.....	79
Figura 3.8 Velocidad ascendente promedio en el cuerpo del filtro para tipos de deflectores.....	80
Figura 3.9 Gráfica de distribución de la velocidad en el plano medio del filtro para cada caso de deflector .....	81
Figura 3.10 Gráfica de distribución de la velocidad ascendente.....	82
Figura 3.11 Dimensiones de la tobera, medidas en milímetros. ....	83
Figura 3.12 Resultados de la simulación de flujo compresible en la tobera. ....	84
Figura 3.13 Esfuerzos y deformaciones en la tolva bajo carga hidrostática. ....	86
Figura 3.14 Esfuerzo de Von Mises.....	87
Figura 3.15 Factor de seguridad.....	87
Figura 3.16 Resultados de simulación en el cuerpo del filtro. ....	88
Figura 3.17 Resultados de la simulación de la estructura de la tolva. ....	89
Figura 3.18 Diseño final de la tolva .....	90
Figura 3.19 Factor de seguridad simulado en la placa espejo.....	90
Figura 3.20 Resultados de la simulación de esfuerzos en la placa espejo.....	91
Figura 3.21. Medidas del cabezal torisférico .....	92
Figura 3.22 Diseño de cabezal torisférico. ....	92

Figura 3.23 Resultados de la simulación de esfuerzos en el recipiente a presión.....	93
Figura 3.24. Factor de seguridad simulado en el recipiente a presión. ....	93
Figura 3.25. Secuencia recomendada para la limpieza de las mangas.....	94
Figura 3.26. Vista de implantación del filtro en planta. ....	95
Figura 3.27 Diseño del filtro mangas tipo pulse jet.....	96
Figura 3.28 Proceso de limpieza en el filtro.....	96

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Especificaciones y condiciones de la planta para el diseño del filtro.....	2
Tabla 1.2 Distribución de las productoras de harinas de camarón y pescado en el Ecuador .....	4
Tabla 1.3 Concentraciones de contaminantes criterios de niveles de alerta .....	7
Tabla 1.4 Propiedades de telas con respecto a diversos factores.....	14
Tabla 1.5 Relación gas-tela para las combinaciones de casas de bolsas y tela (pies cúbicos reales por minuto/ pies cuadrados de superficie neta de tela) .....	17
Tabla 1.6 Factores de aplicación .....	18
Tabla 1.7 Valores recomendados para la velocidad de diseño en ductos .....	23
Tabla 1.8 Factores de resistencia para fieltros .....	24
Tabla 1.9 Factores de resistencia para ciertas partículas .....	25
Tabla 1.10 Rugosidad superficial absoluta.....	26
Tabla 1.11 Eficiencia de la junta según el tipo de soldadura .....	31
Tabla 2.1 Tabla de comparación de atributos.....	40
Tabla 2.2 Matriz de decisión.....	41
Tabla 2.3 Datos de diseño.....	41
Tabla 2.4 Pérdidas en ductos y accesorios. ....	47
Tabla 2.5 Datos para dimensionamiento de recipiente a presión .....	49
Tabla 2.6 Datos de diseño para recipiente a presión .....	53
Tabla 2.7 Dimensiones del recipiente.....	54
Tabla 2.8 Características de la harina de pescado.....	58
Tabla 2.9 Propiedades de la harina de pescado. ....	59
Tabla 2.10 Grupo de componentes para el transportador helicoidal .....	62
Tabla 2.11 Capacidades torsionales para eje de 1 ½". ....	62
Tabla 2.12 Selección de componentes para el cuerpo del tornillo según la capacidad torsional.....	63
Tabla 2.13 Dimensiones del tornillo.....	66
Tabla 2.14 Medidas recomendadas para transportador con cuerpo de artesa en "U" ....	67
Tabla 2.15 Medidas de cuerpo de artesa en "U" .....	68
Tabla 2.16 Medidas recomendadas para diseño de brida de artesa en "U". ....	69
Tabla 2.17 Medidas recomendadas para diseño de brida para alimentación y descarga. ....	70

Tabla 2.18 Medidas recomendadas para diseño de descarga. ....	70
Tabla 3.1 Comparación de la caída de presión en el ducto.....	76
Tabla 3.2. Resultados obtenidos para el diseño del recipiente a presión.....	92

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 Dimensiones generales del filtro de mangas.

PLANO 2 Dimensiones del recipiente a presión.

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

Las instalaciones industriales generan al año millones de toneladas de desperdicios en sus procesos de producción, el incorrecto manejo de estos ha traído consecuencias negativas a la salud de las personas y al medio ambiente; entre estos desperdicios se encuentra el material particulado (PM por sus siglas en inglés) el cual es una mezcla de partículas tanto solidas como liquidas suspendidas en el aire, que pueden variar en tamaño, forma y composición, estas partículas, en especial las menores a 10 micrómetros pueden ser inhaladas afectando a los pulmones y al corazón, causando graves efectos en la salud. (US EPA, 2022)

El diseño de equipos para el control de material particulado se ha hecho necesario en los últimos años, los captadores de polvo son equipos que se diseñan para tratar aire con concentraciones altas de material particulado, tales como el de las instalaciones industriales, las concentraciones de contaminantes que manejan estos equipos pueden ir desde los 200mg/m<sup>3</sup> hasta 4000 mg/m<sup>3</sup> e incluso mucho más. (Ricardo Goberna, 1992)

Mediante el presente trabajo se busca dar una solución al problema de emisión polvo de harina de camarón de una empresa, esta emisión afecta tanto a la economía de la empresa como a la salud de sus propios trabajadores, debido a la baja calidad del aire.

### 1.1 Descripción del problema

En una planta de producción de harina de camarón de una empresa ubicada en la vía Durán-Taura existe el problema de perdida de producto en su proceso de producción de harina. A pesar de que cuentan con equipo de colección de las partículas suspendidas en el aire a la salida del secador como es un ciclón de entrada tangencia y descarga axial el aire a la salida es expulsado con una alta concentración de producto suspendido, generando así pérdidas en la producción

diaria y teniendo un impacto negativo en la economía de la empresa. En los datos proporcionados por la empresa se pierden aproximadamente 350 kg de harina diario de acuerdo sus estimaciones, adicional el aire al tener cantidades significativas de producto suspendido lo cual genera polución. Se propone el diseño de un filtro mangas del tipo pulse jet para recuperar y reprocesar el producto que se pierde de acuerdo con las especificaciones y condiciones actuales de la planta proporcionadas por la empresa. En la Tabla 1.1 se detallan a continuación las especificaciones de diseño proporcionadas por la empresa para implementación en la planta, siendo de importancia para el diseño del filtro.

**Tabla 1.1 Especificaciones y condiciones de la planta para el diseño del filtro  
[Elaboración propia]**

<b>Tipo de Ventilador</b>	Tangencial
<b>Capacidad del ventilador</b>	7000 cfm-198,22 m <sup>3</sup> /min
<b>Potencia del ventilador</b>	50 HP
<b>Velocidad del ventilador</b>	875 RPM
<b>Geometría del ventilador</b>	Diámetro de turbina 90 cm
<b>Cantidad estimada de harina perdida</b>	350 kg/día
<b>Tamaño promedio de partícula a la salida del ciclón</b>	20µm-30 µm

## 1.2 Justificación del problema

Este proyecto consiste en el diseño de un equipo industrial que tiene como finalidad resolver un problema que está afectando a una empresa, debido a gran cantidad de pérdidas de harina que tiene en su proceso de producción diario. Se busca dar una solución factible a esta situación aplicando los conocimientos correspondientes de diseño en ingeniería mecánica, y además dar apertura a la inclusión de otras ramas como la ingeniería de control para la automatización del proceso. Debido a que la contaminación del aire representa una amenaza para la salud de las personas pudiendo provocar o agravar afecciones respiratorias, en donde los grupos de la población más vulnerables son aquellos que ya su sufren de enfermedades pulmonares o cardiacas crónicas, mujeres

embarazadas y niños, también es un riesgo para los trabajadores expuestos por tiempos prolongados en lugares con contaminación por partículas suspendidas, este trabajo se apega al Objetivo de Desarrollo Sostenible número 3 (ODS No.3: Salud y Bienestar) el cual busca garantizar una vida sana y promover el bienestar de todos en todas las edades, este proyecto contribuye al indicador 3.9.1 el cual tiene meta de disminuir la tasa de mortalidad atribuida a la contaminación atmosférica doméstica y ambiental (Mortality rate attributed to household and ambient air pollution).

Así también el desarrollo de este trabajo está orientado hacia las industrias manufactureras y el comercio, buscando promover la construcción de infraestructura resilientes, la industrialización inclusiva y sostenible, para lograr esto, se realizarán cálculos, diseño de componentes y simulaciones del equipo para garantizar que sea eficiente, seguro, confiable y además que cumpla con las normas y estándares de los equipos para el sector industrial.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Realizar el dimensionamiento, diseño y simulación de un filtro mangas de tipo pulse jet para la recuperación de harina de camarón en el proceso de producción de una empresa en Durán.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Investigar sobre los diferentes sistemas de filtrado en la industria determinando el equipo óptimo para esta aplicación y su producto.
2. Diseñar el equipo de filtrado aplicando conceptos y buenas prácticas de ingeniería.
3. Plantear el diseño de un recipiente a presión y un transportador helicoidal para que sean seguros según las normas que rigen el diseño de estos equipos y sus componentes.
4. Realizar las simulaciones respectivas que validen los cálculos y selecciones realizadas para comprobar la eficiencia del equipo.

## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 La industria de la harina de camarón y pescado en el Ecuador

El Ecuador exporta harina de camarón y pescado de reconocida calidad por más de 110 millones de dólares americanos, y según datos de la Cámara Nacional de Pesquerías esta entre los 10 mayores productores del mundo de acuerdo con el censo de plantas productoras realizado en el 2015. El sector formal harinero es uno de los más antiguos en el Ecuador, ha realizado y continúa haciendo grandes inversiones para mejorar y optimizar los procesos en las plantas productoras con tecnología para garantizar la mejora continua en calidad de harina.

En el Ecuador se tienen un registro de 45 pamperas molineras no reguladas, es decir donde la actividad se hace de manera artesanal y 36 plantas industriales que procesan harina de camarón y pescado, la distribución de estos datos puede verse en la Tabla 1.2.

**Tabla 1.2 Distribución de las productoras de harinas de camarón y pescado en el Ecuador [Franklin Ormaza González., 2015]**

Provincia	Pampera (molineras)	Plantas industriales.
Esmeraldas	3	0
Manabí	21	12
Santa Elena	12	15
Guayas	2	5
El Oro	7	3
Pichincha	0	1

Sin embargo, el Instituto Nacional de Pesca (INP) no registra la producción de ninguna pampera, mientras que de las plantas industriales registra 30. La producción mensual de las pamperas como de las plantas industriales es altamente variable, las pamperas registran una suma mensual de alrededor 1143 toneladas por mes, mientras que las plantas industriales registran 12.6 mil toneladas por mes, con esto las pamperas estarían produciendo casi el 9 % de la producción total registrada. Así mismo la relación entre producción y plazas

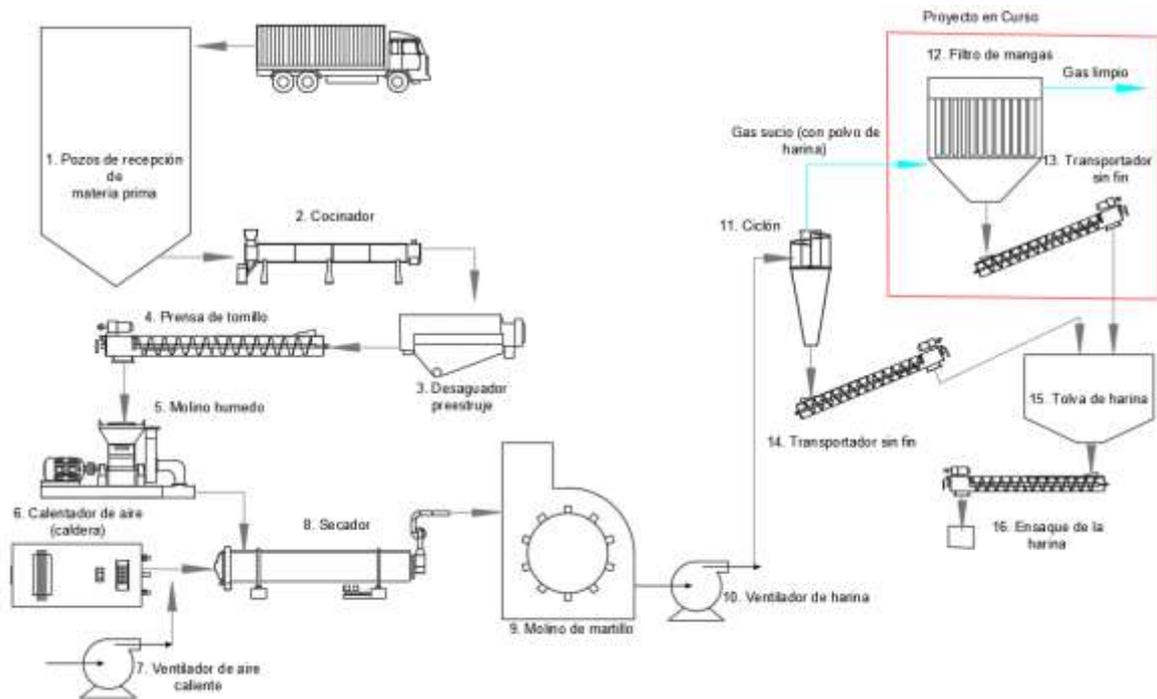
de trabajo entre pampas y plantas industriales es 23 y 9 respectivamente. (Franklin Ormaza González., 2015).

#### 1.4.2 Proceso de fabricación de harina de camarón

El proceso básico para la elaboración de la harina de camarón se describe a continuación (Arteaga Cisneros, 2009).

- **Recepción de materia prima:** Se utiliza como materia prima las cabezas de camarón obtenidas por las empresas empacadoras de este producto, ya que para ellos estas partes son desechos de su proceso.
- **Cocción:** La materia prima es transportada a los cocinadores los cuales utilizan vapor generado por calderas como proceso de cocción y esterilización.
- **Prensado:** Ya cocinadas las cabezas se envían a una prensa donde se separa el producto en dos fases: la fase líquida y la fase sólida.
- **Centrifugado:** El propósito de este proceso es separar de la fase líquida el aceite de la fracción acuosa con la finalidad de elaborar un concentrado, esta posee un alto valor nutricional y es incorporado nuevamente al proceso.
- **Elaboración del concentrado:** Mediante un proceso de evaporación se reduce la cantidad de agua que posee hasta que contenga entre un 30% y 50% de concentración de sólidos, de este proceso se puede recuperar hasta un 20% de la producción total de harina, es importante aplicar un procedimiento que no provoque la degradación de proteínas y vitamina.
- **Molido húmedo:** La fase sólida es transportada a un molino donde se tritura para obtener un producto más fino.
- **Secado:** En este proceso el producto triturado pasa por secador de aire caliente el cual es impulsado por ventiladores hacia un ciclón donde se colecta el material particulado.
- **Molido en seco y envasado:** Una vez seco el producto se transporta a un molino en seco donde el producto es triturado tomando el aspecto de harina y es recolectado por otro ciclón hacia la tolva de colección para su envase.

A continuación, se muestra en la Figura 1.1, un diagrama del proceso que se sigue en la producción de harina de camarón en una planta, en el recuadro en rojo se muestra la ubicación que tendrá el filtro de mangas.



**Figura 1.1 Diagrama de flujo del proceso de la producción de harina de camarón [Elaboración propia]**

### 1.4.3 Calidad del aire en el Ecuador

La industrialización del mundo ha traído grandes beneficios a la humanidad para el desarrollo y el progreso de las naciones, y el Ecuador no está extenso de ello, sin embargo así como se han creado fuentes de empleo, desarrollo y progreso, esto también ha traído consigo problemas de todo tipo que día a día se buscan solucionar ya sea implementando mejoras en los procesos de producción o implementado equipos que ayuden a reducir estos problemas, uno de estos tantos problemas es la contaminación ambiental; y es que el desarrollo industrial es el que más genera contaminación del medio ambiente lo cual llega a perjudicar seriamente a la vida humana, animal y vegetal.

Anteriormente las industrias no tenían problema con descargar sus productos contaminantes al medio ambiente y no se consideraban los efectos que estos causaban, actualmente los problemas de contaminación industrial han obligado a las industrias a buscar soluciones al problema de los desechos industriales. La contaminación del aire es uno de los temas que actualmente más afectan a la industria, y es que la operación diaria de una planta industrial produce muchos gases contaminantes así también como partículas volátiles como polvos, que empeoran la calidad del aire haciendo perjudicial para los trabajadores y para el medio ambiente.

En el Ecuador la Norma Ecuatoriana de Calidad del Aire es la encargada de establecer los objetivos de calidad del aire, con el objetivo principal de preservar la salud de las personas, la calidad del aire ambiente, el bienestar de los ecosistemas y del ambiente en general. Los límites permisibles de los contaminantes y contaminantes no convencionales del aire ambiente son mostrados en la Tabla 1.3

**Tabla 1.3 Concentraciones de contaminantes criterios de niveles de alerta [Norma Ecuatoriana de la Calidad del Aire, 2022]**

<b>Contaminante y periodo de tiempo</b>	<b>Alerta</b>	<b>Alarma</b>	<b>Emergencia</b>
<b>Monóxido de carbono</b> Concentración promedio en ocho horas $\mu g/m^3$	15000	30000	40000
<b>Ozono</b> Concentración promedio en ocho horas $\mu g/m^3$	200	400	600
<b>Dióxido de nitrógeno</b> Concentración en promedio en una hora $\mu g/m^3$	1000	2000	3000
<b>Dióxido de nitrógeno</b> Concentración en promedio en veinticuatro horas $\mu g/m^3$	200	1000	1800
<b>Material Particulado PM 10</b> Concentración en promedio en veinticuatro horas $\mu g/m^3$	250	400	500
<b>Material Particulado PM 2,5</b> Concentración en promedio en veinticuatro horas $\mu g/m^3$	150	250	350

#### **1.4.4 Teoría del filtrado y equipos de filtrado**

Se conoce como depuradores de aire aquellos equipos cuya finalidad es eliminar contaminantes de una corriente de aire o gas, hoy en día se tiene variedad extensa de diseños los cuales deben ser seleccionados dependiendo de los requisitos de depuración, grado de eficiencia necesario, cantidad y características de los contaminantes. Para los contaminantes particulados, los equipos se dividen en dos grandes grupos: Filtros de aire y captadores de polvo. Los filtros de aire se diseñan para concentraciones de polvo bajas, se usan comúnmente en instalaciones de ventilación, acondicionamiento de aire y sistemas de calefacción, en estos casos la concentración de polvo no supera la cantidad de  $2 \text{ mg/m}^3$ , por otro lado, los captadores de polvo son diseñados para tratar aire con concentraciones mucho mayores de polvo como los son aplicaciones industriales en donde la concentración puede ir desde los  $200 \text{ mg/m}^3$  hasta los  $4000 \text{ mg/m}^3$  o más.

Los cuatro equipos principales de captadores de polvo son: Precipitadores electrostáticos, depuradores húmedos, separadores centrífugos por vía seca y filtros de tela. (Ricardo Goberna, 1992)

##### **1.4.4.1 Precipitadores electrostáticos**

Estos equipos utilizan un campo eléctrico de alto voltaje entre dos electrodos con polaridades opuestas, el electrodo de descarga suele ser pequeño o fino, como un alambre o una lámina estrecha, mientras que el electrodo colector tiene una superficie más grande, como una placa. El gas a filtrar pasa por los dos electrodos, las partículas se ionizan en el campo eléctrico al atravesarlo debido al electrodo de descarga, luego son atraídas por el electrodo colector que al entrar en contacto el mismo pierden su carga facilitando su recolección en una tolva por medio de un sacudido o lavado.

##### **1.4.4.2 Depuradores húmedos**

Estos equipos pueden tratar gases a altas temperaturas al saturarlos de humedad, las pérdidas de carga van desde los 35 a los 2500 mm c.a, su aplicación ideal se da cuando un material presenta riesgos de incendio o

explosión en seco, hay que tener en cuenta que la evacuación del material mezclado con agua podría traer problemas de contaminación en aguas si no se depura correctamente.

#### **1.4.4.3 Separadores centrífugos**

Estos separadores por vía seca eliminan partículas contenidas en el aire por medio de fuerzas centrífugas, gravitacionales o inerciales, la eficacia de la captura depende del tamaños, peso y forma de la partícula, el diseño del separador, la velocidad y la concentración de polvo, en general la eficacia de un separador mecánico aumenta a medida que aumenta la concentración de polvo.

#### **1.4.4.4 Filtros de tela**

Los filtros de tela captan las partículas por medio de obstrucción, impacto, intercepción, difusión y atracción electrostática, la tela debe ser constituida por un material fibroso puede ser de origen natural o sintético, fabricado en forma de tejido de urdimbre y trama o en forma de fieltro obtenido por punzonado. El aire con alta concentración de partículas pasa por los medios filtrantes los cuales pueden tener varias configuraciones como son: mangas, bolsas o cartuchos, las partículas son captadas alrededor del medio filtrante formando lo que se conoce como plasta o torta de polvo, debe ser desprendida de forma periódica por algún mecanismo de limpieza como golpeteo, pulso de aire o aire en sentido contrario. (Ricardo Goberna, 1992).

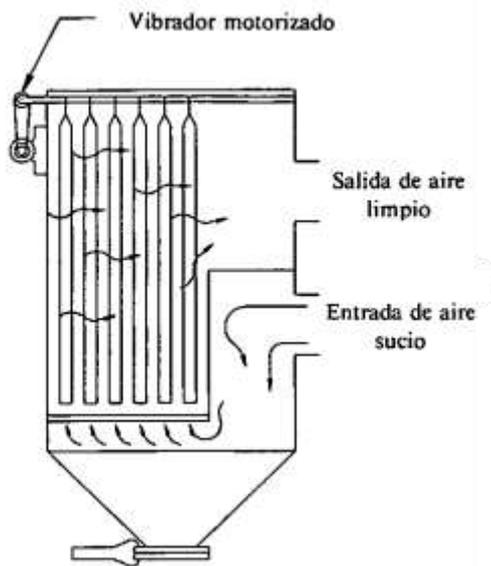
### **1.4.1 Sistemas de limpieza de los filtros de tela**

A medida que el polvo se acumula sobre el medio filtrante, la resistencia del paso de aire aumenta provocando disminución del caudal, por lo que debe incluir algún mecanismo para el desprendimiento del material, existen tres tipos de colectores de bolsas, cada uno utiliza diferentes mecanismos de limpieza.

#### **1.4.1.1 Sistema de limpieza por agitación**

En este sistema, la limpieza se logra suspendiendo la bolsa en un gancho o una estructura que oscilan accionados por un motor, el efecto que se busca es crear una onda sinusoidal a lo largo de toda la tela, cuando la tela ha alcanzado el

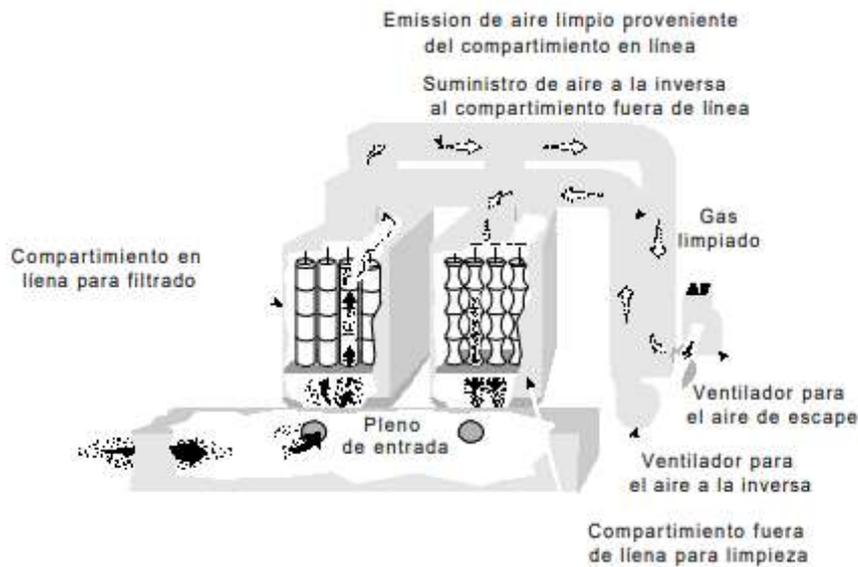
límite de saturación, el motor se acciona agitando la tela y dejando caer el polvo en la tolva. Las casas de bolsas pequeñas de un solo compartimento son operadas de manera intermitente, mientras que para casas de bolsas con compartimentos múltiples son operadas continuamente, un sensor de presión inicia la agitación automática cuando detecta una caída de presión. La Figura 1.2 muestra un esquema de este sistema de limpieza.



**Figura 1.2 Casa de bolsas de un sistema de limpieza por agitación [Ricardo Goberna, 1988]**

#### **1.4.1.2 Sistema de limpieza por aire a la inversa**

En este sistema de limpieza el flujo de gas hacia las mangas es interrumpido al momento de la limpieza y un flujo de aire a la inversa, de afuera hacia adentro se encarga de limpiar la bolsa desprendiendo la plasta de polvo adherida a la manga, este desprendimiento es provocado por las fuerzas de tijera que se genera entre la pasta de polvo y la tela a medida que esta se contrae, para este sistema de limpieza se necesitan casas con compartimentos múltiples para desviar el flujo de un compartimento a otro al momento que este va a ser limpiado, por ello estas casas se diseñan con capacidad adicional para compensar el compartimento que se encuentra fuera de servicio. La Figura 1.3 muestra un esquema de este sistema de limpieza.



**Figura 1.3 Casa de bolsas de un sistema de limpieza con aire a la inversa [EPA 452/B-02-002, 2000].**

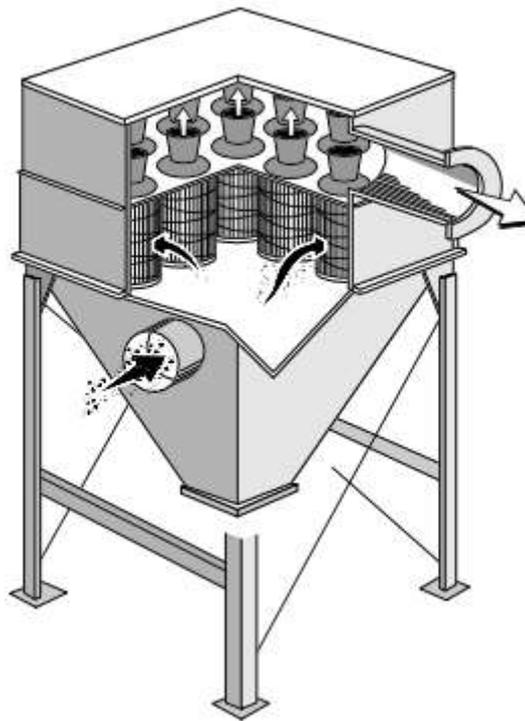
#### **1.4.1.3 Limpieza a chorro pulsante**

Esta forma de limpieza usa aire comprimido para limpiar las bolsas, un golpe de aire se libera a través de la bolsa haciendo que esta se agite y desprenda la pasta de polvo adherida a la tela, este sistema presenta la ventaja de no necesitar compartimientos adicionales para la limpieza sin embargo las pérdidas de presión en este sistema son mayores respecto al sistema de limpieza vistos anteriormente, a continuación, se describen los dos más utilizados, el de bolsas con jaula y el de cartuchos.

Los filtros enjaulados son los más comunes, aquí las mangas están montadas sobre jaulas de alambre para prevenir su aplastamiento mientras el aire sucio pasa a través de ella, las bolsas son limpiadas fila por fila cuando un cronometro activa una válvula de apertura rápida generando el pulso de aire comprimido que viaja a treves de un tubo el cual tiene una boquilla sobre cada bolsa, de manera que el aire de limpieza sale directamente hacia el interior de la bolsa.

Los filtros de cartucho utilizan medios de filtración finamente plisados y sostenidos por un estructura de alambre, la ventaja de los cartuchos es que tienen una mayor área de filtración para una unidad de volumen, los cartuchos pueden ser montados tanto verticalmente como horizontalmente, estas casas de

bolsas al ocupar menos volumen pueden ser más compactas ocupando menos espacio, la desventaja es que sus costos de construcción son muy elevados en especial el costo de los cartuchos, además de que su operación está limitada para temperatura elevadas, la Figura 1.4 muestra un diseño de este tipo de equipos.



**Figura 1.4. Casa de bolsas de filtro mangas tipos pulse jet [EPA 452/B-02-002, 2000].**

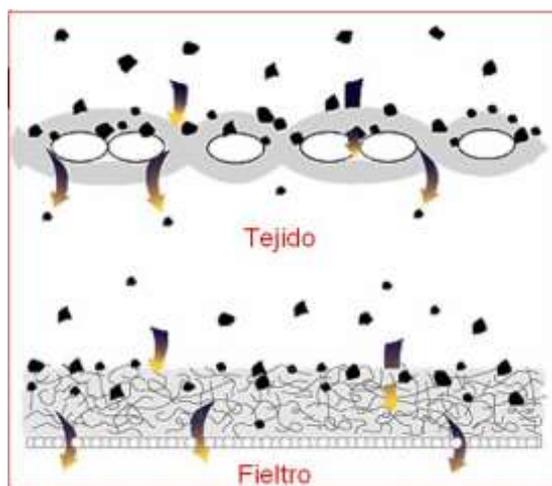
#### **1.4.2 Características de las partículas**

La distribución de tamaños de partículas y la adhesividad son las propiedades más importantes que inciden en el diseño, los tamaños pequeños de partículas pueden formar plastas más densas aumentando la caída de presión, las partículas que se adhieren, tales como residuos aceitosos o los plásticos electrostáticamente activos, pueden requerir que la bolsa lleve algún tipo de recubrimiento especial sobre la superficie para evitar que se taponen permanente los poros de la tela, por lo tanto se requiere una buena selección correcta para la tela (EPA 452/B-02-002, 2000).

### 1.4.3 Selección de la tela filtrante

La tela para los equipos de filtrado es una masa porosa, el aire debe atravesarla para así ir captando las partículas suspendidas, quedando retenidas en la cara sucia de la tela. La capacidad de la tela para dejar pasar el aire a través de ella se conoce como permeabilidad y se define como el volumen de aire que pasa a través de la unidad de superficie por unidad de tiempo con una diferencia de presión de 12.5 mm c.a., los valores comunes de permeabilidad para las telas están entre 7 y 12 m<sup>3</sup>/(m<sup>2</sup>\*min).

La eficacia de una tela es mayor cuanto menor sea el diámetro de las fibras, mayor el peso por unidad de superficie y mayor torsión de hilo, a medida que aumenta la eficacia de filtración se reduce la permeabilidad y la facilidad de limpieza, por lo que una tela de alta eficacia de filtración da como resultado difícil limpieza y alta resistencia al paso del aire, dando un resultado no aceptable. Existen dos tipos de textiles principales para el filtrado, los tejidos y los fieltros (no tejidos), en la Figura 1.5 podemos observar la diferencia entre tejido y fieltro.



**Figura 1.5. Tipos principales de textiles para filtrado [EPA 452/B-02-002, 2000]**

Para la selección definitiva de una tela filtrante debe existir una relación entre eficacia y permeabilidad según los requerimientos de filtrado, la selección de una tela con alta permeabilidad y facilidad de limpieza con una baja eficacia no implica un problema significativo en un principio, la eficacia de un material solo es relevante en el primer servicio de la tela, a medida que transcurre el tiempo

de servicio las mismas partículas retenidas son las que actúan como filtro teniendo un aumento de la eficacia de filtrado (Ricardo Goberna, 1992).

Para la selección de tela hay que considerar los siguientes factores (BHA Group, Inc., 1995):

- Temperatura de operación del colector.
- Resistencia a la abrasión necesaria para la aplicación.
- Composición química del flujo de aire.
- Capacidad de absorción de energía.
- Relación gas-tela.
- Método de limpieza.

En la Tabla 1.4 se muestra una guía de referencia de las propiedades de varias telas, el Apéndice B se muestran tablas y guías seguidas para la selección de la tela dependiendo del tipo de colector y del tipo de aplicación.

**Tabla 1.4 Propiedades de telas con respecto a diversos factores [BHA Group, Inc., 1995]**

	Polipropileno	Poliéster	Acrílico	Fibra de vidrio	Nomex	Ryton	P84	Teflón
Temperatura de operación (Max)	75°C	135°C	140°C	260°C	190°C	190°C	260°C	260°C
Abrasión	Excelente	Excelente	Buena	Media	Excelente	Buena	Media	Buena
Absorción de energía	Buena	Excelente	Buena	Media	Buena	Buena	Buena	Buena
Prop. De filtración	Buena	Excelente	Buena	Media	Excelente	Muy buena	Excelente	Media
Hidrolisis de calor húmedo	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente	Buena	Excelente	Buena	Excelente
Alcalinos	Excelente	Media	Media	Media	Buena	Excelente	Media	Excelente
Ácidos minerales	Excelente	Media	Media	Media	Buena	Excelente	Media	Excelente
Oxígeno (15%)	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Excelente	Pobre	Excelente	Excelente
Costo Relativo	X	X	XX	XXX	XXXX	XXXXXX	XXXXXX	XXXXXX

#### 1.4.4 Descripción del proceso de filtrado de un filtro de mangas tipo pulse jet

Los filtros de mangas tipo pulse jet utilizan la potencia de un ventilador para mover el gas sucio a través de las mangas, el ventilador puede ser montado antes (casa de bolsas a presión) o pueden ser montados después (casa de bolsas a succión), en la casa de bolsas a presión el gas sucio es empujado a través del sistema por lo que el ventilador está en el lado sucio del colector, en la casa de bolsas a succión el gas es succionado a través del sistema por lo que el ventilador está en el lado limpio del colector, en ambos casos el polvo es retenido en la parte externa del medio filtrante, en la Figura 1.6 se muestra un esquema de los descrito para una mejor apreciación.

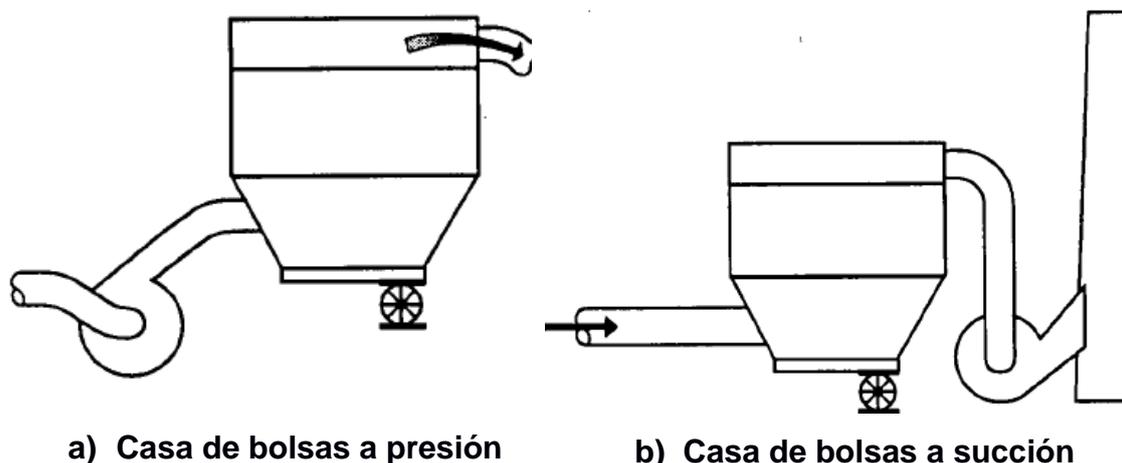
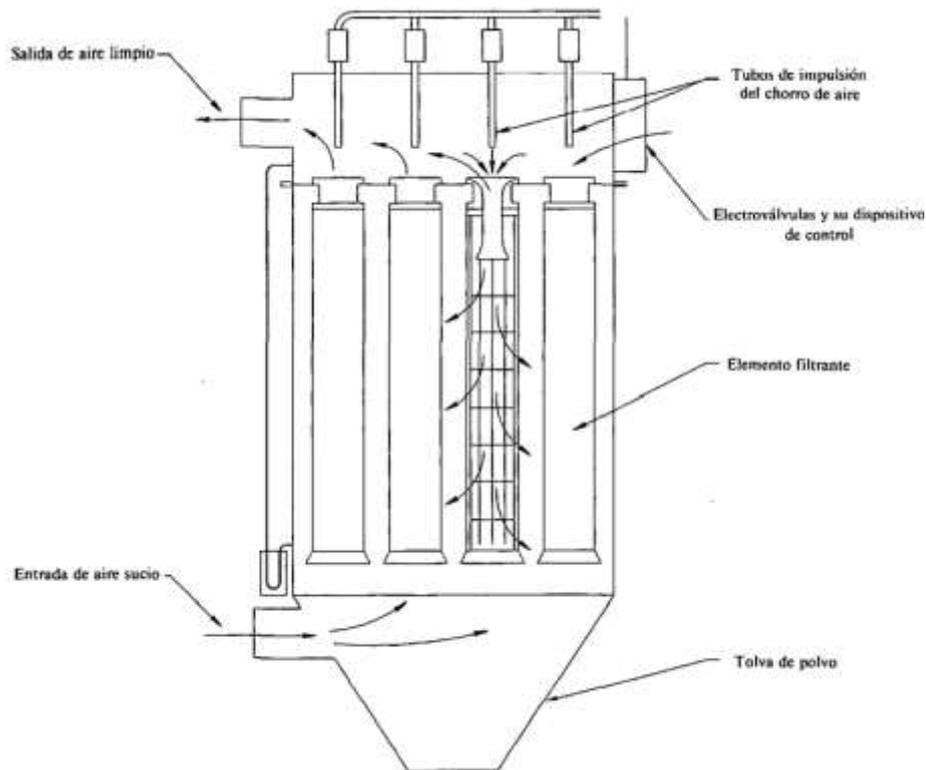


Figura 1.6 Esquema de casas de bolsas a presión y succión [BHA Group, Inc., 1995]

El proceso de limpieza se realiza introduciendo el chorro de aire a través de la misma abertura donde sale el aire limpio de la manga, el chorro de aire es breve y de presión alta, entre 80 y 100 psi, y se da en un lapso corto de entre 0.03 a 0.1 segundos (EPA 452/B-02-002, 2000). Para una limpieza eficiente se coloca una tobera en la abertura de las mangas para que la velocidad del aire inducido por el tubo de limpieza sea mayor, además este también ayuda a dar dirección al chorro de aire para optimizar la limpieza. El chorro a alta presión frena el paso de aire en la dirección principal, ocasionando un aumento de presión e inflando de la manga, la misma que se separa de la jaula soporte y la plasta de polvo formada se desprende cayendo a la tolva de almacenamiento. Las

electroválvulas que controlan la inyección de aire comprimido deben ajustarse a un tiempo de apertura de una décima de segundo o menos, para conseguir una limpieza adecuada es necesario disponer de un suministro de aire comprimido seco con la presión adecuada, en la Figura 1.7 se muestra un esquema del funcionamiento de un filtro de mangas tipo pulse jet.



**Figura 1.7 Esquema de un filtro manga tipo pulse jet. [R. Goberna, 1988]**

El número de mangas por fila no debe ser mayor a 16 mangas, ya que después de esta la presión del chorro no será suficiente para producir una buena limpieza.

#### **1.4.5 Relación gas-tela**

La relación gas-tela también conocida como “velocidad de filtración”; es un parámetro importante en el diseño de los filtros de tela, esta relación depende tanto del tipo de limpieza como del tipo de tela, aunque es difícil de estimar existen ciertos métodos que permiten una estimación rápida, uno de estos métodos para las bolsas de chorro a presión es una ecuación que relaciona la

temperatura, el tamaño de partículas y la carga de polvo. (EPA 452/B-02-002, 2000):

$$V = 2.878ABT^{-0.2335}L^{-0.06021}(0.7471 + 0.0853 \ln(D)) \quad (1.1)$$

donde:

$V$ : Relación gas- tela  $\left(\frac{\text{ft}}{\text{min}}\right)$

$A$ : Factor de material

$B$ : Factor de aplicación

$T$ : Temperatura ( $^{\circ}\text{F}$ , entre 50 y 275)

$L$ : Carga de polvo de entrada  $\left(\frac{\text{g}}{\text{ft}^3}, \text{entre } 0.05 \text{ y } 100\right)$

$D$ : Diámetro promedio de partícula (micras, entre 3 y 100)

esta ecuación es útil solo cuando se conocen los factores de material y de aplicación.

Sin embargo, existen valores de relación gas-tela que han sido encontrados experimentalmente y que se pueden encontrar tabulados; en la Tabla 1.5 se muestran tabulados algunos valores de relación gas tela para ciertas partículas, en la primera columna de la tabla se muestra el tipo de partícula a remover mientras que en la segunda se muestra la velocidad de filtración para telas tejidas, y la última columna muestra la velocidad de filtración para telas de fieltro.

**Tabla 1.5 Relación gas-tela para las combinaciones de casas de bolsas y tela (pies cúbicos reales por minuto/ pies cuadrados de superficie neta de tela) [EPA 452/B-02-002, 2000]**

Partículas	Velocidad de filtración (m/s)	
	Agitación/Contracorriente (tela tejida)	Aire a presión (fieltro)
Fertilizante	0.015	0.046
Grafito	0.010	0.041
Harina	0.015	0.061
Humos metálicos	0.008	0.038
Loza	0.018	0.061
Manganeso	0.011	-

La relación gas-tela se la define como la razón entre el volumen de aire filtrado y el área del medio filtrante, como se muestra en la ecuación (1.2):

$$Vf = \frac{Q_{aire}}{A_{neta}} \quad (1.2)$$

donde:

$Vf$ : Velocidad de filtración (relación gas-tela)  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$Q_{aire}$ : Caudal de aire con concentración de partículas  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$A_{neta}$ : Área neta de filtrado ( $m^2$ )

Dependiendo del tipo de aplicación; a la velocidad de filtración se la multiplica por un factor, el tipo de aplicación y los factores pueden verse en la Tabla 1.6.

**Tabla 1.6 Factores de aplicación [EPA 452/B-02-002, 2000]**

<b>Aplicación</b>	<b>Factor de aplicación</b>
Ventilación de emisiones molestas, Alivio de puntos de transferencia, transportadores, estaciones de embalaje, etc.	1.0
Recolección de producto, transporte- ventilación de aire, molinos secadoras relámpago, clasificadores, etc.	0.9
Filtración de Gases de proceso, secadoras por aspersión, hornos, reactores, etc.	0.8

#### **1.4.6 Velocidad ascendente**

La velocidad ascendente es otro de los parámetros que se deben conocer para dimensionar el filtro, esta es la velocidad del gas que asciende entre las mangas dentro del colector de polvo, esta velocidad no debe ser alta, de lo contrario no permitirá que la capa de polvo desprendida en la limpieza caiga a la tolva, si no

que será llevada otra vez hacia las mangas, reduciendo su vida útil y provocando una excesiva caída de presión en el colector, un valor recomendado de esta velocidad está en el rango de 0.5 – 1.3 m/s, se calcula con la siguiente ecuación. (Analia, 2022):

$$Va = \frac{Q_{gas}}{A_{libre}} \quad (1.3)$$

donde:

$Va$ : Velocidad ascendente  $\left(\frac{m}{s}\right)$

$Q_{gas}$ : Caudal de aire con concentración de partículas  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$A_{libre}$ : Área libre de la sección transversal del filtro ( $m^2$ )

El área libre se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_{libre} = A * B - N_{mangas} * \pi * \frac{Dm^2}{4} \quad (1.4)$$

donde:

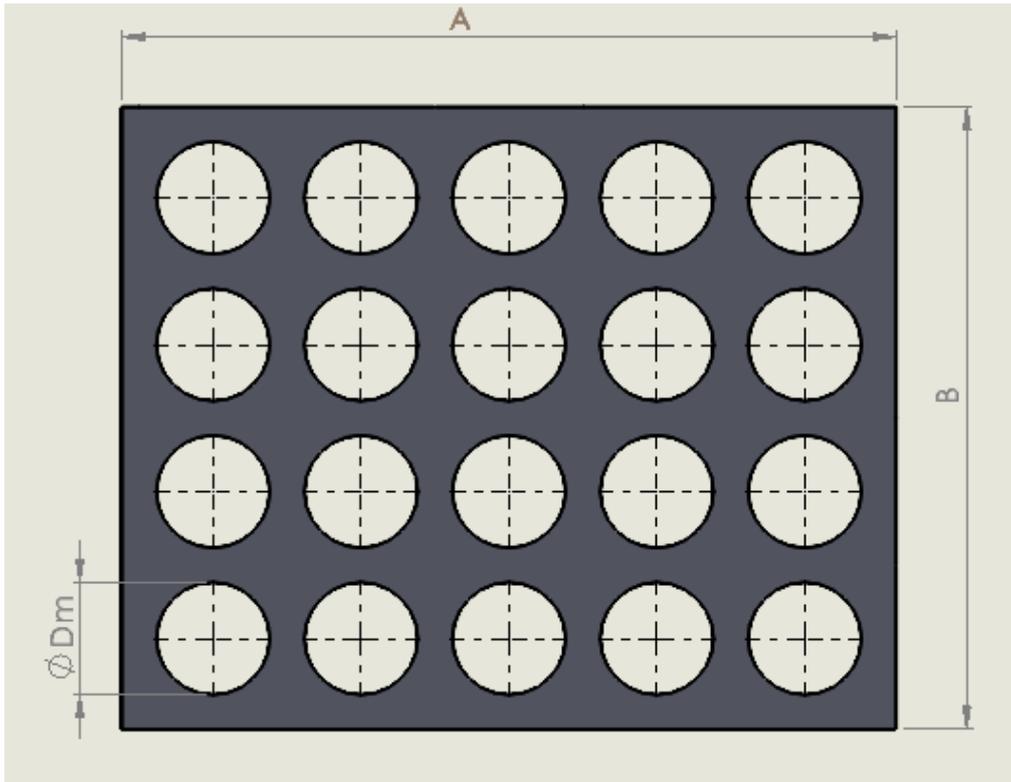
$A$ : Ancho de la cámara de limpieza (m)

$B$ : Largo de la cámara de limpieza (m)

$N_{mangas}$ : Número de mangas

$Dm$ : Diámetro de las mangas (m)

Una representación esquemática para estas dimensiones se muestra en la Figura 1.8.



**Figura 1.8 Dimensiones de la placa espejo, la región sombreada es el área libre [Elaboración Propia].**

#### **1.4.7 Dimensionamiento de las mangas**

Se recomienda que la manga tenga una longitud de entre 1.5 m - 12 m, y un diámetro de entre 0.15 m - 0.30 m. (Londoño C. A., 2008). A medida que la longitud de las mangas aumenta existe la posibilidad de que no queden rectas, lo que aumenta el riesgo que rocen entre sí en el momento de la limpieza, acelerando el desgaste y afectando la eficiencia de limpieza, para encontrar la relación adecuada longitud – diámetro se plantea la siguiente expresión:

$$\frac{L_m}{D_m} \leq 25 \quad (1.5)$$

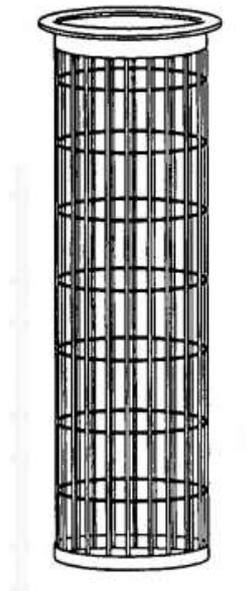
donde:

$L_m$ : Longitud de la manga (m).

$D_m$ : Diámetro de la manga (m).

#### 1.4.8 Canastillas

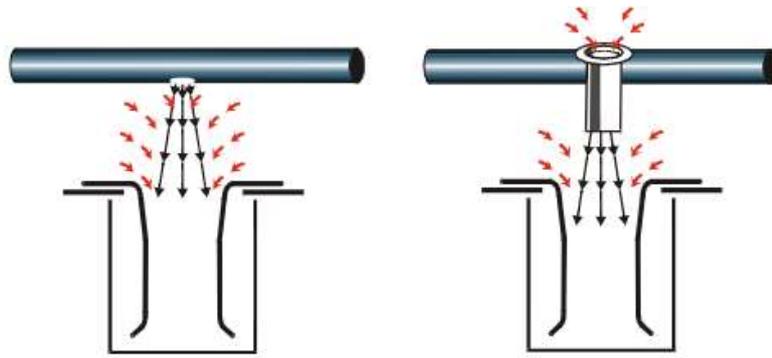
Las canastillas se implementan con la finalidad de evitar que durante la operación del equipo las mangas colapsen entre sí, perdiendo su forma de cilindro y reduciendo el área de filtrado. Se recomienda que sean fabricadas en un solo cuerpo y material resistente a la corrosión para evitar que esto genere daños en la tela de las mangas, son de forma cilíndrica con anillos a lo largo del cuerpo y varillas longitudinales. Para mangas de diámetros menores a 160mm es recomendable entre 8 y 12 varillas, para diámetros mayores a 200mm de 16 a 20 varillas. (Galindez, 2018). En la Figura 1.9 se muestra como es el diseño de una canastilla.



**Figura 1.9 Forma de canastillas [BHA Group, Inc., 1995].**

#### 1.4.9 Toberas

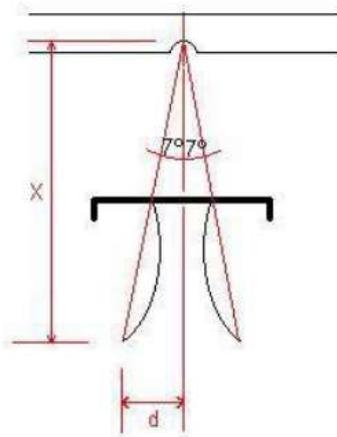
Las toberas ayudan a mejorar eficiencia en la limpieza dando lugar a un menor consumo de aire comprimido y mayor tiempo de vida útil a componentes del equipo, su forma y tamaño modifican considerablemente el pulso de aire, ayudan a corregir cualquier desalineación de los agujeros de la tubería soplado y aumentan la velocidad del chorro de aire. En la Figura 1.10 podemos ver un esquema del funcionamiento la tobera.



**Figura 1.10** Esquema de funcionamiento de la tobera. [Ventec ambiental, 2022]

#### **1.4.10 Tubería de soplado**

Los agujeros de la tubería de soplado deben estar rigurosamente alineados con los agujeros de la placa espejo (Ventec ambiental, 2000); en la Figura 1.11 se muestra un esquema con la altura de la tubería de soplado con respecto a la tobera.



**Figura 1.11** Ubicación de tobera respecto a la flauta. [Galindez, 2018]

#### **1.4.11 Velocidad de transporte en ductos**

Para dimensionar el ducto se debe tener una velocidad de transporte mínima, esta velocidad garantiza que en el ducto no va a haber taponamientos debido al asentamiento de la partícula, un incorrecto dimensionamiento del ducto puede ocasionar paradas innecesarias en la producción debido a los taponamientos por acumulación de producto, para ello existen valores que se han desarrollado de

manera experimental, los cuales estan dados en función de la naturaleza del producto, las recomendaciones dadas por American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH) se resumen en la Tabla 1.7.

**Tabla 1.7 Valores recomendados para la velocidad de diseño en ductos [Ricardo Goberna, 1988, págs. 3-18]**

Naturaleza del contaminante	Ejemplos	Velocidad de diseño m/s
Vapores, gases, humos combustibles	Todos los vapores, gases y humos	Indiferente (la velocidad optima económicamente entre 5 - 10)
Humos de soldadura	Soldadura	10 - 12.5
Polvo muy fino y ligero	Hilos de algodón, harina de madera, polvo de talco	12.5 - 15
Polvos secos	Polvo fino de caucho, baquelita en polvo para moldeo, hilos de yute, polvo de algodón, virutas, polvo detergente, raspaduras de cuero	15 - 20
Polvo ordinario	Polvo de desbardado, hilos de muela de pulir, polvo de lana de yute, polvo de granos de café, polvo de cuero, polvo de granito, harina de sílice, manejo de materiales pulverulentos en general, polvo de arcilla, fundiciones, polvo de caliza, polvo de embalado y pesado de amianto en industrias textiles	17.5 - 20
Polvos pesados	Polvo de aserrado, viruta metálica, polvo de desmoldeo en fundiciones, polvo en el chorreado con arena, pedazos de madera, polvo de barrer, virutas de latón, polvo de taladrado de fundición, polvo de plomo	20 - 22.5
Polvo pesado húmedo	Polvo de plomo con pequeños pedazos, polvo de cemento húmedo, polvo del corte, de tubos de amianto-cemento, hilos de muela de pulir	>22.5

#### 1.4.12 Pérdidas de carga del sistema

Las pérdidas de presión que se presentan a través del filtro pueden ser calculadas con la siguiente expresión:

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_f + \Delta P_p \quad (1.6)$$

donde:

$\Delta P$  : Caída de presión total (mm c. a.)

$\Delta P_s$ : Caída de presión a través del compartimento (mm c. a.)

$\Delta P_f$ : Caída de presión a través de la tela (mm c. a.)

$\Delta P_p$ : Caída de presión a través de la capa de partículas (mm c. a.)

Cuando el filtro ya se encuentra en operación la caída de presión a través del compartimento puede considerarse despreciable. Se espera que la caída de presión a través de las mangas con la capa de partículas este entre 125 y 250 mm c.a., la caída de presión a través de la tela se calcula con la siguiente ecuación (Londoño C. A., 2008):

$$\Delta P_f = K_1 V \quad (1.7)$$

donde:

$\Delta P_f$ : Caída de presión a través de la tela (mm c. a.)

$K_1$ : Factor de resistencia del tejido (mm c. a.\*  $\frac{s}{m}$ )

$V$ : Velocidad de filtración ( $\frac{m}{s}$ )

El factor  $K_1$  para fieltros puede ser obtenido de la Tabla 1.8

**Tabla 1.8 Factores de resistencia para fieltros [Londoño C. A., 2008]**

Tela	Espesor (mm)	$K_1$ (mm c.a. *s/m)
Lana	3.4	92.3
	3.3	2688.2
Dacrón	2.0	142.9
	6.4	11.8
	3.2	100.0
Nylon	3.2	71.4
Acrílico	1.9	142.9

La caída de presión debida a la capa de polvo que se ha adherido a la tela se calcula con la siguiente ecuación:

$$\Delta P_p = K_2 C_p V^2 t \quad (1.8)$$

donde:

$\Delta P_p$ : Caída de presión a través de la capa de partículas (mm c. a.)

$K_2$ : Factor de resistencia debido a la capa de partículas  $\left(\text{mm c. a.} \cdot \frac{\text{s}}{\text{g}}\right)$

$C_p$ : Concentración de partículas en la corriente gaseosa  $\left(\frac{\text{g}}{\text{m}^3}\right)$

$V$ : Velocidad de filtración  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

$t$ : Tiempo de acumulación de las partículas o de filtración (s)

El factor  $K_2$  depende de la densidad, porosidad y del tamaño de partículas, este factor es inversamente proporcional al tamaño de partícula, entre más pequeña es la partícula la caída de presión será mucho mayor. En la Tabla 1.9 se especifican valores de este factor para ciertas partículas.

**Tabla 1.9 Factores de resistencia para ciertas partículas [Robert H. Perry, 1997]**

PARTÍCULAS	$K_2$ (mm H <sub>2</sub> O · m · s/g)						
	833 μm	110 μm	90 μm	45 μm	40 μm	20 μm	2 μm
Granito	1.618	2.253				20.277	
Fundición	0.635	1.618			3.871		
Yeso					6.452	19.355	
Feldespato					6.452	27.957	
Piedra	0.983		6.452				
Cenizas (negro de humo)							48.337
Óxido de zinc							16.078
Madera			6.452				
Resina (fría)		0.635				25.807	
Avena	1.618		9.831	11.265			
Maíz	0.635		3.871	9.012	9.228		

De igual manera se calculan las pérdidas de presión en los ductos, para ello se toma en cuenta las pérdidas en tramos rectos y la perdida en los puntos singulares como codos, uniones y otros accesorios.

La pérdida de carga en tramos rectos depende de la velocidad del aire, del diámetro del conducto, de la densidad, viscosidad del aire y de la rugosidad superficial del conducto. Los cuatro primeros parámetros mencionados se combinan en el número de Reynolds, que se define como:

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

donde:

$\rho$ : Densidad  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

$V$ : Velocidad  $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

$D$ : Diámetro (m)

$\mu$ : Viscosidad dinámica  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}\right)$

El efecto de rugosidad superficial se da mediante la rugosidad relativa, que es la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro del conducto, la rugosidad absoluta es un parámetro que depende de cada material, algunos valores típicos se muestran en la Tabla 1.10.

**Tabla 1.10 Rugosidad superficial absoluta [Ricardo Goberna, 1992].**

Material	Rugosidad absoluta ( $\epsilon$ ), cm
Chapa galvanizada	0,015
Acero	0,005
Aluminio	0,005
Acero inoxidable	0,005

L.F, Moody utilizó estos efectos para crear un gráfico, el cual se conoce como el diagrama de Moody (Apéndice A), estableciendo relaciones entre el número de Reynolds y la rugosidad relativa para así determinar el factor de fricción, una vez que se conoce dicho factor es posible determinar las pérdidas de carga mediante la ecuación de Darcy – Weisbach:

$$h = f \frac{L}{D} P_D \quad (1.10)$$

donde:

$h$ : pérdida de carga en el conducto (mm c. a.)

$f$ : factor de fricción del diagrama de Moody

$L$ : Longitud del tramo (m)

$D$ : Diámetro del conducto (m)

$P_D$ : Presión dinámica (mm c. a.)

La pérdida de carga para ductos redondos puede determinarse también mediante gráficas, en el anexo A, se detalla el procedimiento que se usa en ventilación para determinar las pérdidas en ductos de acero galvanizado, en esta gráfica se manejan cuatro variables: el caudal en CFM, la velocidad en pies/min, el diámetro del ducto en pulgadas, y las pérdidas por fricción, en pulgadas de agua por cada 100 pies.

### 1.5 Recipiente a presión

Para un buen funcionamiento del sistema de limpieza del filtro de mangas se necesita una reserva de aire comprimido y seco, para ello se debe diseñar un recipiente a presión que almacene la cantidad de aire requerido y que cumpla con las normativas de diseño.

Existen normas que se encargan de regular el diseño, construcción, operación y mantenimiento de recipientes a presión. Con el fin de asegurar que tengan un correcto funcionamiento, vida útil y seguridad de este.

Las normas más utilizadas son:

- ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC): utilizada en EE. UU. y Canadá.
- AD-Merkblatt Technical Rules for Pressure Vessels: utilizada en Alemania.

Para este diseño se hará uso del código ASME. El cual está compuesto de doce secciones, la sección VIII es la encargada sobre el diseño de recipientes, esta sección está compuesta de tres divisiones:

Sección VIII- Reglas para la construcción de recipientes a presión.

- División 1- Reglas básicas.
- División 2- Reglas alternativas.
- División 3- Reglas alternativas para recipientes a muy alta presión.

Los recipientes a presión pueden tener cuerpos esféricos y cuerpos cilíndricos, los cuerpos cilíndricos pueden combinarse con una serie de tapas o cabezales donde varían las geometrías como se puede observar en Figura 1.12 (Julio Massa, 2017).

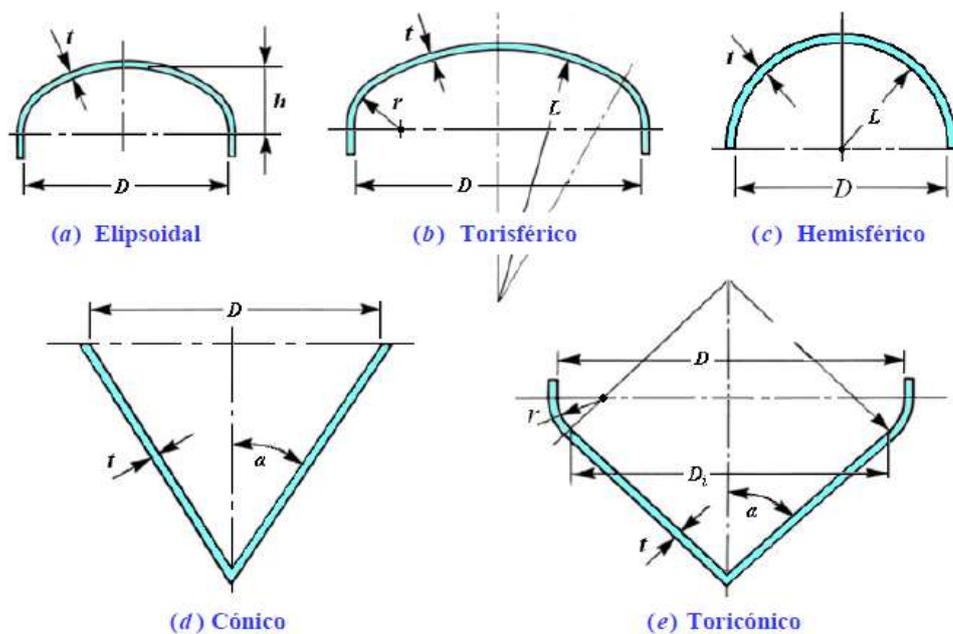
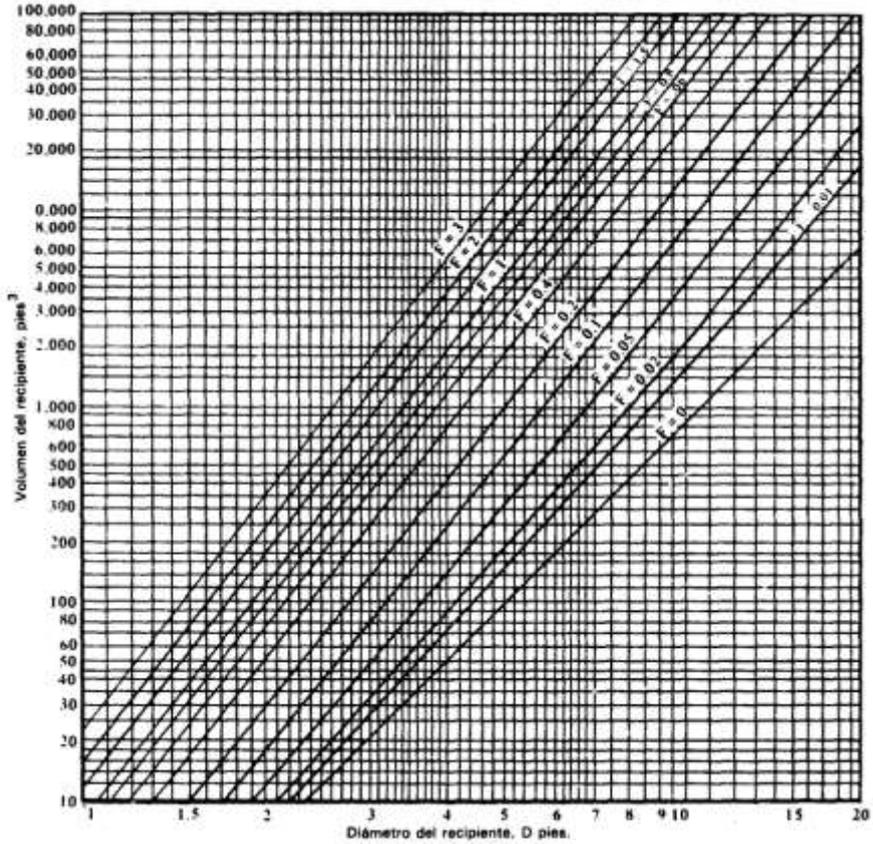


Figura 1.12 Tipos de cabezales para cuerpo cilíndricos. [Julio Massa, 2017]

### 1.5.1 Relación óptima para recipientes a presión

Para hallar la relación óptima diámetro - longitud de un recipiente se hace uso de la siguiente gráfica mostrada en la Figura 1.13.



**Figura 1.13 Gráfica de relación óptima entre volumen y diámetro para recipientes a presión [Megyesy, 1992]**

Esta gráfica sirve de ayuda para determinar las dimensiones óptimas para la construcción de un recipiente haciendo uso del mínimo de material, para ello se define el factor de forma  $F$  y se considera un límite máximo de presión de 1000 psi (Megyesy, 1992) teniendo que:

$$F = \frac{P}{SCE} \quad (1.11)$$

donde:

$P$ : Presión de diseño (psi)

$C$ : Margen de corrosión (pulg)

$S$ : Esfuerzo del material  $\left(\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}\right)$

$E$ : Eficiencia de junta.

### 1.5.2 Presión de diseño

Según el código ASME BPVC sección VIII – División 1, para cumplir con los requerimientos generales, los recipientes a presión se diseñan bajo la condición más severa de presión y temperaturas simultaneas que se esperan durante la operación. La presión de diseño  $P$  es la presión para el cálculo dimensional de las partes del recipiente. Esta presión es mayor a la presión de operación normal del proceso  $P_0$  que se tiene en el recipiente (Julio Massa, 2017). La bibliografía sugiera adoptar la siguiente expresión:

$$P = \text{mayor}(1.1P_0; P_0 + 30) \quad (1.12)$$

donde:

$P$ : Presión de diseño (psi)

$P_0$ : Presión máxima de operación durante el proceso (psi)

### 1.5.3 Margen de corrosión

En los tipos de materiales donde se presenten indicios de corrosión, se debe añadir un espesor para la corrosión, este sobre espesor compensa la pérdida del material debido a la corrosión a medida que pasa que el tiempo de operación del equipo y las sustancias de trabajo, este valor generalmente se escoge entre 1 y 6 mm para tener una vida útil aproximada de unos 10 años, el valor habitualmente escogido es de 1/8 pulg o 3 mm (Julio Massa, 2017).

### 1.5.4 Eficiencia de junta

Para determinar la eficiencia de junta nos guiamos en la Tabla 1.11 que la encontramos en el código ASME UW-12, la cual nos proporciona un valor para la eficiencia de junta con respecto al tipo de ensayo al que se someta el cordón de soldadura, como se muestra en la siguiente tabla (Megyesy, 1992).

**Tabla 1.11 Eficiencia de la junta según el tipo de soldadura [Megyesy, 1992]**

<b>Tipos de juntas soldadas</b>			
<b>Tipo Norma UW-12</b>	<b>Eficiencia de la junta (E) Cuando la junta es:</b>		
	Radiografiada totalmente	Examinadas por zonas	No examinada
<p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con que se obtenga misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza.</p> <p>Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse después de terminar el proceso de soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar	0.90	0.80	0.65
Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo	-	-	0.60
Junta traslape de doble filete completo	-	-	0.55
Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	-	-	0.50
Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón	-	-	0.45

### 1.5.5 Espesores para cuerpos cilíndricos

Para cuerpos cilíndricos que se someten a presión interna; se definen como cilindros de pared delgada aquellos que cumplen la siguiente expresión:

$$\frac{D}{t} > 10 \quad (1.13)$$

donde:

*D*: Diámetro exterior del cilindro

*t*: Espesor de pared

El espesor mínimo que se requiere para soportar el esfuerzo tangencial que se genera debido a la presión a la se somete se calcula mediante la siguiente expresión (Julio Massa, 2017):

$$t_r = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (1.14)$$

donde:

$t_r$ : Espesor mínimo para el cuerpo (pulg)

$P$ : Presión de diseño (psi)

$R$ : Radio interior del cilindro (pulg)

$S$ : Tensión máxima admisible (psi)

$E$ : Eficiencia de la junta de soldadura (psi)

El espesor mínimo generado por el esfuerzo longitudinal se determina con la siguiente expresión:

$$t_r = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad (1.15)$$

donde:

$t_r$ : Espesor mínimo para el cuerpo (pulg)

$P$ : Presión de diseño (psi)

$R$ : Radio interior del cilindro (pulg)

$S$ : Tensión máxima admisible (psi)

$E$ : Eficiencia de la junta de soldadura (psi)

A los valores obtenidos se le debe adicionar el margen de corrosión definido anteriormente, quedando:

$$t_{r_{total}} = t_r + C \quad (1.16)$$

donde:

$t_{r_{total}}$ : Espesor final (pulg)

$t_r$ : Espesor mínimo para el cuerpo (pulg)

$C$ : Margen de corrosión (pulg)

### 1.5.6 Espesor para cabezal de tipo torisférico

Para el cabezal torisférico o tipo ASME se define la siguiente expresión:

$$t_{r_{cabezal}} = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} \quad (1.17)$$

donde

$t_{r_{cabezal}}$ : Espesor mínimo para el cabezal (pulg)

$P$ : Presión de diseño (psi)

$L$ : Diámetro exterior del cilindro (pulg)

$S$ : Tensión máxima admisible (psi)

$E$ : Eficiencia de la junta de soldadura (psi)

De forma similar, a este valor obtenido se le adiciona el margen de corrosión teniendo:

$$t_{r_{Cabezal,total}} = t_{r_{cabezal}} + C \quad (1.18)$$

donde:

$t_{r_{Cabezal,total}}$ : Espesor final del cabezal (pulg)

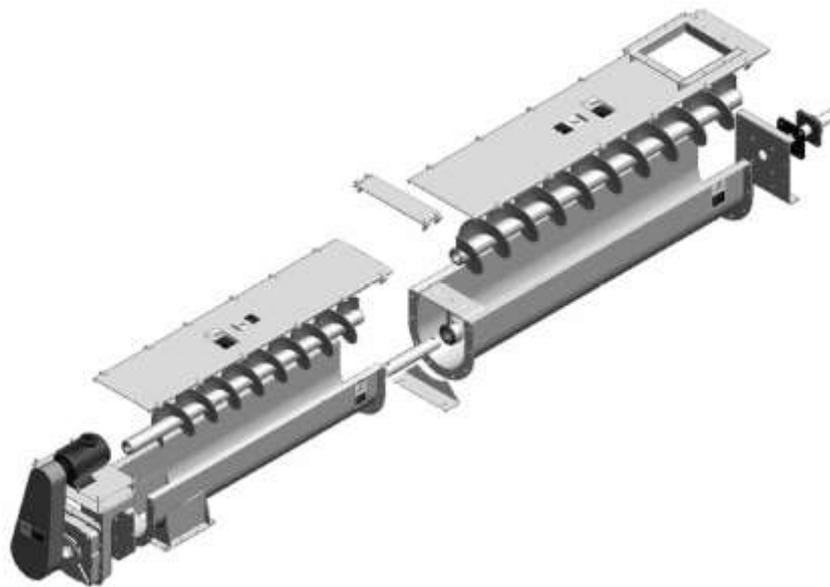
$t_{r_{cabezal}}$ : Espesor mínimo para el cabezal (pulg)

$C$ : Margen de corrosión (pulg)

## 1.6 Transportadores Helicoidales

Los transportadores helicoidales o transportadores de tornillo sin fin son máquinas realizan el desplazamiento del material por un canalón llamado artesa gracias al movimiento rotatorio del tornillo. Consta de un canalón inmóvil cuya parte inferior tiene forma de un semicilindro y un árbol de transmisión cuyo cuerpo se han soldado hélices, se utilizan en aplicaciones de transporte

horizontal, inclinada o vertical de materiales en forma de polvo, de grano fino y fibroso, no es conveniente el uso de estos transportadores para materiales con pedazos de grandes dimensiones, abrasivos o pegajosas. (Antonio Miravete, 2004)



**Figura 1.14 Transportador de tornillo sin fin [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Proceso de diseño

Para el desarrollo de la solución al problema de la fuga de harina de camarón en la empresa, se definieron los siguientes pasos para determinar y validar que la solución, estos se apegan, además, a los requerimientos del cliente.

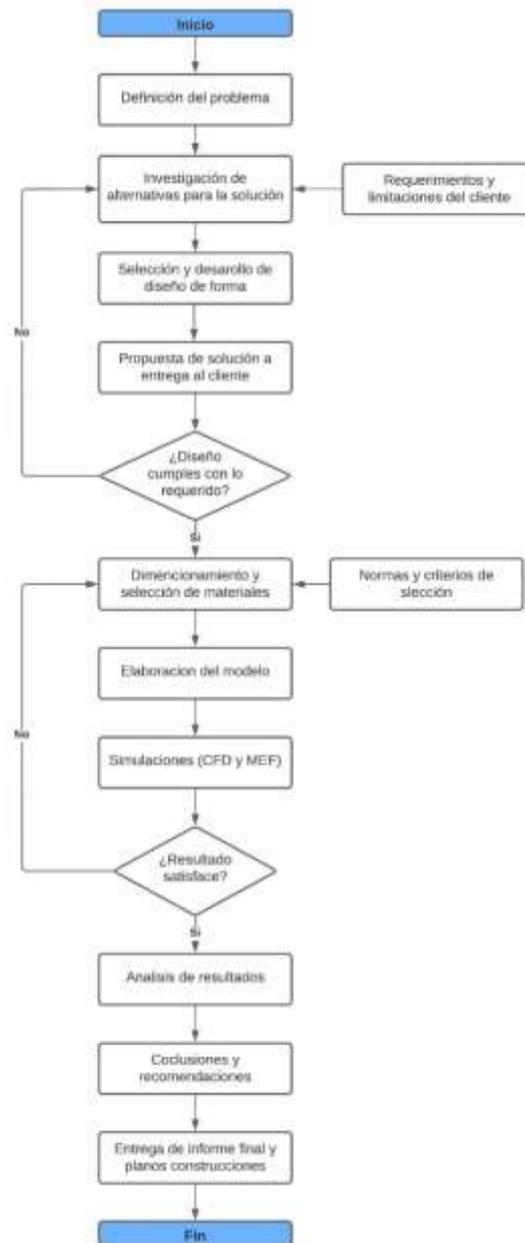


Figura 2.1 Diagrama de flujo del proceso de diseño.

El diagrama de flujo del proyecto describe el proceso que se lleva a cabo para realizar el proyecto y garantiza que al seguir los pasos como se detallan se logra obtener un diseño correcto y eficiente, el primer paso fue en definir el problema de forma específica, determinando una solución de acuerdo a los requerimientos, una vez definido el problema, se procede a investigar acerca de varias las alternativas de soluciones y se escoge la más adecuada, se elabora un diseño preliminar o un diseño de forma la cual se presenta al cliente, se evalúa la solución y se agregan detalles, se elabora un diseño detallado al cual se le realizan las respectivas simulaciones y con ello se determina si el diseño cumplirá con lo requerido, y posterior las respectivas correcciones que se requieran y con la obtención de resultados, realizamos el análisis de resultados y con ello la entrega de los respectivos informes y los planos de los equipos diseñados.

## **2.2 Alternativas de solución**

### **2.2.1 Alternativa A: Filtro de Mangas**

Estos equipos son de operación continua, las bolsas o mangas actúan como medio filtrante, reteniendo el polvo en la parte externa en un flujo de aire que va desde afuera hacia adentro de las mangas, la limpieza se realiza introduciendo el chorro de aire de limpieza a alta presión a través de la misma abertura por donde sale el aire limpio de la manga. La pieza de unión entre la abertura de las mangas y la tubería de soplado es una tobera que direcciona el flujo de aire y mejora la limpieza. La inyección de un chorro de aire a alta presión induce un flujo secundario de aire desde el compartimiento de aire limpio en dirección contraria a la del flujo principal, la limpieza se consigue gracias a que el chorro a alta presión frena el paso de aire en la dirección principal, ocasionando un aumento de presión e inflado de la manga, que se separa de la jaula soporte, la torta de polvo formada se desmorona y se desprende el exceso de polvo acumulado. El caudal de aire secundario inducido se comporta como una válvula de impide el paso de aire en la dirección principal durante la operación de limpieza. El proceso completo, desde la inyección del chorro de aire a alta presión que inicia con la inducción de flujo secundario, hasta que este finaliza,

ocurre en un tiempo aproximado de un segundo. El producto que se desprende de las mangas es recolectado en una tolva.

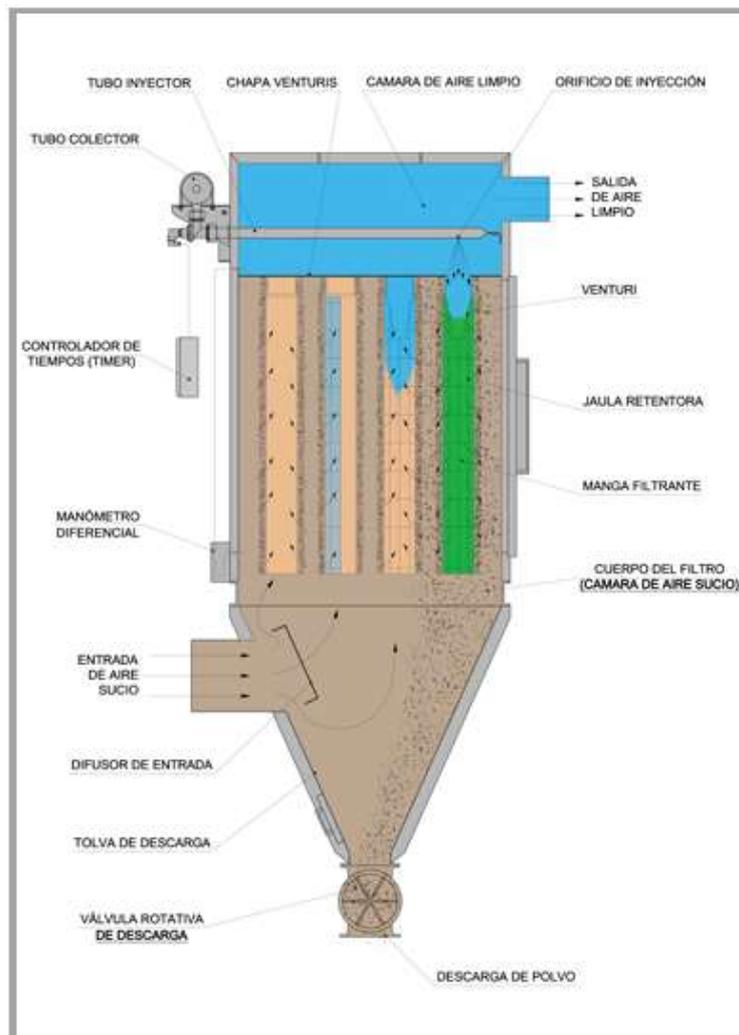


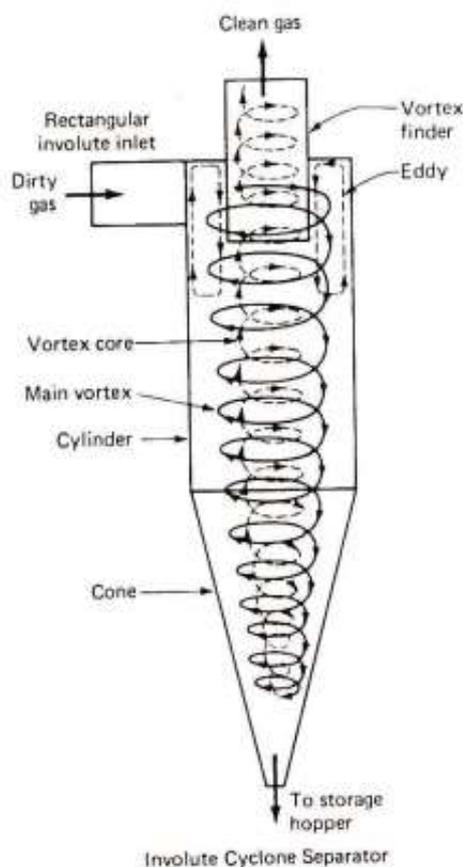
Figura 2.2 Partes principales de un filtro de mangas [FluidTecnica, 2009]

### 2.2.2 Alternativa B: Ciclón de alta eficiencia

El ciclón se utiliza comúnmente para la separación de polvo grueso, de forma general se utilizan estos equipos como un depurador previo a otro equipo captador de mayor eficacia o también como separador de aire-materia en los circuitos de transporte neumático donde se diseñan para obtener mayores fuerzas centrífugas sobre las partículas transportadas por el aire. Como la fuerza centrífuga es función de la velocidad periférica y de la aceleración angular, la mejora de la eficacia de separación se consigue mediante:

1. Aumento de la velocidad de entrada.
2. Alargamiento del cuerpo y del cono del ciclón.
3. Montando varios ciclones de poco diámetro en paralelo.
4. Colocando varias unidades en serie.

A pesar de que los ciclones de alta eficacia no tienen un rendimiento de separación muy alto como el que puede tener un precipitador electrostático, un filtro de tela o un depurador húmedo, Su eficacia es significativamente mayor que la que tienen otros equipos mecánicos.



**Figura 2.3 Ciclón de alta eficiencia [Woodard, 1998]**

### **2.2.3 Alternativa C: Precipitadores electrostáticos**

El funcionamiento de los precipitadores electrostáticos se basa en la separación de partículas contenidas en una corriente de aire con alta concentración de producto, principalmente mediante el uso de placas o electrodos cargados eléctricamente, para ionizar las partículas que se son colectadas en superficies

con carga opuesta, estos equipos son útiles para partículas de pequeñas y donde se requiere alta eficiencia de recolección. La eficiencia está en función del área del electrodo, el caudal del aire, la uniformidad del flujo y la resistencia de la mezcla de aire y producto.

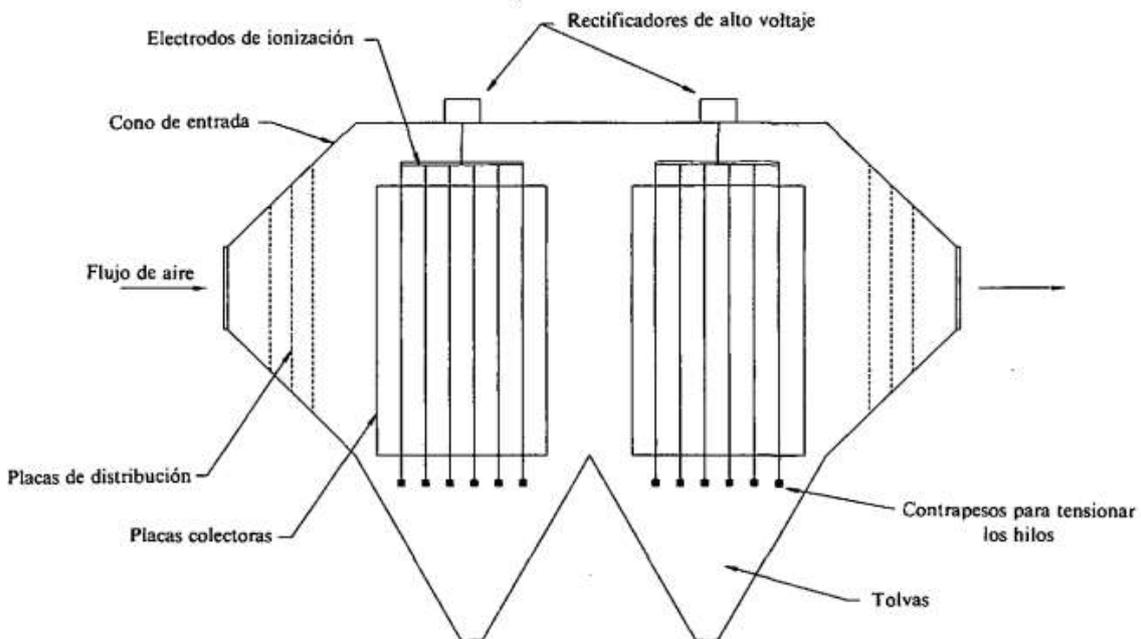


Figura 2.4 Precipitador electrostático de alto voltaje [Ricardo Goberna, 1988].

## 2.3 Selección de la mejor alternativa

### 2.3.1 Factores de influencia

Para la sección se la mejor alternativa se tomó en consideración los factores que pueden influenciar al diseño de solución, al igual que su ponderación.

Los factores considerados fueron los siguientes:

- A. **Eficiencia:** Capacidad que tiene el equipo para recolectar la mayor cantidad de harina que se pierde en la actualidad, captación de 80% o más de las partículas expresada en peso.
- B. **Costo de instalación:** Costo de las adecuaciones a las instalaciones y modificaciones a los equipos ya existentes.
- C. **Costo de operación:** Costo de las operaciones diarias del equipo y costo de los mantenimientos periódicos que se deben realizar.

- D. **Mantenimiento:** Dificultad que presenta el equipo para realizar los mantenimientos y el intervalo de tiempo entre mantenimientos.
- E. **Espacio:** Disponibilidad del lugar donde se instalaría el equipo.
- F. **Construcción:** Disponibilidad de materiales y complejidad para su fabricación.

### 2.3.2 Matriz de comparación de atributos

Existen equipos para la captación de harinas y polvos diseñados de acuerdo con principios de funcionamiento muy distintos y que brindan una gran cantidad de posibilidades en lo que se refiere a eficiencia, costo de instalación, costo de operación, mantenimiento, necesidades de espacio y materiales de construcción. De acuerdo con el análisis de las necesidades junto al cliente obtenemos que el criterio más importante es la eficiencia el con un peso de 24%, ya que se busca recuperar la mayor cantidad de producto, además otro factor a considerar impórtate es la facilidad que debe tener el equipo para realizar los mantenimientos obteniendo un 23% peso en la ponderación, los valores ponderados de cada criterio de selección pueden verse en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1 Tabla de comparación de atributos [Elaboración propia]**

CRITERIO	A	B	C	D	E	F	TOTAL FILA	PESO
A	1,00	0,14	0,20	3,00	9,00	7,00	20,34	0,24
B	7,00	1,00	0,33	0,14	0,20	0,14	8,82	0,10
C	5,00	3,00	1,00	0,33	0,20	0,33	9,87	0,12
D	0,33	7,00	3,00	1,00	3,00	5,00	19,33	0,23
E	0,11	5,00	5,00	0,33	1,00	3,00	14,44	0,17
F	0,14	7,00	3,00	0,20	0,33	1,00	11,68	0,14
						<b>TOTAL</b>	84,48	1

### 2.3.3 Matriz de decisión

Para la selección del equipo se evaluaron las alternativas según los factores de influencia definidos en la sección 2, junto con sus respectivas ponderaciones, el criterio de evaluación fue de 0 a 5 de acuerdo con las alternativas propuestas las cuales fueron evaluadas en la Tabla 2.1, obteniendo como atributo más importante la eficiencia, a continuación, en la Tabla 2.2 se detalla la matriz de decisión para la sección de la mejor alternativa, dando como resultado que la mejor opción se selección es el filtro mangas.

**Tabla 2.2 Matriz de decisión [Elaboración propia]**

Factores de influencia	A	B	C	D	E	F	
Alternativa/Ponderacion	24%	10%	12%	23%	17%	14%	<b>Total</b>
A	5	4	4	4	5	4	4,41
B	3	5	5	4	3	5	3,95
C	4	3	2	3	4	3	3,29

## 2.4 Diseño del filtro de mangas

Establecemos en la Tabla 2.3 los datos preliminares necesarios para los cálculos.

**Tabla 2.3 Datos de diseño [Elaboración propia].**

<b>Material</b>	Harina de camarón
<b>Porcentaje de grasas</b>	12 %
<b>Tamaño promedio de partícula</b>	20 µm – 30µm
<b>Concentración de partículas</b>	3670 mg/m <sup>3</sup>
<b>Temperatura promedio</b>	70 °C
<b>Densidad de la partícula.</b>	647 kg/m <sup>3</sup>
<b>Caudal.</b>	7000 CFM – 3.30 m <sup>3</sup> /s
<b>Diámetro de manga</b>	160 mm

### 2.4.1 Relación gas-tela

La relación gas-tela para la limpieza por chorro a pulso para la harina dada por la Tabla 1.5 es:

$$Vf = 0.061 \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^2}$$

A este valor se lo multiplica por un factor de aplicación en la Tabla 1.6 el cual es seleccionado para este tipo de aplicación “transporte- ventilación de aire” con lo cual se tiene un valor corregido de relación gas-tela.

$$Vf = 0.061 * 0.9 = 0.0549 \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}^2}.$$

### 2.4.2 Área de filtrado

Con el caudal del ventilador proporcionado en la Tabla 1.1 de 7000 CFM = 3.30 m<sup>3</sup>/s , se procede a calcular el área neta de filtración necesaria, utilizando la ecuación (1.2).

$$A_{neta} = \frac{Q_{aire}}{V_f}$$
$$A_{neta} = \frac{3.30}{0.0549} = 60.11 \text{ m}^2$$

### 2.4.3 Dimensionamiento y número de mangas

La manga seleccionada tiene una dimensión de 160 mm de diámetro y 1100 mm de longitud, estas medidas deben cumplir con la relación de la expresión (1.5).

$$\frac{1100}{160} = 6.875 \leq 25$$

El área de filtrado de una manga se determina de la siguiente manera:

$$A_{manga} = A_{cuerpo} + A_{base}$$
$$A_{manga} = \pi D_m L_m + \frac{\pi}{4} D_m^2$$
$$A_{manga} = \pi * 0.16 * 1.1 + \frac{\pi}{4} * 0.16^2$$
$$A_{manga} = 0.553 + 0.020 = 0.573 \text{ m}^2$$

Para determinar el número total de mangas se divide el área neta de filtración entre el área de una manga.

$$N_{mangas} = \frac{A_{neta}}{A_{manga}}$$
$$N_{mangas} = \frac{60.11}{0.573} = 105 \text{ mangas}$$

Se necesitan 105 mangas, estas se redondean a 110 para escoger un arreglo de 10X11 mangas.

$$N_{mangas} = 110 \text{ mangas}$$

#### 2.4.4 Velocidad ascendente

La velocidad ascendente es la que experimenta el gas al ascender por entre las mangas, según lo expuesto en el capítulo 1, esta velocidad debe ser menor o igual que 1.3 m/s; según la ecuación (1.3), se tiene que:

$$V_a = \frac{Q_{gas}}{A_{libre}}$$

Para determinar el área libre se hace uso de la ecuación (1.4):

$$A_{libre} = A * B - N_{mangas} \left( \frac{\pi D_m^2}{4} \right)$$

Como se definió en el capítulo 1, las dimensiones de A\*B son los lados del pleno y por lo tanto las dimensiones del compartimento del filtro, para determinar estos lados se asume primero un arreglo cuadrado de mangas de 11X11, donde A=B teniendo que:

$$A_{libre} = \frac{Q_{gas}}{V_a} = A^2 - N_{mangas} \left( \frac{\pi D_m^2}{4} \right)$$

$$A^2 = \frac{Q_{gas}}{V_a} + N_{mangas} \left( \frac{\pi D_m^2}{4} \right)$$

$$A_{11x11} = \sqrt{\frac{Q}{V_a} + C_m \left( \frac{\pi D_m^2}{4} \right)} = \sqrt{\frac{3.3 \text{ m}^3/\text{s}}{1.3 \text{ m/s}} + 121 * \left( \frac{\pi * (0.16)^2}{4} \right)} = 2.229 \text{ m}$$

Con este valor obtenido para un lado del pleno y sabiendo que el diámetro de la manga es de 160 mm, podemos determinar la separación mínima que deben tener la mangas entre sí, para ello:

$$\text{Distacia entre mangas} = \frac{2229 \text{ mm} - 11 \text{ mangas} * 160 \text{ mm}}{10} = \frac{469}{12} = 46.9 \text{ mm}$$

$$\text{Distancia entre mangas} = 50 \text{ mm}$$

además de ello se debe dejar un espacio tolerable entre las mangas de los extremos y la pared del compartimento, para este caso dejamos una distancia a cada lado de 100 mm, por lo que las dimensiones del pleno quedan establecidas de la siguiente manera.

$$A = 11 \text{ mangas} * 160\text{mm} + 10 * 50\text{mm} + 100\text{mm} * 2 = 2460 \text{ mm}$$

$$B = 10 \text{ mangas} * 160\text{mm} + 9 * 50\text{mm} + 100\text{mm} * 2 = 2250 \text{ mm}$$

Se comprueba que estas dimensiones cumplan con el criterio de velocidad ascendente el cual debe ser menor que 1.3 m/s, mediante (1.3):

$$A_{libre} = \frac{Q_{gas}}{V_a} = 2.460 * 2.250 - 110 \left( \frac{\pi * (0.16)^2}{4} \right)$$

$$A_{libre} = 3.32 \text{ m}^2$$

$$V_a = \frac{Q_{gas}}{A_{libre}} = \frac{3.30}{3.32} = 0.99 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

con esto se comprueba que la velocidad ascendente está dentro del rango.

#### 2.4.5 Pérdidas de carga del sistema

Para determinar la caída de presión a través de todo el filtro se utiliza la ecuación (1.6).

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_f + \Delta P_p$$

La caída de presión a través del compartimento se considera despreciable, la caída de presión a través de la tela se estima con la ecuación (1.7).

$$\Delta P_f = K_1 V$$

La tela seleccionada es de poliéster, sin embargo, el tejido de dacrón es muy similar al del poliéster (Londoño C. A., 2008), por lo tanto, para la tela seleccionada (Ver apéndice B), su espesor es de 2 mm, con la Tabla 1.8, se tiene que:

$$K_1 = 142.9 \text{ mm c. a.} * \frac{\text{s}}{\text{m}}$$

con la velocidad de filtración determinada anteriormente, la pérdida estimada a través de la tela limpia es:

$$\Delta P_f = K_1 V = 142.9 \text{ mm c. a.} * \frac{\text{s}}{\text{m}} * 0.061 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 9.14 \text{ mm c. a.}$$

La caída de presión a través de la capa de polvo se estima con la ecuación (1.8).

$$\Delta P_p = K_2 C_p V^2 t$$

El factor de resistencia K2 se lo toma de la Tabla 1.9, puesto que no hay datos tabulados para la partícula de harina o similares, tomamos el de la resina para partículas de 20 micras.

La concentración de partículas se la determina mediante la relación entre pérdida estimada y el caudal de gas.

$$C_p = \frac{\text{Pérdida estimada}}{\text{Caudal del gas}} = \frac{350 \frac{\text{kg}}{8\text{h}}}{3.3 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} * \frac{1000\text{gr}}{1\text{Kg}} = 3.68 \frac{\text{gr}}{\text{m}^3}$$

El tiempo para la limpieza se establece en base a los criterios dados en el capítulo 1, este tiempo de limpieza por filas debe estar entre 3 y 30 segundos, para este caso escogemos un tiempo de limpieza cada 20 segundos.

Con esto podemos determinar la caída de presión estimada a través de la capa de polvo mediante:

$$\Delta P_p = K_2 C_p V^2 t = 26 \text{ mm c. a. m.} \cdot \frac{\text{s}}{\text{g}} * 3.67 \frac{\text{g}}{\text{m}^3} * \left(0.061 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 * 20 \text{ s}$$

$$\Delta P_p = 116.42 \text{ mm c. a.}$$

Por lo tanto, la pérdida de presión a través del filtro con la capa de polvo es de:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_p = 9.14 \text{ mm c. a.} + 116.42 \text{ mm c. a.} = 125.55 \text{ mm c. a.}$$

este valor está dentro del recomendado por la EPA, el cual debe ser menor a 250 mm c.a., por lo tanto, el tiempo de 20 segundos para la limpieza entre filas de mangas es adecuado para este caso, este valor puede ser corregido en campo si las condiciones de operación varían.

#### 2.4.6 Velocidad de transporte y dimensionamiento de ductos

Para la determinar la velocidad de transporte en el ducto hacemos uso de la Tabla 1.7, escogemos una velocidad para transportar polvos finos y ligeros.

$$V_{transporte} = 15 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (polvos finos y ligeros)}$$

Con esta velocidad y el caudal del gas se determina el área de sección transversal con la ecuación de continuidad,

$$A_{transversal} = \frac{Q_{gas}}{V_{transporte}}$$

$$A_{transversal} = \frac{3.30 \text{ m}^3/\text{s}}{15 \text{ m/s}} = 0.22 \text{ m}^2$$

Para un ducto redondo el diámetro se calcula:

$$A_{circ} = A_{transversal} = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * A_{transversal}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0.22}{\pi}} = 0.53 \text{ m}$$

### 2.4.7 Pérdidas de carga en el ducto

En la Figura 2.5 se muestra un esquema con los ductos que unen el ciclón y el filtro, para determinar las pérdidas de carga se hará uso de la gráfica 2-A en el apéndice A.

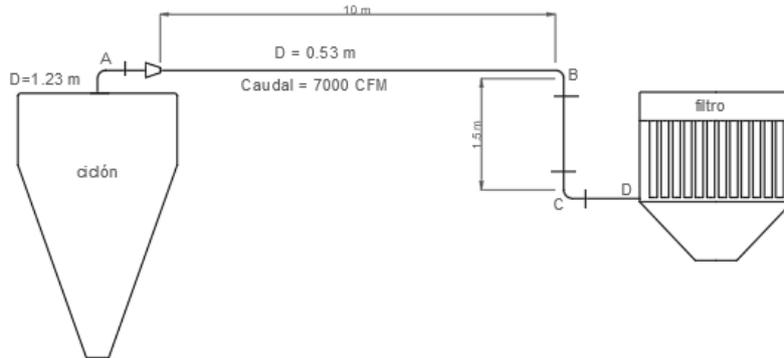


Figura 2.5 Esquema del ducto ciclón filtro [Elaboracion propia].

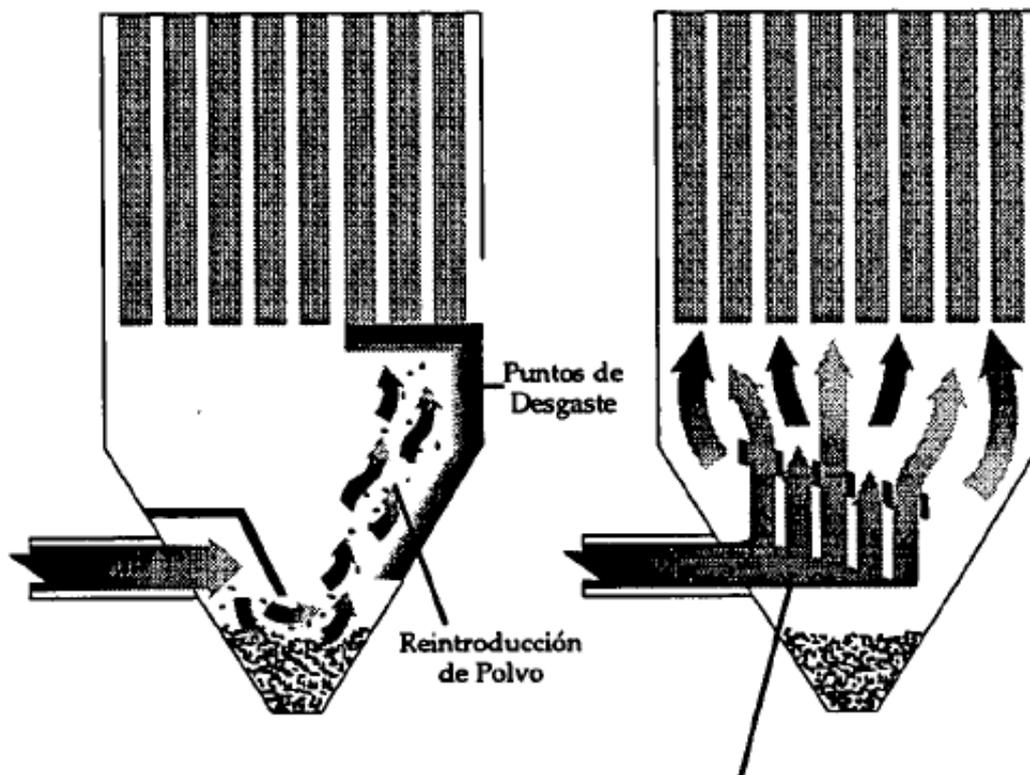
En la Tabla 2.4 se muestran las pérdidas determinadas en los tramos rectos y accesorios, el procedimiento de cálculo se detalla en el apéndice A.

Tabla 2.4 Pérdidas en ductos y accesorios [Elaboracion propia].

Sección	Componente	Flujo (CFM)	Longitud (m)	Velocidad (m/s)	Coefficiente de pérdidas	Pérdidas en mm c.a.
A	Codo	7000	-	2.77	0.50	0.25
A-B	Reducción	7000	-	15	0.06	0.76
A-B	Ducto	7000	10	15	-	5.1
B	Codo	7000	-	15	0.50	6.86
B-C	Ducto	7000	1.5	15	-	0.76
C	Codo	7000	-	15	0.50	6.86
D	Transición	7000	-	15	0.28	3.81
Total						24.4

### 2.4.8 Disposición del deflector

A la entrada al filtro se debe colocar un deflector que redirija el flujo y lo distribuya de manera uniforme por todas las mangas, para ello se proponen dos disposiciones de deflectores como se muestra Figura 2.6.



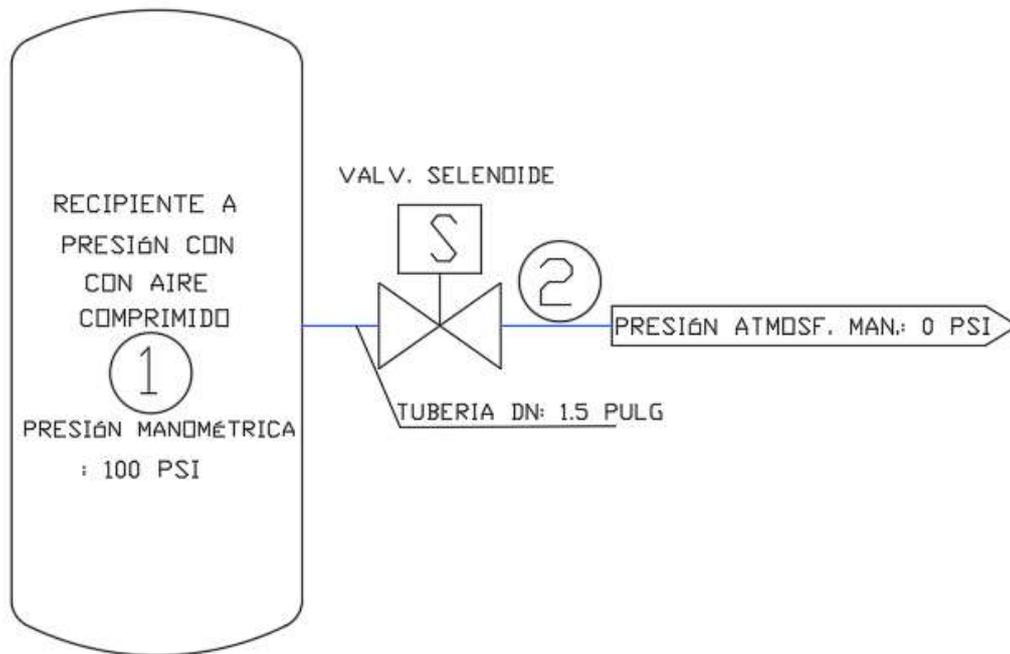
**Figura 2.6 Disposición de deflector tradicional y disposición de deflectores escalonados, respectivamente [BHA Group, Inc., 1995].**

Para elegir la mejor disposición de deflectores a la entrada del filtro se realiza una simulación en CFD, los resultados se muestran en el capítulo 3.

## **2.5 Recipiente a presión**

### **2.5.1 Dimensionamiento del recipiente a presión**

Para dimensionar el recipiente a presión necesitamos saber cuál va a ser la demanda de volumen de aire que requiere el equipo en la condición más extrema de gasto. Para ello se hace la asunción de que todas las válvulas del manifold se abren al mismo tiempo, con esto el volumen de aire que escape en el tiempo de apertura de la válvula debe estar dentro de la capacidad de volumen del pulmón de aire. A partir de esto se debe diseñar el pulmón cuya capacidad de volumen de aire contenido sea mayor al volumen que escapa en esta condición.



**Figura 2.7 Diagrama del estado 1 y 2, del aire comprimido [Elaboración Propia].**

Para hacer este cálculo se muestran los datos necesarios en la Tabla 2.5.

**Tabla 2.5 Datos para dimensionamiento de recipiente a presión [Elaboración Propia]**

<b>Diámetro de la válvula</b>	1-½ pulg
<b>Presión máxima en el pulmón</b>	100 psi
<b>Tiempo de apertura de la válvula</b>	1/20 segundos.

Utilizando la ecuación del principio de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{perdidas} \quad (2.1)$$

donde:

$P$ : Presión

$\rho$ : Densidad del aire comprimido @ 100 psi.

$g$ : Gravedad

$V$ : Velocidad

$z$ : Referencia de altura.

$h_{perdidas}$ : Pérdidas por fricción.

Para este caso se asume que las pérdidas son insignificantes ya que el punto inicial del análisis es a la salida del recipiente (1) y en la tubería (2), como se muestra en la Figura 2.7. Las diferencias de alturas es cero debido a que ambos puntos están a la misma altura,  $V_1$  es cero debido a que la velocidad de vaciado del tanque es despreciable, con lo cual la expresión anterior se reduce a:

$$\frac{P_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2}$$

despejando  $V_2$  se tiene que:

$$V_2 = \sqrt{P_1 * \frac{2}{\rho}} \quad (2.2)$$

Para este análisis se necesita conocer la densidad del aire comprimido a 100 psi, ya que al estar comprimido su densidad cambia, asumiendo al aire como un gas ideal se puede usar la ecuación de los gases ideales para determinar la densidad del aire comprimido a 100 psi. La ecuación de los gases ideales que relaciona la presión, la densidad y la temperatura está dada por:

$$P = \frac{\rho RT}{M} \quad (2.3)$$

donde.

$P$ : Presión absoluta.

$\rho$ : Densidad del aire.

$R$ : Contante de los gases ideales (0,082 L\*atm/g\*mol)

$M$ : Peso molecular, (para el aire se ha adoptado 28,8 g/mol)

$T$ : Temperatura absoluta en kelvin

Se deduce que la densidad es directamente proporcional a la presión, manteniéndose la temperatura constante, por lo tanto, al tratarse de aire seco tenemos la siguiente expresión:

$$\frac{P_{st}}{\rho_{st}} = \frac{P}{\rho}$$

la densidad del aire en condiciones estándares de temperatura y presión es  $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3 @ 20^\circ\text{C}$  y 1 atm, por lo que se tiene que:

$$\frac{1 \text{ atm}}{1,2 \text{ Kg/m}^3} = \frac{6,80 \text{ atm}}{\rho_{@100\text{psi}}}$$

$$\rho_{@100\text{psi}} = 8,16 \text{ kg/m}^3$$

Por lo que la velocidad del aire en la tubería justo después de salir del recipiente calculada con la ecuación (2.3) es:

$$V_2 = \sqrt{689,48 \text{ kPa} * \frac{2}{8,16 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_2 = 411,03 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Una vez obtenida la velocidad se procede a calcular el caudal que pasa a través de la válvula de diámetro 1.5 pulg con la ecuación de continuidad:

$$Q = V * A \tag{2.4}$$

donde:

$Q$ : Caudal de aire  $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

$V$ : Velocidad  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$

$A$ : Área de sección transversal de la tubería  $\text{m}^2$

$$Q = 411,03 * \pi * \frac{0,0381^2}{4}$$

$$Q = 0,468 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El Volumen de aire que pasa a través de la válvula en el tiempo que se mantiene abierta (1/20 segundos), se calcula con la siguiente expresión:

$$V = Q * t \quad (2.5)$$

Donde

$V$ : Volumen  $\text{m}^3$

$Q$ : Caudal  $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

$t$ : Tiempo  $\text{s}$

sustituyendo los valores tenemos que:

$$V = 411,03 * \frac{1}{20} = 0,0234 \text{ m}^3$$

este volumen obtenido es el volumen que consume una válvula, por lo que para las 10 válvulas tenemos:

$$V_{@10valvulas} = 0,234 \text{ m}^3$$

teniendo así volumen mínimo que debe tener el recipiente, para una capacidad adecuada y evitar el desabastecimiento del aire tomaremos un volumen de:

$$V_{recipiente} = 0,5 \text{ m}^3$$

Finalmente, para el diseño se considera un margen de corrosión de  $C = 1/8$  pulg, y en base Tabla 1.11 una eficiencia de la junta de  $E = 0.70$  (juntas con doble cordón de soldadura sin examinar) con lo cual los datos para el diseño del recipiente quedan como se muestra en la Tabla 2.6.

**Tabla 2.6 Datos de diseño para recipiente a presión [Elaboración propia]**

<b>Volumen del recipiente</b>	0.5 m <sup>3</sup> – 17.66 pie <sup>3</sup>
<b>Máxima presión de operación (P<sub>o</sub>)</b>	100 psi
<b>Materia</b>	ASTM A36
<b>Esfuerzo de fluencia de material</b>	36000 psi – 248 MPa
<b>Tipo de domo</b>	Toriférico
<b>Margen de corrosión</b>	1/8 pulg – 3 mm
<b>Eficiencia de junta</b>	0.7

### 2.5.2 Relación óptima del recipiente a presión

Para diseñar el recipiente a presión se debe encontrar la relación óptima entre el diámetro y la longitud, de acuerdo con la Figura 1.13 y con los pasos detallados en el capítulo 1 se procede a hallar la presión de diseño con la ecuación (1.13).

$$P = \text{mayor}(1.1P_o; P_o + 30) \text{ psi} = \text{mayor}(1.1 * 100; 100 + 30) \text{ psi}$$

$$P = 130 \text{ psi}$$

Para determinar el factor de forma se reemplazan los datos obtenidos en la ecuación (1.11), se tiene que:

$$F = \frac{P}{SCE} = \frac{130}{36000 * 1/8 * 0.7} = 0.041$$

se redondea el factor de forma a 0.05 y con volumen del tanque se encuentra el diámetro óptimo recomendado en la tabla de la Figura 1.13, teniendo que:

$$F = 0.05$$

$$V_{\text{recipiente}} = 17.66 \text{ pie}^3$$

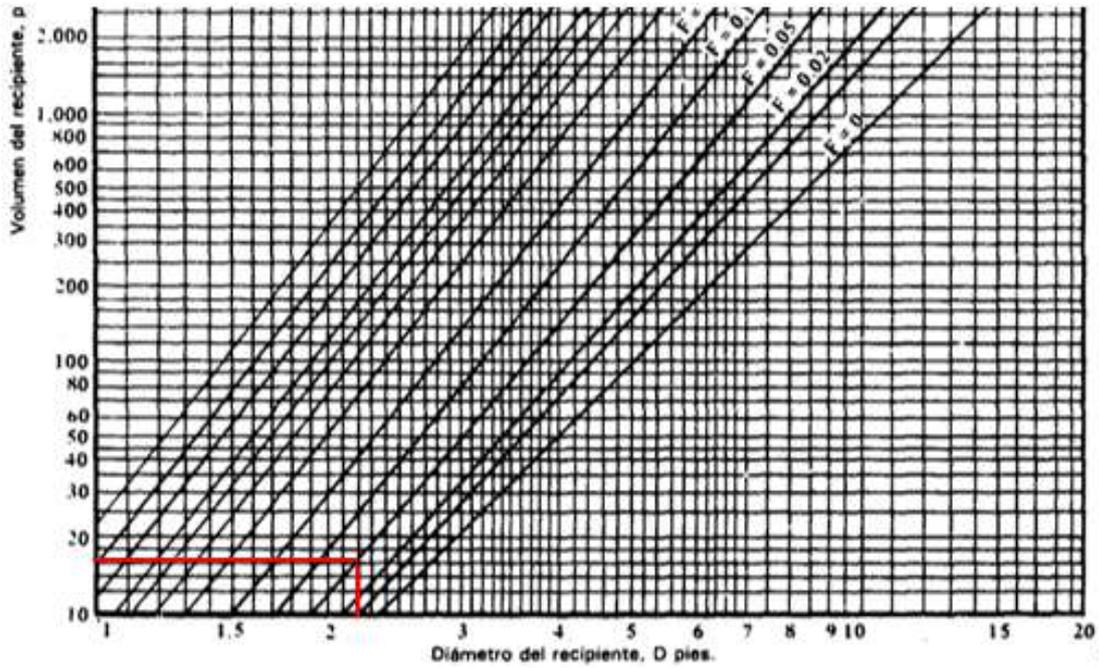


Figura 2.8 Proceso para determinar el diámetro óptimo para un recipiente a partir de la Figura 1.13

con esto se obtiene un diámetro optimo recomendado de:

$$D = 2.3 \text{ pies}$$

La longitud se determina despejándola de la ecuación de volumen para un cilindro y sustituyendo con los valores obtenidos, con lo cual se tiene que:

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 * 17.6 \text{ pie}^3}{\pi * (2.3 \text{ pie})^2} = 4.25 \text{ pie}$$

Las dimensiones obtenidas para el recipiente a presión se resumen en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7 Dimensiones del recipiente [Elaboración propia]

Longitud	4.25 pie – 1.295 m
Diámetro	2.3 pie – 0.701 m

### 2.5.3 Diseño del cuerpo cilíndrico del recipiente a presión

Para determinar los espesores de pared se debe considerar los esfuerzos longitudinales y tangenciales que son aplicados a la pared del cilindro, para determinar los espesores para cada esfuerzo aplicado se utiliza las ecuaciones (1.14) y (1.15).

Espesor debido al esfuerzo tangencial o circunferencial, ecuación (1.14):

$$t_r = \frac{PR}{SE - 0.6P} = \frac{130 * 13,8}{36000 * 0.7 - 0.6 * 130} = 0.071 \text{ pulg}$$

espesor debido al esfuerzo Longitudinal, ecuación (1.9):

$$t_r = \frac{PR}{2SE + 0.4P} = \frac{130 * 13,8}{2 * 36000 * 0.7 + 0.4 * 130} = 0.035 \text{ pulg}$$

se selecciona el espesor dado por el esfuerzo tangencial ya que es el mayor.

$$t_r = 0.071 \text{ pulg} = 1.8 \text{ mm} \sim 2 \text{ mm}$$

a este espesor se le suma el espesor de margen de corrosión elegido de 3mm, obteniendo un espesor un espesor de cilindro de acuerdo con (1.16):

$$t_{r_{total}} = t_r + C = 5 \text{ mm}$$

### 2.5.4 Diseño de los cabezales del recipiente a presión

Para el cabezal del recipiente se seleccionó el tipo ASME, conocido comúnmente como cabezal torisférico, para determinar el espesor del cabezal se usa la ecuación (1.17).

$$t_{r_{cabezal}} = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P} = \frac{0.885 * 130 * 27.60}{36000 * 0.7 - 0.1 * 130} = 0.12 \text{ pulg} \sim 3 \text{ mm}$$

a este espesor se le suma el espesor de margen de corrosión elegido de 3mm, de acuerdo con (1.18), el espesor para el cabezal es:

$$t_{r_{cabezal, total}} = t_{r_{cabezal}} + C = 0.24 \text{ pulg} = 6 \text{ mm}$$

por lo tanto, se selecciona un espesor 6mm.

Por último, para saber si el cuerpo del recipiente es un cilindro de pared delgada se debe cumplir con el criterio de la ecuación (1.13):

$$\frac{D}{t_{r_{total}}} > 10$$

$$\frac{701\text{mm}}{6\text{mm}} = 117 > 10$$

Por lo tanto, el recipiente es un cilindro de pared delgada y se puede usar la siguiente expresión para determinar el esfuerzo tangencial:

$$\sigma_t = \frac{PD}{2t} \text{ (para cilindros de pared delgada)} \quad (2.6)$$

$$\sigma_t = \frac{130 \text{ psi} * 27.60 \text{ pulg}}{2 * 0.19 \text{ pulg}} = 9442,1 \text{ psi}$$

Para validar si el espesor seleccionado es correcto calculamos el factor de seguridad con respecto al esfuerzo tangencial con la siguiente expresión:

$$N = \frac{S_y}{\sigma_t} = \frac{36000}{9442,1} = 3.81$$

Se repite el proceso para calcular el esfuerzo longitudinal o axial, teniendo que:

$$\sigma_a = \frac{PD}{4t} \text{ (para cilindros de pared delgada)} \quad (2.7)$$

$$\sigma_a = \frac{130 \text{ psi} * 27.60 \text{ pulg}}{4 * 0.19 \text{ pulg}} = 4721.1 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_a} = \frac{36000}{4721.1} = 7.62$$

Con esto se asegura de que cuerpo del recipiente no va a fallar bajo esfuerzos tangenciales o axiales. Además, se realiza el cálculo de esfuerzos de Von-Mises y se determina el factor de seguridad:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2} - \sigma_t \sigma_a$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{9442,1^2 + 4721,1^2 - (9442,1) * (4721,1)} = 8117,1 \text{ psi}$$

$$N = \frac{Sy}{\sigma_a} = \frac{36000}{8117,1} = 4$$

### 2.5.5 Tipo y categoría de unión soldada para el recipiente a presión

Para la unión de las placas que forman el cuerpo y la unión del cabezal con el cuerpo se utiliza la unión soldada Tipo 1 de la tabla UW-12 del código ASME, que son juntas a tope con doble arco de soldadura con depósito de material en la superficie externa e interna, como se muestra en la Figura 2.9

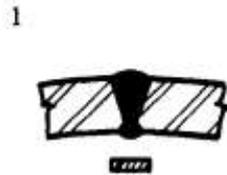


Figura 2.9 Unión soldada tipo 1 de la norma UW-12 [Megyesy, 1992].

La categoría es usada para definir la localización de la unión soldada en el recipiente, se utilizan para especificar requerimientos especiales sobre tipo de junta y grado de inspección, en la Figura 2.10 se muestra la localización de las categorías de las uniones soldadas A, B, C y D.

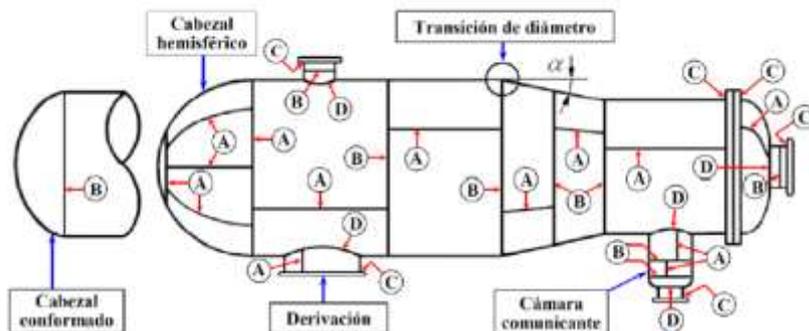


Figura 2.10 Localizaciones típicas de uniones soldadas de categorías A, B, C y D [Julio Massa, 2017]

Para la unión de los cabezales y el cuerpo se utiliza la categoría A: unión soldada para cabezales conformados. Para la soldadura del cuerpo se utiliza la categoría

A: uniones longitudinales para el cuerpo principal. Para la unión de accesorios se utiliza la categoría D: uniones que conectan las derivaciones al cuerpo principal.

## 2.6 Transportador helicoidal

Las expresiones para los cálculos y criterios de selección para el diseño del transportador helicoidal fueron tomadas del catálogo general de manejo de materiales de Martin Sprocket & Gear.

Seleccionamos las características del material que vamos a transportar aproximaremos la harina de camarón con las propiedades de la harina de pesado las cuales se ven en la Tabla 2.8.

**Tabla 2.8 Características de la harina de pescado [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

Material	Peso Lb/pie <sup>3</sup>	Código del material	Selección de rodamiento Intermedio	Serie de componentes	Factor de material Fm	Carga de artesa
Harina de pescado	35-40	C1/2-45HP	L-S-B	1	1.0	30A

Tenemos que el código de material es C1/2-45HP de acuerdo con la nomenclatura utilizada por el autor el código se lee tal como se muestra en la Figura 2.11.



**Figura 2.11 Nomenclatura del material. [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

En la Tabla 2.9 tenemos que la harina de pescado tiene las siguientes propiedades.

**Tabla 2.9 Propiedades de la harina de pescado. [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

<b>Tamaño</b>	Granular ½ pulg y menos a 6 pulg a ½ pulg
<b>Fluidez</b>	Fluido lento
<b>Abrasividad</b>	Abrasividad media
<b>Otras características</b>	Se deteriora al almacenamiento, contaminante.

### 2.6.1 Velocidad del transportador

La velocidad del transportador se calcula mediante la expresión:

$$N = \frac{C_{Req}}{C_{@1RPM}}$$

donde:

$N$ : Velocidad de giro del transportador en (rpm)

$C_{Req}$ : Capacidad requerida de material a trasportar en  $\left(\frac{ft^3}{hr}\right)$

$C_{@1RPM}$ : Capacidad de transporte del helicoide a 1 rpm en  $\left(\frac{ft^3}{hr}\right)$

para la harina de pescado se tiene que la carga de artesa recomendada es de 30A, es decir cargada al 30%, y un diámetro de helicoide de 9 pulgadas, (ver figura 1-C en el apéndice C), con lo cual se tiene que  $C_{@1RPM} = 5.45 \frac{pie^3}{hr}$ . Según los datos proporcionados por el cliente tenemos pérdidas de 350Kg de producto por día y asumiendo que el vaciado de la tolva se dará en 6 minutos y tomando la densidad de la harina de camarón de 40 lb/pie<sup>3</sup> tenemos que:

$$C_{Req} = \frac{350Kg}{6min} \times \frac{2.20lb}{1Kg} \times \frac{1pie^3}{40lb} \times \frac{60 min}{1hr} = 192.50 \frac{pie^3}{hr}$$

por lo que la velocidad de giro del transportador es:

$$N = \frac{C_{Req}}{C_{@1RPM}} = \frac{192.50 \frac{pie^3}{hr}}{5.45 \frac{pie^3}{hr}} = 36 \text{ rpm}$$

### 2.6.2 Cálculo de potencia requerida

La potencia requerida para la operación del transportador helicoidal depende de la potencia necesaria para mover el transportador en vacío, es decir para vencer la inercia y fricción de los elementos móviles y la potencia necesaria para mover el material dentro del transportador, dado por la siguiente expresión:

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e} \quad (2.8)$$

donde:

$HP_f$ : Potencia para mover el transportador vacío en HP.

$HP_m$ : Potencia para mover el material en HP.

$F_o$ : Factor de sobre carga.

$e$ : Eficiencia de transmisión.

La potencia para mover el transportador vacío es determinada con la siguiente expresión:

$$HP_f = \frac{L * N * F_d * F_b}{1000000} \quad (2.9)$$

donde:

$L$ : Longitud total del transportador en pie.

$N$ : Velocidad de operación en rpm.

$F_d$ : Factor de diámetro del transportador.

$F_b$ : Factor del buje para colgante.

La potencia para mover el material en transportador se determinada con la siguiente expresión:

$$HP_m = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{1000000} \quad (2.10)$$

donde:

$C$ : Capacidad pie<sup>3</sup>/hr.

$L$ : Longitud total del transportador en pie.

$W$ : Densidad del material en lb/pie<sup>3</sup>

$F_f$ : Factor del helicoidal.

$F_m$ : Factor de material.

$F_p$ : Factor de las paletas.

Se diseña el transportador con una longitud de 5.8 metros (19 pies), con un diámetro de helicoidal de 9 pulgadas; de la figura 2-C (Apéndice C) se tiene que el factor de diámetro es  $F_d=31$ , y de la figura 15-C para un buje de bronce se tiene que  $F_b=1.7$ , con lo cual la potencia para mover el transportador en vacío es:

$$HP_f = \frac{L * N * F_d * F_b}{1000000} = \frac{19 * 36 * 31 * 1.7}{1000000} = 0.036 \text{ HP}$$

para el helicoidal estándar con carga de artesa de 30% se tiene que el factor de carga  $F_f=1.0$ , de la figura 4-C; el factor de material es  $F_m=1.0$ , y para paletas estándar el factor de paleta es  $F_p=1.0$ ; por lo tanto, la potencia para mover el material es:

$$HP_m = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{1000000} = \frac{192.50 * 19 * 40 * 1.0 * 1.0 * 1.0}{1000000} = 0.15 \text{ HP}$$

según la figura 5-C para determinar el factor de sobrecarga se suman los valores de  $HP_f$  y  $HP_m$ , teniendo:  $HP_f + HP_m = 0.19 \text{ HP}$ ; con lo que el factor de sobrecarga es de  $F_o=3.0$ , para la transmisión se considera un motorreductor con cadena teniendo una eficiencia de transmisión de  $e=0.87$  tenemos:

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e} = \frac{(0.036 + 0.15) * 3.0}{0.87} = 0.64 \text{ HP}$$

con lo cual, la potencia mínima que necesita el motor es de 0.64 HP, se selecciona un motor de 1.5 HP para que opere sin problema.

### 2.6.3 Selección de grupo de componentes

Para facilitar la selección de los componentes adecuados de un transportador helicoidal para alguna aplicación específica en manual de Martin divide los transportadores en tres grupos los cuales relaciona el código de clasificación del material con el tamaño del helicoidal, tamaño del tubo, tipo de rodamiento y el

espesor de artesa. De la Tabla 2.8 el grupo de componentes recomendados para la harina de pescado es el grupo 1, por lo que se tienen los siguientes componentes de la figura 6-C los cuales pueden verse en la Tabla 2.10.

**Tabla 2.10 Grupo de componentes para el transportador helicoidal [Elaboración propia]**

<b>Diámetro del helicoidal</b>	9 pulg
<b>Diámetro del eje</b>	1 ½ pulg
<b>Número del helicoidal</b>	9S307
<b>Espesor de artesa (Calibre americano)</b>	Calibre 10
<b>Espesor de cubierta (Calibre americano)</b>	Calibre 14

#### 2.6.4 Capacidad torsional de los componentes

El diseño de los transportadores de acuerdo con Martin Sproket está limitado por el torque que puede soportar los tubos, ejes y los pernos de acople, de acuerdo con la figura 7-C para un eje de diámetro 1 ½ pulg se obtiene los valores de la Tabla 2.11.

**Tabla 2.11 Capacidades torsionales para eje de 1 ½". [Elaboración Propia]**

<b>Diámetro del eje</b>	1 ½ pulg	
<b>Tamaño tubo (Cedula 40)</b>	2"	
<b>Torque máximo de tubo</b>	7500 lb-pulg	
<b>Torque máximo en eje (C 1018)</b>	3070 lb-pulg	
<b>Torque máximo en eje (C 1045)</b>	3850 lb-pulg	
<b>Diámetro de pernos</b>	½ pulg	
<b>Pernos al corte</b>	No. de pernos = 1	1830 lb-pulg
	No. de pernos = 2	3660 lb-pulg
	No. de pernos = 3	5490 lb-pulg
<b>Resistencia de los barrenos</b>	No. de pernos = 1	2.500 lb-pulg
	No. de pernos = 2	5000 lb-pulg
	No. de pernos = 3	7500 lb-pulg

Para determinar el torque, teniendo la potencia que requiere del transportador utilizamos la siguiente expresión:

$$T = \frac{63025 * HP}{N} \quad (2.11)$$

donde:

*T*: Torque del transportador en lb-pulg

*HP*: Potencia del transportador en HP

*N*: Velocidad de giro del transportador en rpm

Con los valores obtenidos en los cálculos previos determinamos el torque de transportado es:

$$T = \frac{63025 * HP}{N} = \frac{63025 * 1.5}{36} = 2626.04 \text{ lb – pulg}$$

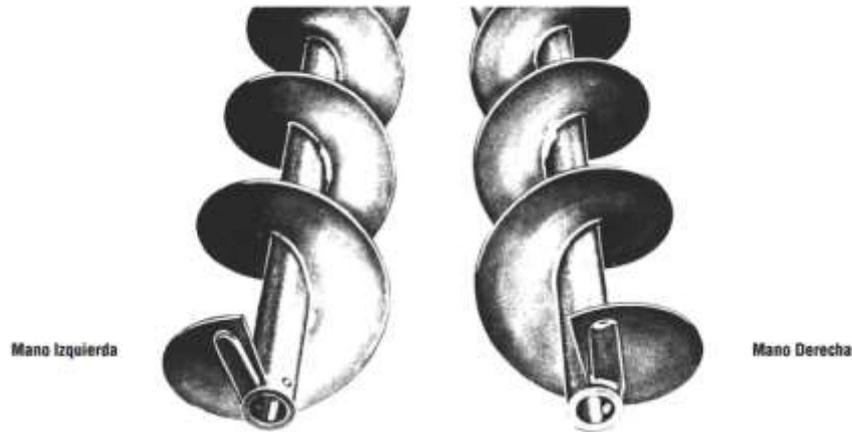
comparando el valor obtenido de 2626.04 lb-pulg de torque con los valores de la figura 8-C tenemos que lo obtenido es menor a los valores máximos por lo que se selecciona los elementos en la configuración de la Tabla 2.12.

**Tabla 2.12 Selección de componentes para el cuerpo del tornillo según la capacidad torsional**

<b>Tubo del cuerpo.</b>	D=2 pulg Cedula 40
<b>Eje</b>	1-½ pulg - AISI 1018
<b>Diámetro de pernos</b>	½ pulg
<b>Número de pernos</b>	1

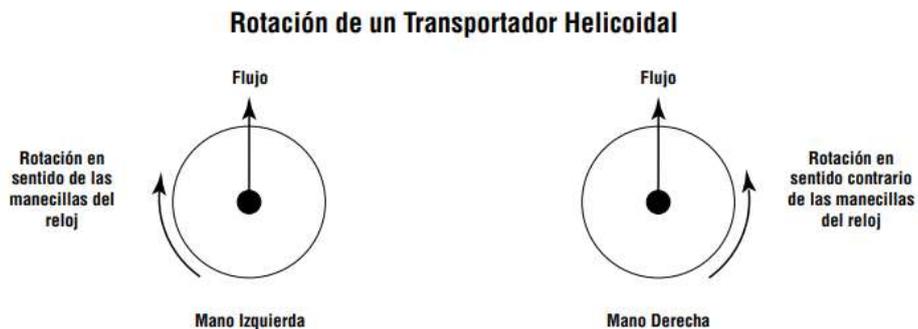
### 2.6.5 Selección de Helicoidal

Los transportadores helicoidales pueden ser derechos o izquierdos y depende de la forma del hélice o helicoide, se definen los helicoides mano izquierda como aquellos en que la hélice enrollada al tubo en sentido contrario a las manecillas del reloj, mientras que los helicoides de mano derecha tienen la hélice enrollada al tubo en el sentido de las manecillas del reloj, puede observarse la diferencia para mejor apreciación en la Figura 2.12.



**Figura 2.12 Helicoidales de mano derecha e izquierda, respectivamente [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

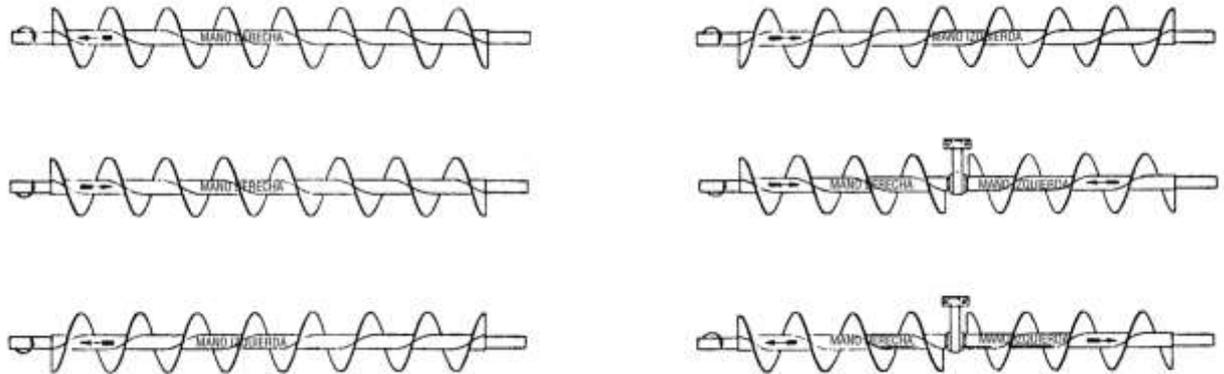
El flujo del material de los dos tipos de helicoidales depende del sentido de giro como se muestra en la Figura 2.13, una helicoidal mano derecha girara en el sentido contrario a las manecillas del reloj y una helicoidal mano izquierda girara en el sentido de las manecillas del reloj.



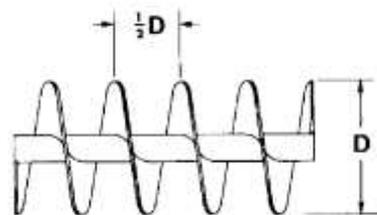
**Figura 2.13 Flujo de los dos tipos de helicoides según el sentido de giro [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

Seleccionando un sentido de giro horario para tener un flujo ascendente el helicoide debe ser mano izquierda (Figura 2.14) de medio paso (Figura 2.15), la longitud entre las crestas del helicoide es la mitad del diámetro, esto debido a que es una aplicación inclinada y el material de transportar tiene fluidez al ser un polvo fino, por último se selecciona el tipo de helicoidal escogiendo la seccional (Figura 2.16), cuyas hélices individuales son formadas por placa de acero al diámetro y pasos deseados donde el espesor es constante a lo largo de toda la

sección transversal, estas helicoides son fabricadas por espiral unitario y son listas para instalarse en el tubo directamente mediante soldadura.



**Figura 2.14 Dirección de flujo de los tipos de helicoides giro [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**



**Figura 2.15 Helicoidal de paso medio y sus aplicaciones [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**



**Helicoidal Seccional**

**Figura 2.16 Sección transversal de un helicoide seccional [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]**

El helicoidal seleccionado en el grupo de componentes tiene el diseño de la Figura 2.17, las dimensiones recomendadas véanse en la tabla Tabla 2.13 se extraen de la figura 9-C.

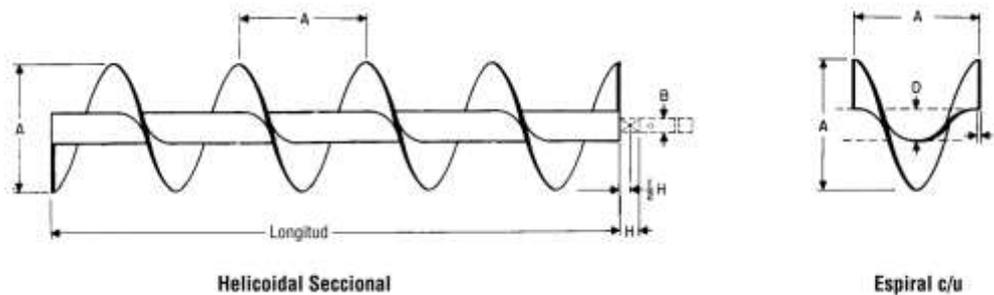


Figura 2.17 Diseño helicoidal seccional [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]

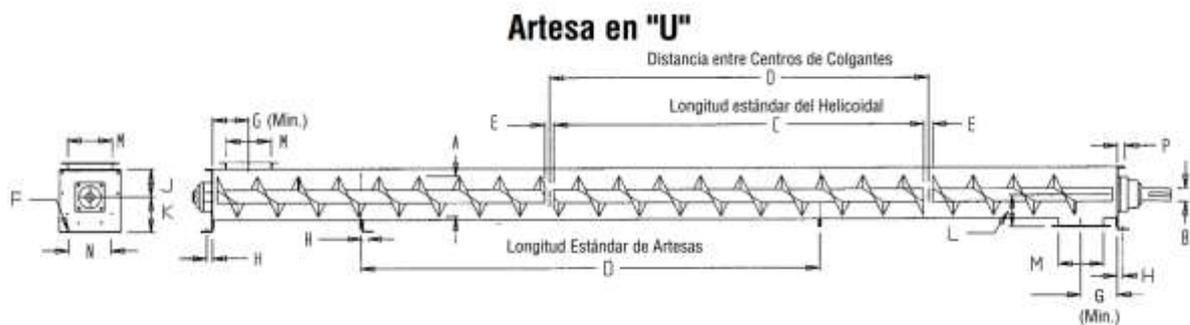
Tabla 2.13 Dimensiones del tornillo [Elaboración Propia]

<b>A Diámetro del helicoidal</b>	9 pulg
<b>B Diámetro de Eje</b>	1 ½ pulg
<b>D Tubo</b>	diámetro interior: 2 pulg
	diámetro exterior: 2 pulg
<b>F Espesor del helicoidal</b>	3/16 pulg
<b>Peso de espiral (unitario)</b>	4.3 lb
<b>Longitud</b>	10.50 pie

Ya que se seleccionó un helicoidal de paso corto y que cada espiral unitaria debe cubrir 4 ½ pulg de longitud ya que es  $A/2$ , tenemos que helicoidal completo está compuesto por 28 espiras.

### 2.6.6 Artesa

Para el diseño de la artesa seguimos la recomendación del fabricante quien nos da las medidas del largo de la artesa en forma de "U" según el diámetro del helicoidal en el arreglo típico de transportador donde sugiere que la máxima longitud de cada tornillo es 10 pies entre soportes colgante, en nuestra aplicación el tornillo es 10.50 pies sin colgantes, todas las medidas pueden verse en la figura 10-C, en la Figura 2.18 se muestra la configuración del transportador, las medidas pueden verse en la Tabla 2.14.



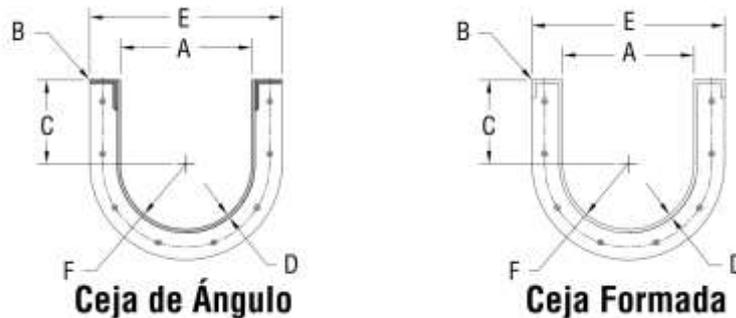
**Figura 2.18 Configuración de transportador conformado por artesas en “U”**  
 [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]

**Tabla 2.14 Medidas recomendadas para transportador con cuerpo de artesas en “U”**  
 [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]

<b>A (Diámetro del helicoidal)</b>	9 pulg
<b>B (Diámetro del eje)</b>	1-½ pulg
<b>C (Longitud estándar del helicoidal)</b>	9 pie -10 pie
<b>D (Longitud estándar de artesas)</b>	10 pie
<b>E</b>	2 pulg
<b>F</b>	½ pulg
<b>G (Mínimo)</b>	8 pulg
<b>H</b>	15/16 pulg
<b>J</b>	6-1/8 pulg
<b>K</b>	7-7/8 pulg
<b>L</b>	7-1/8 pulg
<b>M</b>	10 pulg
<b>N</b>	9-3/8 pulg
<b>P</b>	1-5/8 pulg
<b>R</b>	1-1/2 pulg

El cuerpo de las artesas estándar de transportes son formados de acero plegado en forma de “U” con cejas de ángulo o plegadas en las parte superior con bridas en los extremos, para nuestro caso seleccionaremos ceja plegada, ya que es la opción más económica y requiere menos tiempo de fabricación, se aprecia en la Figura 2.19 el diseño de los dos tipos de cuerpo, de la figura 11-C se obtienen

las medidas para el cuerpo de la artesa para un diámetro de helicoides de 9 pulg y espesor de cuerpo de artesa calibre 10 como se determinó anteriormente, véase en la Tabla 2.15 las medidas.



**Figura 2.19** Diseño de los tipos de artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]

**Tabla 2.15** Medidas de cuerpo de artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022]

<b>Diámetro de transportador</b>	9 pulg
<b>D (Espesor de artesa)</b>	Calibre 10
<b>A</b>	10 pulg
<b>B</b>	1 ½ pulg
<b>C</b>	6 1/8 pulg
<b>E</b>	13 5/16 pulg
<b>F</b>	5 pulg

### 2.6.7 Bridas

Al igual que las dimensiones de la artesa el fabricante recomienda las dimensiones de la brida para la unión del cuerpo con las tapas de los extremos o la unión de más artesas en el caso de tener una longitud de transportador mayor a 10 pies y las dimensiones para las bridas de alimentación y descarga, en la figura 12-C y 13-C se tienen las medidas para diámetro de helicoidal de 9 pulg., el diseño de brida para unión de artesa puede verse en la Figura 2.20 y las medidas en la Tabla 2.16, para el diseño de la brida de alimentación y descarga Figura 2.21, medidas en la Tabla 2.17.

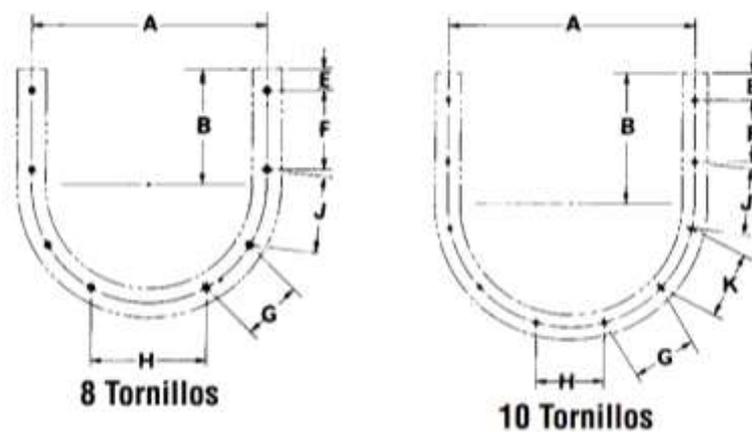


Figura 2.20 Diseño de brida para artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Tabla 2.16 Medidas recomendadas para diseño de brida de artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

<b>Diámetro del helicoidal</b>	9 pulg
<b>Número – Diámetro de perno</b>	8 – 3/8 pulg
<b>A</b>	12 ½ pulg
<b>B</b>	6 1/8 pulg
<b>E</b>	1 3/16 pulg
<b>F</b>	4 1/8 pulg
<b>G</b>	3 ¾ pulg
<b>H</b>	5 1/8 pulg
<b>J</b>	4 1/8 pulg

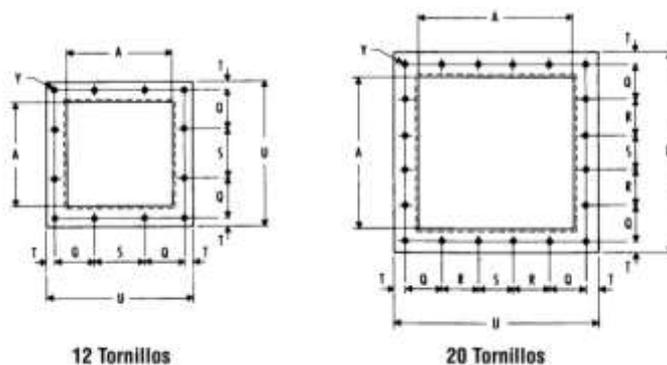


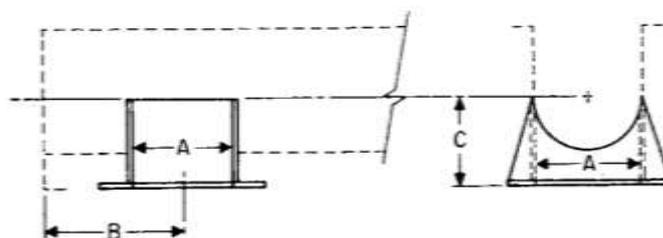
Figura 2.21 Diseño de brida para alimentación y descarga [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

**Tabla 2.17 Medidas recomendadas para diseño de brida para alimentación y descarga [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

<b>Diámetro del helicoidal</b>	9 pulg
<b>Y Número – Diámetro de perno</b>	12 – 3/8 pulg
<b>A</b>	10 pulg
<b>E</b>	11 7/8 pulg
<b>Q</b>	4 pulg
<b>S</b>	4 pulg
<b>T</b>	½ pulg
<b>U</b>	13 pulg

## 2.7 Descarga

Para la artesa en “U” seleccionaremos el tipo de descarga estándar Figura 2.21, las medidas en la Tabla 2.18 son extraídas de la figura 14-C.



**Figura 2.22 Diseño de descarga estándar [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

**Tabla 2.18 Medidas recomendadas para diseño de descarga [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

<b>Diámetro del helicoidal</b>	9 pulg
<b>Espesor de artesa</b>	Calibre 10
<b>Espesor de descarga</b>	Calibre 14
<b>A</b>	10 pulg
<b>B</b>	8 pulg
<b>C</b>	7 1/8 pulg
<b>Peso</b>	8 lb

## 2.8 Deflexión del helicoidal

Cuando no se utilizan colgantes intermedios, realizamos un análisis de la deflexión al centro del claro en el cuerpo del tornillo ya que con una deflexión excesiva el helicoidal hace contacto con el fondo de la artesa, lo que puede generar daños en el equipo. Para determinar la deflexión utilizamos la siguiente expresión:

$$D = \frac{5 * W * L}{384 * 29000000 * I} \quad (2.12)$$

donde:

*D*: Deflexión al centro del claro en pulgadas.

*W*: Peso total del helicoidal en libras.

*L*: Longitud del helicoidal en pulgadas.

*I*: Momento de inercia del tubo  $I=0.66$  (Tabla 1-20).

De acuerdo con el diseño seleccionado de helicoidal tenemos:

$$D = \frac{5 * W * L^3}{384 * 29000000 * I} = \frac{5 * 120.4 * 228^3}{384 * 29000000 * 0.66} = 0.97 \text{ pulg}$$

La deflexión máxima en el centro del helicoidal es de 0.97 pulgadas por lo que es necesario colocar un buje de bronce para evitar roce.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Pérdidas en ductos.

Para comprobar los resultados teóricos se procedió a realizar simulaciones CFD, esta simulación se hizo en el ducto que une el ciclón con el filtro, para obtener las pérdidas de presión y observar el comportamiento del fluido, a continuación, se presentan los principales pasos que se realizaron para realizar la simulación.

- Dibujar el sólido en un formato CAD compatible con el programa de simulación, en el cual debe definido el camino que debe recorrer el fluido.
- Abrir el módulo de simulación de dinámica de fluidos (Flow o Fluent).
- Exportar el sólido dibujado al módulo de simulación de dinámica de fluidos.
- Definir el dominio computacional en el sólido, esto es la región del sólido donde nos interesa realizar el análisis.
- Definir la condición de frontera en la entrada del solido seleccionando la cara correspondiente, por lo general esta condición es el fujo masico, flujo volumétrico o velocidad de entrada.
- Definir la condición de frontera a la salida del solido seleccionando la cara correspondiente, por lo general esta condición es la presión ambiental o la presión conocida en esa área.
- Realizar el respectivo mallado, el cual debe tener un mallado refinado en las zonas de interés según las opciones que brinde el programa, el mallado es una parte importante en la simulación, ya que un buen mallado permitirá obtener resultados confiables, en especial en las zonas de interés.
- Correr la simulación (esto puede tardar dependiendo de la calidad del mallado y la capacidad computacional que tiene nuestro equipo).
- Para visualizar los resultados se seleccionan las variables de interés y se presiona el comando mostrar.

Para la simulación se consideró que las propiedades fisicoquímicas del gas no varían de manera significativa con respecto a las del aire, esto es debido a que la concentración de partículas para esta aplicación en específico es de 3.67 g/m<sup>3</sup>; esta concentración produce una densidad de la suspensión igual a 1.209 Kg/m<sup>3</sup>. Esta densidad de la suspensión de harina en el gas produce una variación del 0.3% con respecto a la densidad del aire a condiciones estándar. Se detallan los cálculos a continuación:

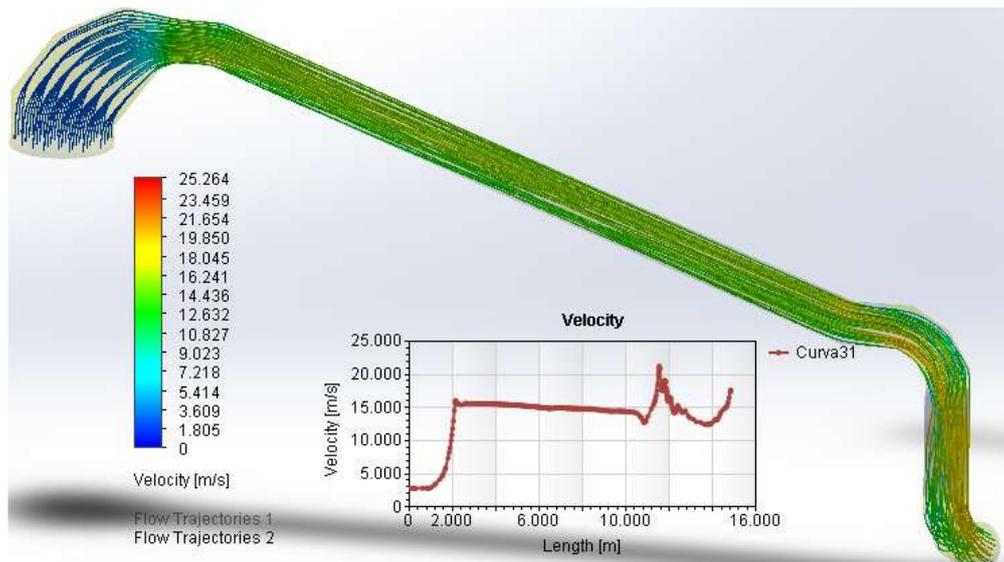
$$C_p = \frac{\text{Perdida estimada}}{\text{Caudal del gas}} = \frac{350 \text{ kg}/8h}{3.3 \text{ m}^3/s} = 3.67 \frac{g}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{gas} = \rho_{aire} + C_p$$

$$\rho_{gas} = 1.205 \frac{Kg}{\text{m}^3} + 0.00367 \frac{Kg}{\text{m}^3} = 1.209 \frac{Kg}{\text{m}^3}$$

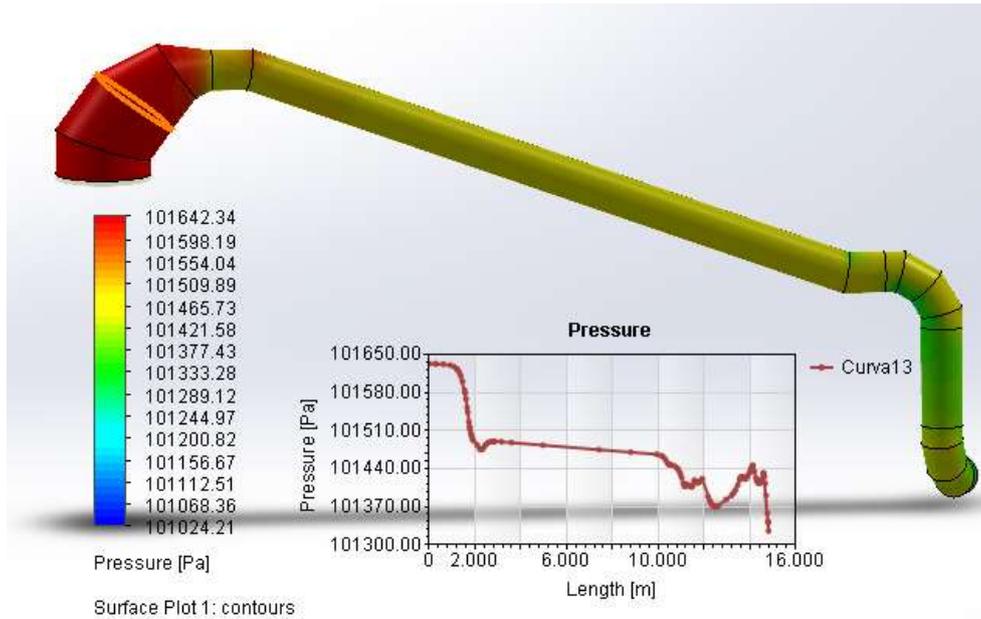
En este estudio, se procede por lo tanto a considerar flujo monofásico y al fluido como un medio continuo de aire dentro de las simulaciones CFD, dado que esta variación está por debajo del 5% de variación de densidad y así los errores de esta asunción no son significativos (Ricardo Goberna, 1992, págs. 6-17). Adicionalmente, se considera al fluido como un gas seco debido al proceso de secado que tiene previo al ciclón, las variaciones de temperatura y presión son también despreciables, por lo que se asume al aire como un fluido incompresible y con propiedades físicas a condiciones estándar. Finalmente, en las simulaciones se considera de flujo estacionario, de régimen laminar y turbulento dependiendo de la velocidad local, y condiciones de borde que incluyen una condición de no deslizamiento en las superficies sólidas, flujo volumétrico en la entrada y presión atmosférica en la salida. Ver el Apéndice D.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para el ducto.



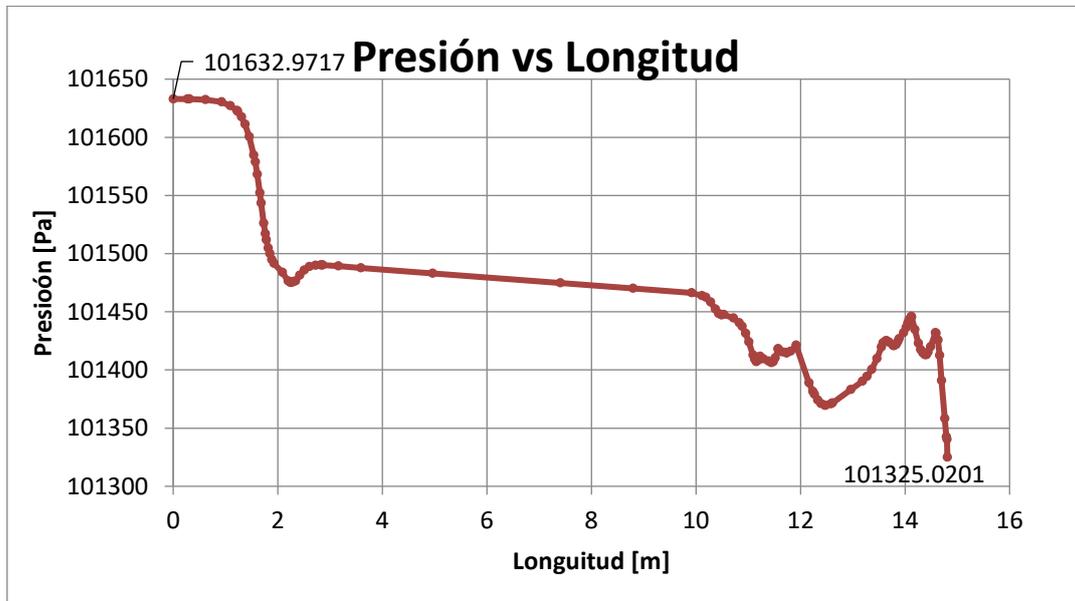
**Figura 3.1. Trayectoria de la velocidad del fluido en el ducto que conecta el ciclón con el filtro. [Elaboración propia]**

Se puede observar en la Figura 3.1 el recorrido que realiza el gas a través del ducto, se muestra también la gráfica de velocidad vs longitud y una guía de contornos, allí se puede apreciar que la velocidad a la entrada del ducto es baja alrededor de 2.5 m/s y va aumentando a medida que se reduce la sección transversal del ducto hasta estabilizarse en 15 m/s, está es la velocidad de transporte determinada anteriormente de forma teórica, se observa como la velocidad varia bruscamente en el codo debido al cambio de dirección que sufre el fluido, al final sale con una velocidad de alrededor de 15 m/s. Las variaciones de velocidad en el codo dependen de la geometría de este, la sección externa es la que sufre mayor fatiga debido al choque del gas, por lo que en textos de ventilación se recomienda que la velocidad en ductos no exceda los 20 m/s, ya que al llegar a esta velocidad se llega a generar desgaste en las paredes del ducto debido a propiedades abrasivas del gas.



**Figura 3.2 Contorno de presiones en el ducto. [Elaboración propia]**

En la Figura 3.2 se observa un contorno de colores que muestra las presiones que se generan a lo largo del ducto, la presión a la entrada es alta y va disminuyendo a medida que el fluido recorre el ducto, esto debido a las pérdidas de carga por fricción que dependen de las propiedades del fluido, su velocidad, la geometría y material del ducto y accesorios.



**Figura 3.3. Gráfica Presión Vs Longitud, en el ducto. [Elaboración propia]**

En la Figura 3.3 se muestra a detalle la gráfica de Presión vs Longitud del ducto, se observa que la presión es alta en la entrada y cae bruscamente debido al codo y al cambio de sección del ducto, la presión va disminuyendo de forma lineal hasta el codo donde se tiene una caída de presión brusca, debido a la presión dinámica y el cambio de dirección, finalmente cae hasta igualarse a la presión de la condición de salida. De esta gráfica se pueden obtener los valores de presión a la entrada y a la salida y con ello se determinan la caída de presión total en el ducto.

$$\Delta P = P_{max} - P_{min}$$

$$\Delta P = (101632.9 - 101325.02) Pa = 307,88 Pa = 31.4 \text{ mm c. a.}$$

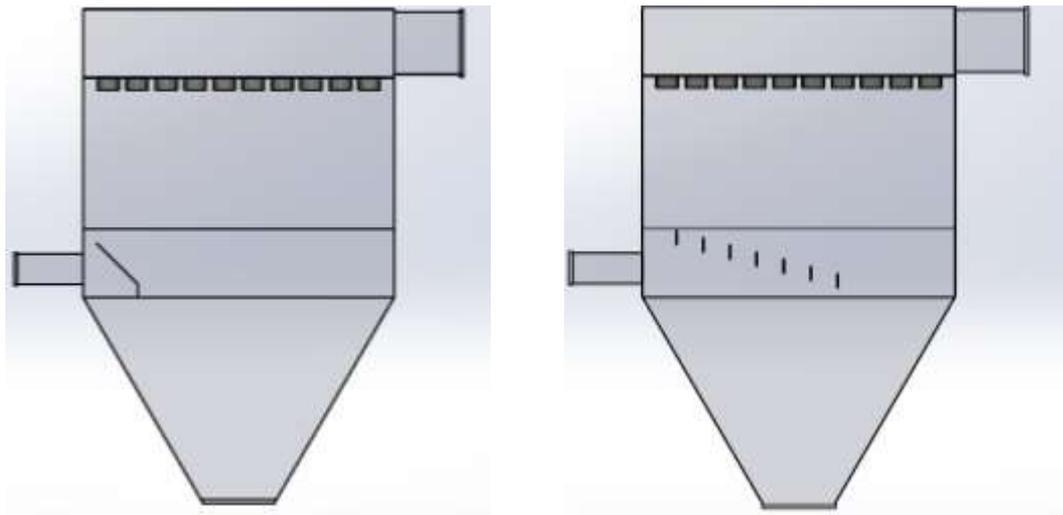
En la Tabla 3.1 se muestran los resultados de caída de presión total obtenidos de forma teórica y en simulación, comparando estos resultados se puede observar que la simulación proporciona un valor cercano con un margen de error del 20% respecto al teórico, con esto se determina que la caída de presión está dentro del límite recomendado por la EPA el cual es de 250 mm c.a. para los sistemas de ductos conectados antes del filtro.

**Tabla 3.1 Comparación de la caída de presión en el ducto. [Elaboración propia]**

<b>Caída de presión teórica</b>	24.4 mm c.a.
<b>Caída de presión en la simulación</b>	31.4 mm c.a.

### **3.2 Análisis CFD del filtro.**

Para el análisis del filtro se toman las mismas consideraciones definidas anteriormente para el fluido, esta simulación se hace para determinar el tipo de deflector adecuado para la entrada del filtro comparando dos configuraciones de deflectores, los cuales se muestran en la Figura 3.4.

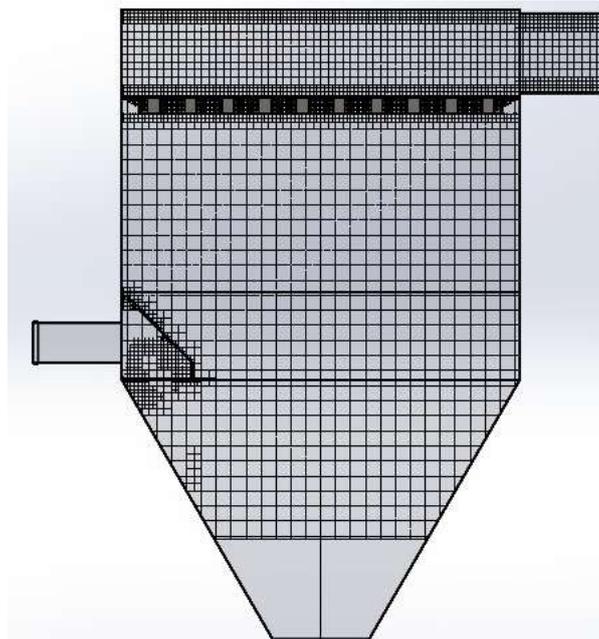


**A) Deflector tradicional**

**B) Deflector escalonado**

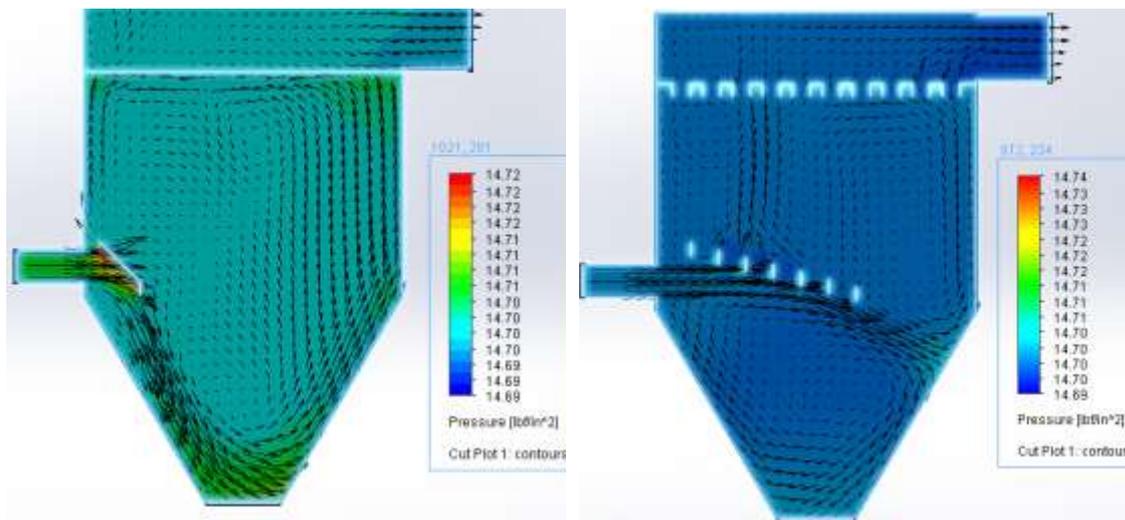
**Figura 3.4 Modelo de deflector tradicional (A) y deflector escalonado (B) utilizados para la simulación. [Elaboración propia]**

Con los resultados de la simulación se busca observar el comportamiento del fluido a la entrada y a través del filtro con las dos configuraciones de deflector, cabe mencionar que el mallado realizado aquí es más riguroso, ya que se desea tener un resultado de mayor confiabilidad, el tipo de mallado realizado es un estructurado de grado 7, como se observa en la Figura 3.5 este es más fino en la zona del deflector y en la zona de las toberas.



**Figura 3.5 Mallado utilizado en la simulación del filtro. [Elaboración propia]**

Los resultados obtenidos de la simulación se muestran en la Figura 3.6, allí se puede apreciar un plano de corte para cada caso de deflector, se observa el contorno de cómo se distribuye presiones en el filtro y las zonas de mayor presión, también se muestran los vectores de velocidad del fluido y como estos se distribuyen a través del filtro.



**A) Deflector tradicional**

**B) Deflector escalonado**

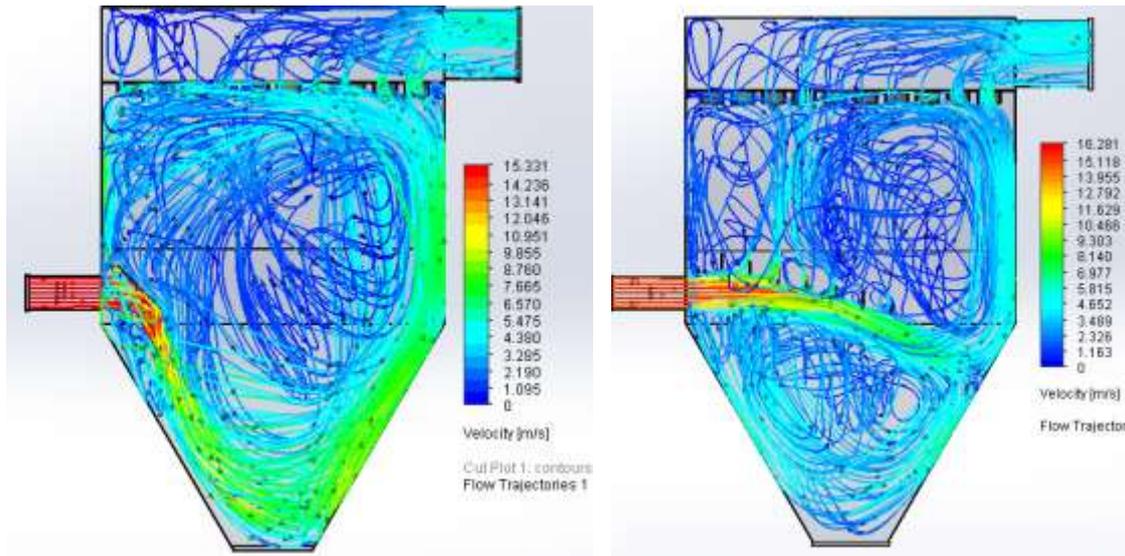
**Figura 3.6. Simulación de contorno de presiones en el filtro y vectores de velocidad para tipos de deflectores. [Elaboración propia]**

Según lo recomienda EPA, la caída de presión a través del compartimento de las bolsas (sin las mangas) debe estar entre 25 y 50 mm c.a, para el caso del deflector escalonado la caída de presión es:

$$\Delta P = P2 - P1 = 35.18 \text{ mm c. a.}$$

Por lo expuesto anteriormente, se observa que esta caída de presión está dentro del rango establecido por EPA.

En la Figura 3.7 tenemos la trayectoria que realiza el gas cuando entra al filtro para las dos configuraciones de deflectores dadas.



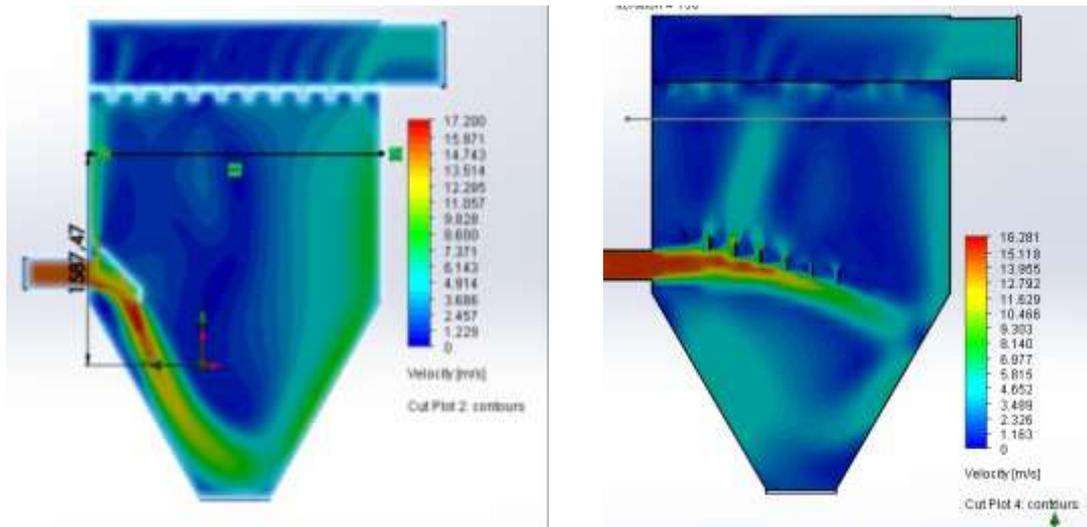
**A) Deflector tradicional**

**B) Deflector escalonado**

**Figura 3.7 Trayectoria de flujo en el interior del filtro para tipos de deflectores.**

En la Figura 3.7 (A), se observa como el deflector tradicional redirige el flujo hacia la parte baja de la tolva, esto provocaría levantamiento del polvo recolectado, lo que provocaría a un desgaste prematuro de las mangas, también se observa que habrá mayor desgaste en el lado opuesto del ingreso en la tolva debido al impacto que está generando el gas. En la Figura 3.7 (B) se observa como el fluido pierde velocidad a lo largo de deflector escalonado distribuyéndolo con mayor uniformidad y logrando que se genere menos turbulencia, dando como resultado una mayor vida útil de las mangas.

Por último, en la Figura 3.8 se observa el contorno de velocidades para cada caso de deflector, en este contorno se ha creado una línea en las proximidades del pleno con la finalidad de analizar qué tipo de deflector genera una mejor distribución de velocidades en el cuerpo.

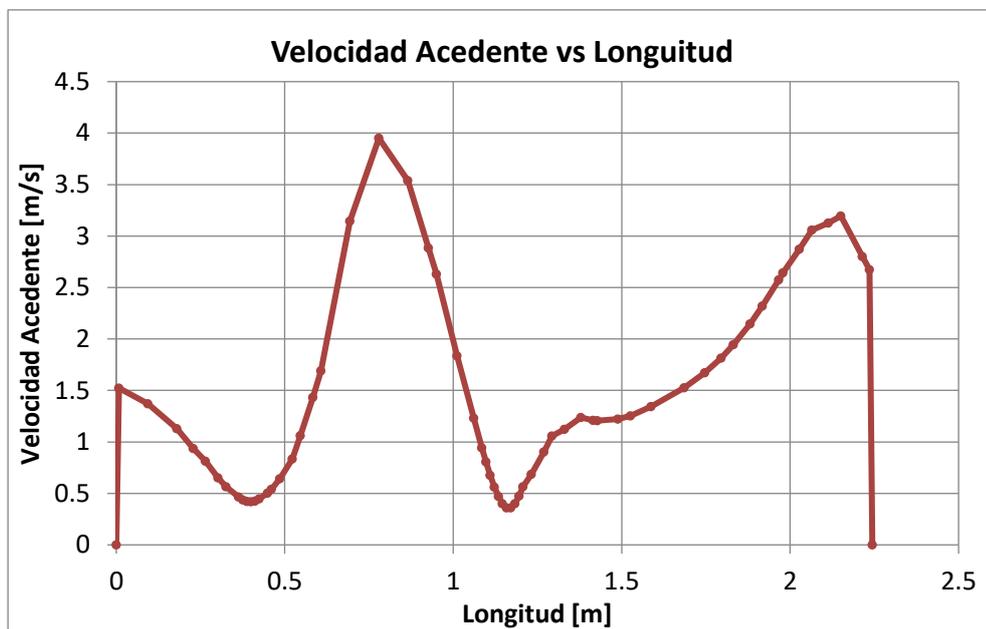


a) Deflector tradicional

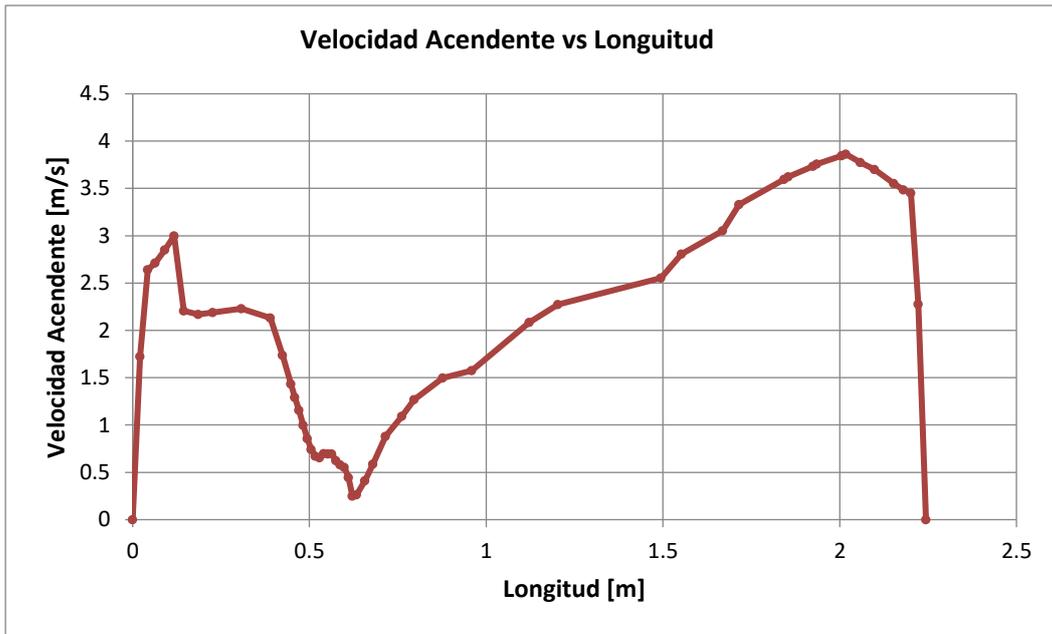
b) Deflector escalonado

Figura 3.8 Velocidad ascendente promedio en el cuerpo del filtro para tipos de deflectores.

En la Figura 3.9 se puede observar cómo es la distribución de la velocidad en línea creada sobre el plano medio para cada caso de deflector.



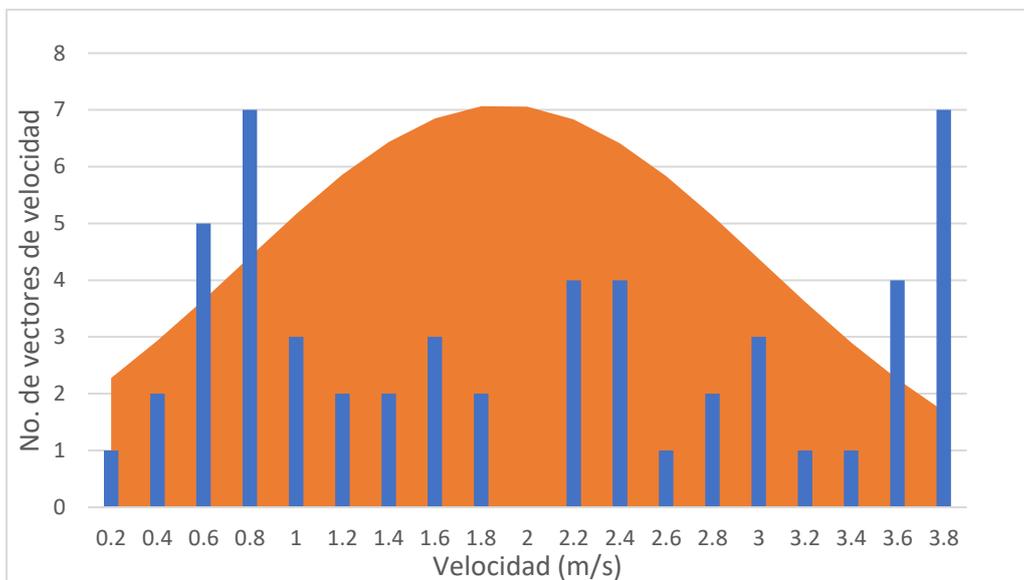
A) Deflector tradicional



**B) Deflector escalonado**

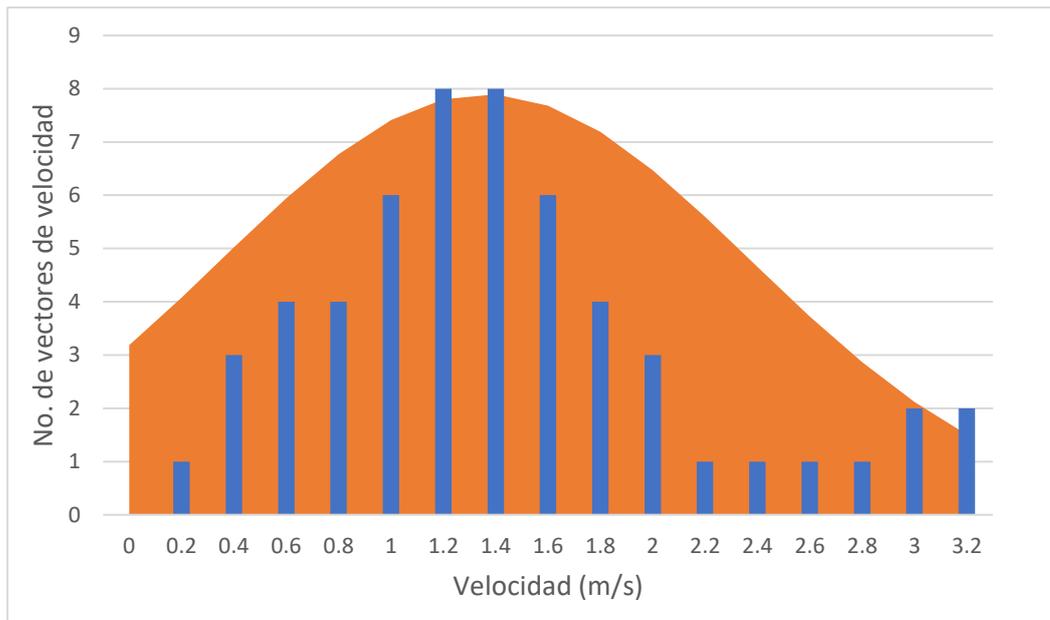
**Figura 3.9 Gráfica de distribución de la velocidad en el plano medio del filtro para cada caso de deflector**

Los datos de las gráficas generadas en el programa de simulación son exportados a Excel, se pudo determinar el valor promedio de la velocidad para ambos casos, con estos datos se determinar la desviación estándar y gráficas la distribución de los datos.



**Promedio: 1.8955 m/s    Desviación estándar: 1.228**

**A) Histograma de los vectores de velocidad a lo largo del pleno para deflector tipo tradicional**



**Promedio: 1.3616 m/s    Desviación estándar: 0.984**

**B) Histograma de los vectores de velocidad a lo largo del pleno para deflector tipo escalonado**

**Figura 3.10 Gráfica de distribución de la velocidad ascendente.**

En las gráficas de distribución obtenidas Figura 3.10, se observa como los datos de velocidad para el deflector tradicional (A) tienden a agruparse hacia la derecha mientras que para el deflector escalonado (B) los datos se agrupan más cerca de promedio obteniendo una forma simétrica similar a la campana de la distribución normal por lo que tenemos que para este tipo de deflector los datos siguen este comportamiento, además se obtuvo la desviación estándar para ambos casos teniendo un valor de 1.228 para el deflector tradicional y 0.984 para el escalonado, con esto se sugiere que la velocidad en la configuración de deflector escalonado es más uniforme y está mejor distribuida, se elige este tipo de deflector para la entrada del filtro, obteniendo las siguientes ventajas.

- Evitar el levantamiento del polvo acumulado en la tolva.
- Mayor vida útil para las mangas.
- Evitar desgaste de la tolva por el impacto del gas.
- Flujo distribuido uniformemente.

### 3.1 Simulación de la velocidad del chorro de aire

Para comprobar si el diseño de la Tobera es el adecuado se realizó una simulación de flujo compresible, el objetivo de la tobera es acelerar el aire para generar un pulso potente y tener una limpieza más eficiente en la manga, en la Figura 3.11 se muestran las dimensiones de la tobera y en la Figura 3.12 se muestran los resultados obtenidos.

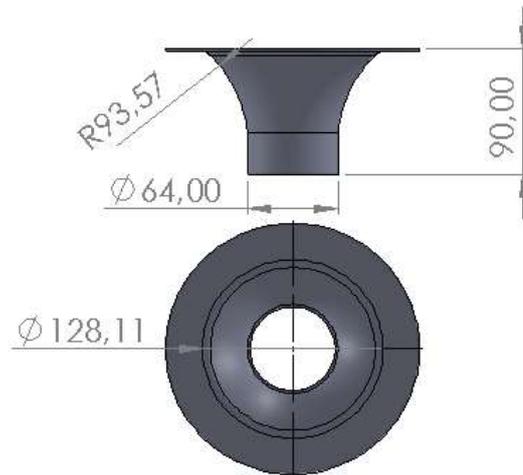
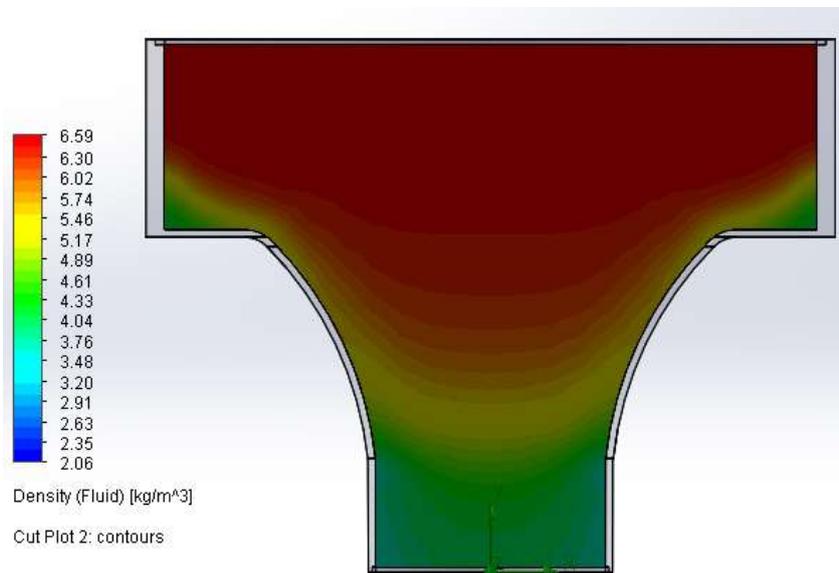
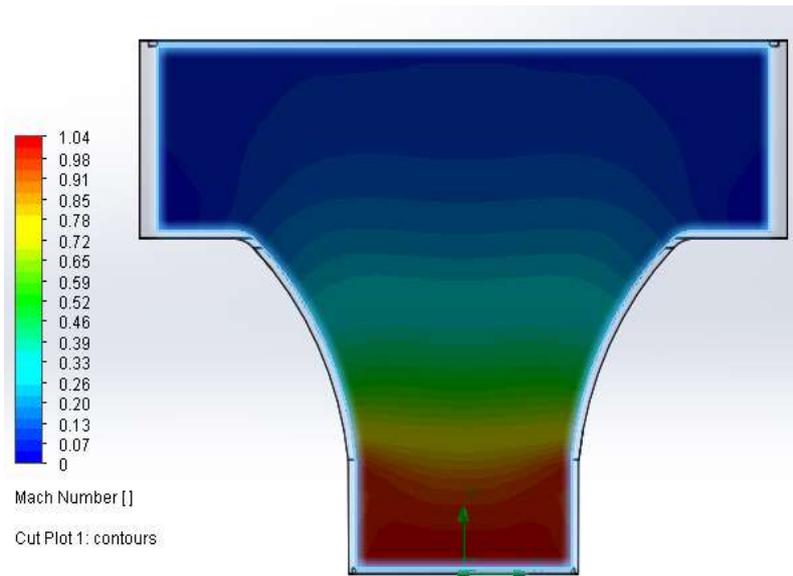


Figura 3.11 Dimensiones de la tobera, medidas en milímetros. [Elaboración propia]



A) Variación de la densidad



**B) Número de Mach**

**Figura 3.12 Resultados de la simulación de flujo compresible en la tobera. [Elaboración propia]**

En la Figura 3.12 (A) se puede observar cómo la densidad del aire cambia a medida que pasa por la tobera, esto debido a que el aire es un fluido compresible. En las toberas convergentes-divergentes la densidad de un fluido compresible disminuye a medida que el fluido se acerca a la sección más estrecha (Yanus Cengel, 2012). En la Figura 3.12 (B), se aprecia que a la salida de la tobera el aire tiene flujo sónico es decir el número de mach es igual a uno, esto sucede porque la tobera solo converge y es en la sección más estrecha en donde se logra Mach = 1 sin importar su longitud (Yanus Cengel, 2012), este número de mach nos indica que se genera una onda de choque normal que al viajar por la manga genera la limpieza deseada, además de generar un fuerte sonido.

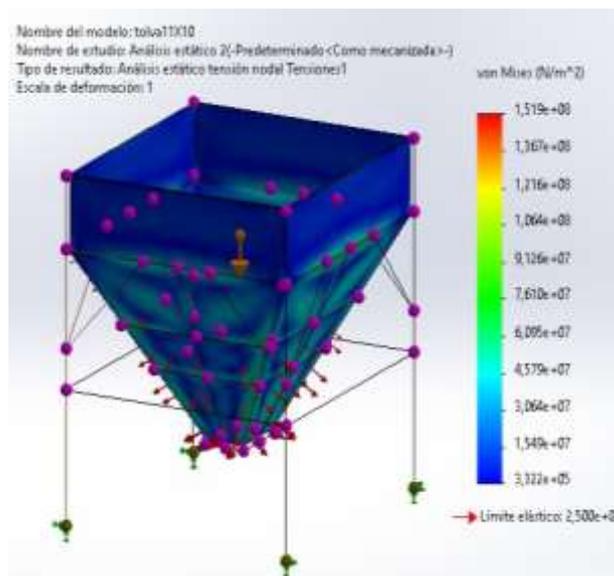
### **3.2 Simulaciones de componentes estructurales**

A continuación, se detallan los pasos a seguir para realizar las simulaciones en los componentes estructurales del filtro.

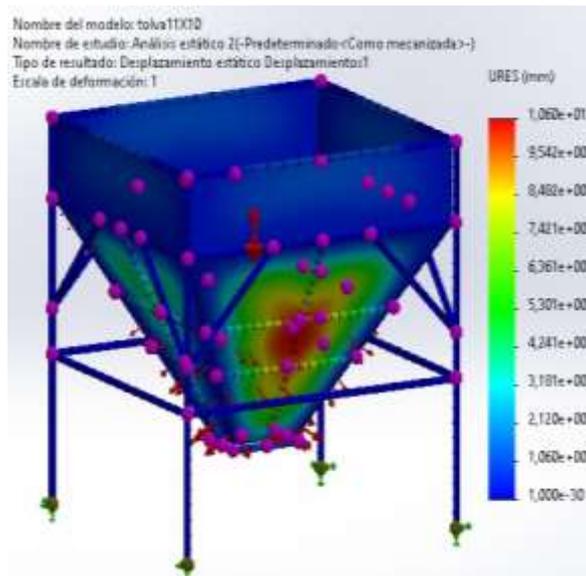
- Dibujar la pieza con las dimensiones determinadas.
- Seleccionar el material para la pieza.
- En el complemento de simulación crear un nuevo estudio.
- Establecer las sujeciones necesarias para el modelo.

- Establecer las cargas externas que se aplican al modelo.
- Realizar el mallado teniendo en cuenta que en las zonas de interés se requiere un mallado más fino
- Finalmente correr la simulación y desplegar los resultados que se desean observar.

La simulación de la tolva tiene como finalidad determinar el espesor de lámina de acero con la que será construida, para ello se realizará una simulación de carga hidrostática y se seleccionará el espesor de acuerdo con los criterios de la norma API Estándar 650, el material seleccionado para la simulación es acero A-36 y según API 650 el máximo esfuerzo para pruebas hidrostáticas en planchas A-36 debe ser de 171 MPa, (ver apéndice F).



A) Esfuerzos de Von Mises

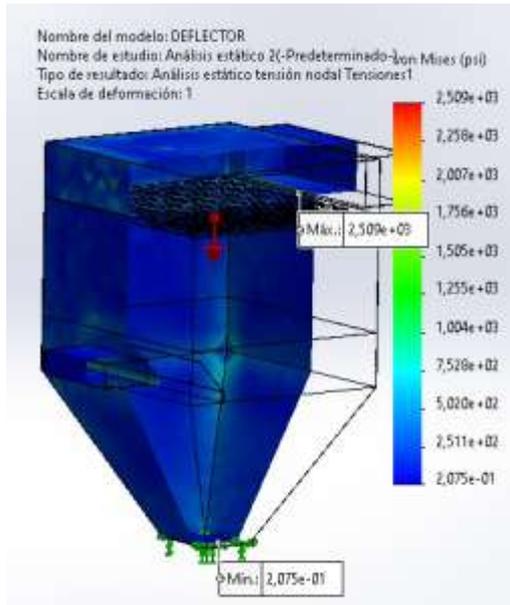


### B) Deformaciones

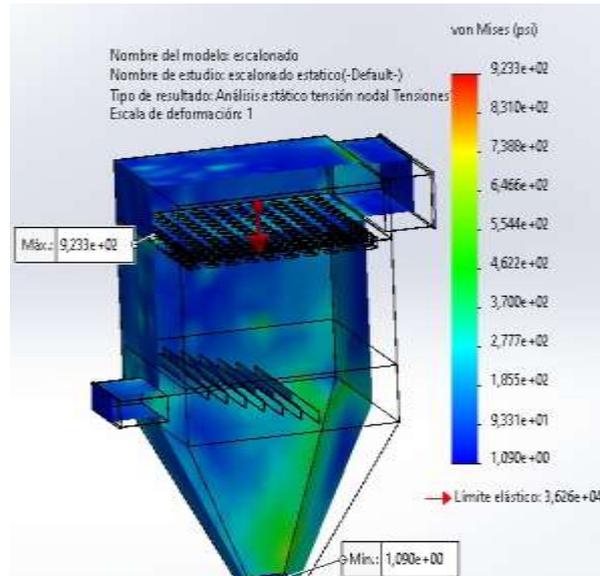
**Figura 3.13 Esfuerzos y deformaciones en la tolva bajo carga hidrostática. [Elaboración propia]**

Con este procedimiento se determinó que el espesor mínimo para la lámina de acero A-36 debe de 4 mm; en la Figura 3.13 (A) se puede observar los esfuerzos mayores de dan en las esquinas de la tolva y en la Figura 3.13 (B) se aprecia que la mayor deformación se da en el centro de las caras inclinadas de la tolva, es porque allí se aplica el vector de fuerza hidrostática el cual es siempre normal a la cara de aplicación, es por ello que en el diseño final se colocaron refuerzos en esas zonas de la tolva.

Para comparar los esfuerzos obtenidos con carga hidrostática y los esfuerzos generados por la presión del flujo de gas en las paredes del filtro, se exportaron los datos de la simulación de fluidos a la simulación estática, los resultados se muestran en las siguientes figuras.

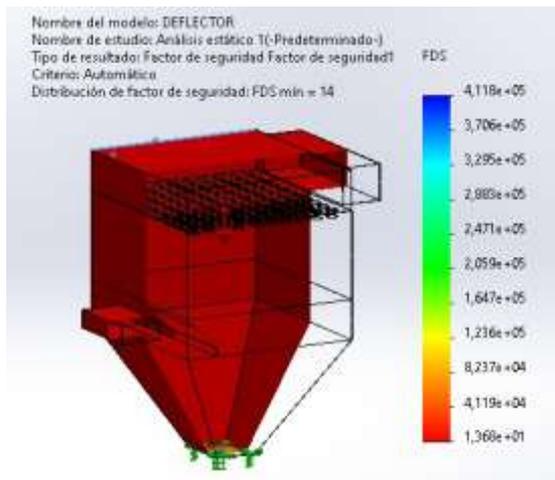


**A) Deflector tradicional**

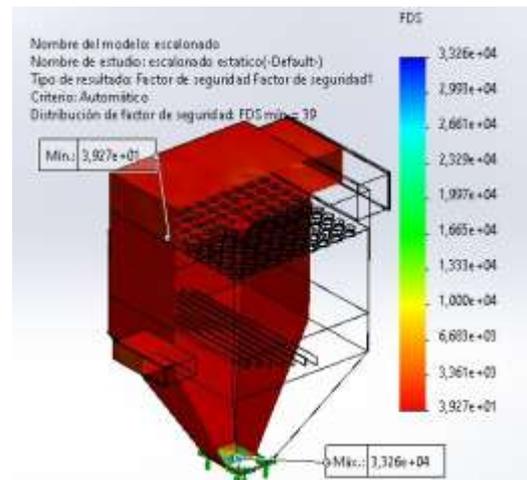


**B) Deflector escalonado**

**Figura 3.14 Esfuerzo de Von Mises. [Elaboración propia]**



**A) Deflector tradicional**



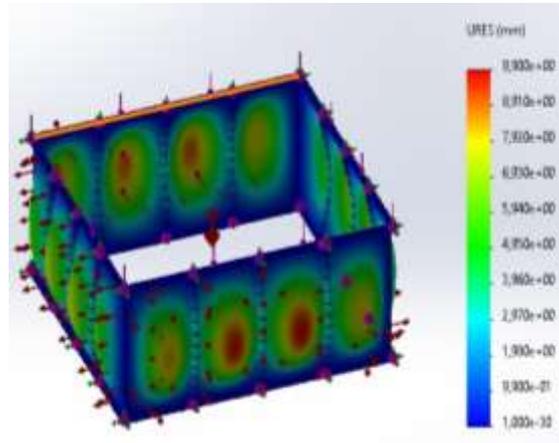
**B) Deflector escalonado**

**Figura 3.15 Factor de seguridad. [Elaboración propia]**

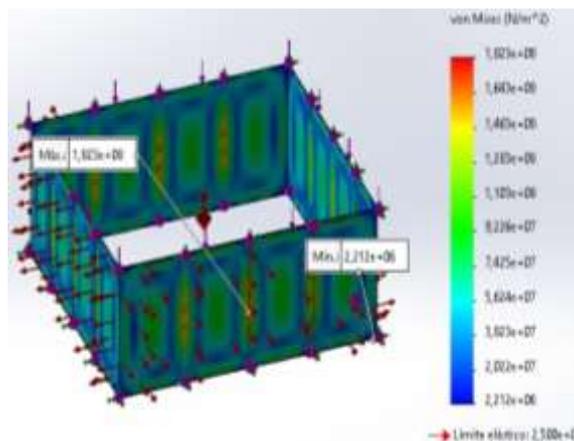
En la Figura 3.14 y la Figura 3.15 tenemos el efecto de las presiones debidas al movimiento e impacto del fluido en el interior del filtro, estas presiones que se ejercen en las paredes son pequeñas en comparación a las obtenidas por la simulación de la carga hidrostática, esto se comprueba con el factor de seguridad alto que se obtiene.

Para seleccionar el espesor de lámina de acero para el cuerpo, se calculó la presión máxima que puede generar el ventilador, y se estableció esta como

presión interna, se determinó que una lámina de acero A36 de 3 mm de espesor es suficiente para este caso, además de ello se colocaron refuerzos verticales para darle mayor rigidez al cuerpo, los resultados se muestran en la Figura 3.16.



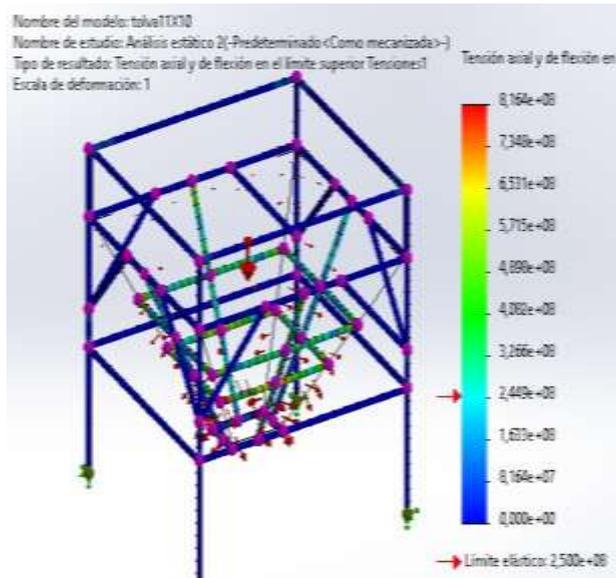
**A) Deformaciones**



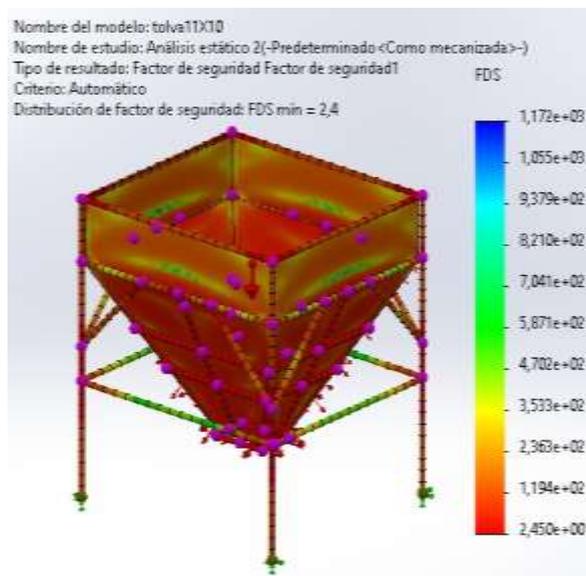
**A) Esfuerzo de Von Mises**

**Figura 3.16 Resultados de simulación en el cuerpo del filtro. [Elaboración propia]**

Además, se diseñó la estructura que soportará al filtro, seleccionando perfiles metálicos comerciales, la estructura se simuló bajo una carga de 10000 kg considerando el peso de los elementos que soportará y un sobrepeso de seguridad; en la Figura 3.17 (A) se observa las zonas de mayores esfuerzos, es decir las zonas críticas donde la estructura es propensa a fallar, en estas regiones es donde tendremos las mayores deformaciones, obteniendo un factor de seguridad de 2.4 como se observa en la Figura 3.17 (B) y un esfuerzo de Von Mises el cual es menor al esfuerzo de fluencia.



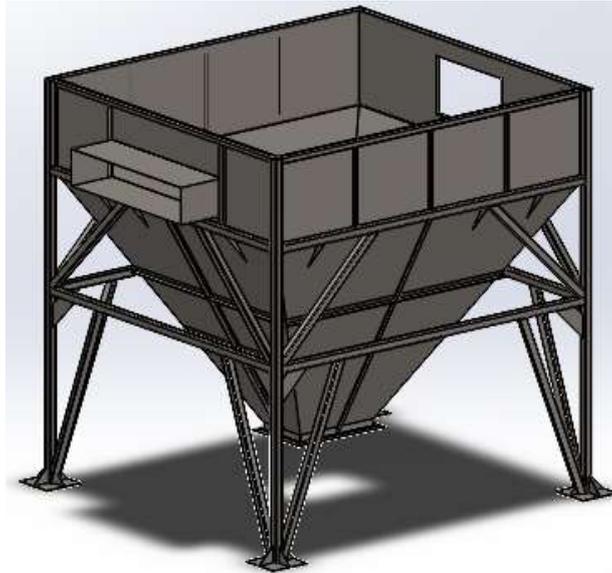
**A) Tensión axial y deflexión**



**B) Factor de seguridad**

**Figura 3.17 Resultados de la simulación de la estructura de la tolva. [Elaboración propia]**

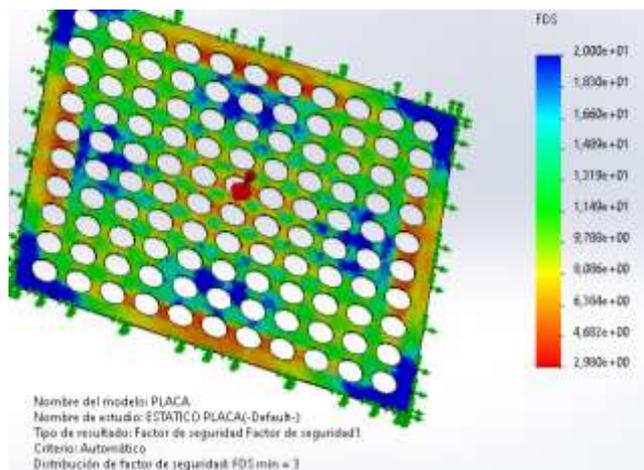
El diseño final de la tolva y la estructura considerando los refuerzos mencionados, se muestran en la Figura 3.18.



**Figura 3.18 Diseño final de la tolva [Elaboración propia]**

### **3.3 Esfuerzos y deformaciones en la placa espejo.**

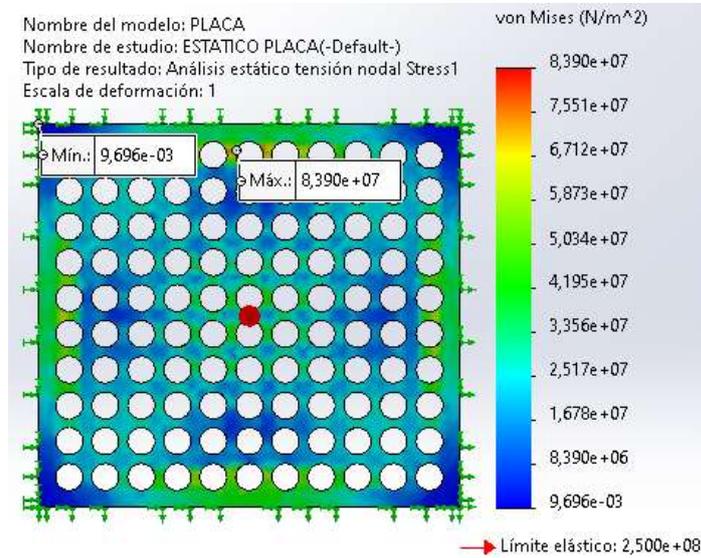
Para determinar el espesor mínimo de la placa espejo se hace una simulación de carga estática, la función de la placa espejo es soportar el conjunto de mangas, toberas y canastillas y además divide el filtro en dos partes, la zona limpia y la zona sucia; considerando esta carga y además una carga del personal de mantenimiento, el cual debe subir cada cierto tiempo y retirar las mangas para los respectivos mantenimientos, se asume una masa distribuida de 500 Kg; los resultados de la simulación se muestran en la Figura 3.19.



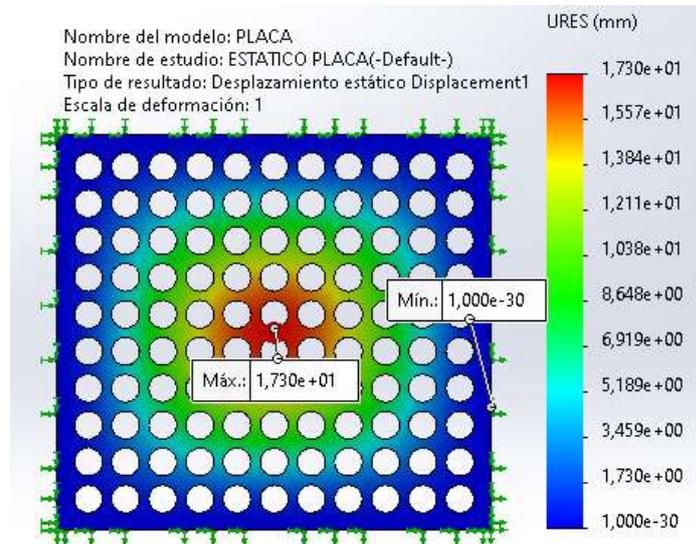
**Figura 3.19 Factor de seguridad simulado en la placa espejo. [Elaboración propia]**

Para este caso se consideró una lámina de acero A36 de 6 mm de espesor obteniendo un factor de seguridad de 3, así mismo se puede comprobar que el

máximo esfuerzo de Von Mises no supera el límite elástico del material y la deformación máxima que se produce cuando la masa es de 500kg no será permanente, estos resultados se muestran en la Figura 3.20.



### A) Esfuerzo de Von Mises



### C) Esfuerzo de Von Mises

**Figura 3.20 Resultados de la simulación de esfuerzos en la placa espejo. [Elaboración propia]**

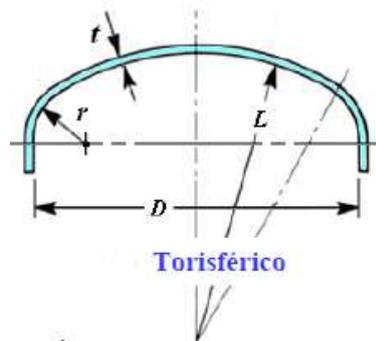
### 3.4 Simulación de la presión interna en el recipiente a presión

Para la simulación del recipiente a presión se procedió a realizar el modelo en base a los datos obtenidos en Capítulo 2, los cuales se muestran en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2. Resultados obtenidos para el diseño del recipiente a presión.  
[Elaboración propia]**

<b>Diámetro</b>	701 mm
<b>Altura de recipiente</b>	1295 mm
<b>Volumen</b>	0,4984 m <sup>3</sup>
<b>Material</b>	Acero A-36
<b>Espesor</b>	6 mm
<b>Domos</b>	Toriférico.

Para las dimensiones de los domos toriféricos tomamos como guía la Figura 3.21



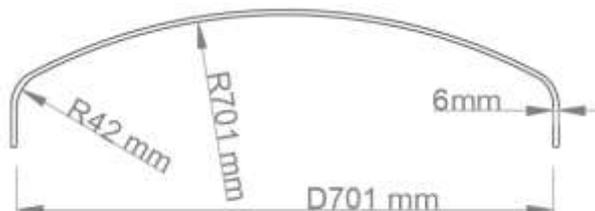
**Figura 3.21. Medidas del cabezal toriférico [Julio Massa, 2017]**

En donde se establecen las siguientes relaciones.

$$\text{si } \frac{t}{L} > 0,002; L = D \text{ y } r = 6\%L$$

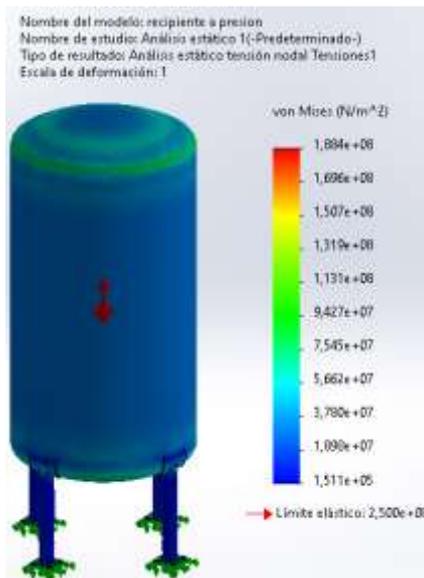
Para este caso  $t/L$  es 0,009 por lo tanto se tiene el siguiente diseño.

$$r = 42.06 \text{ mm}$$

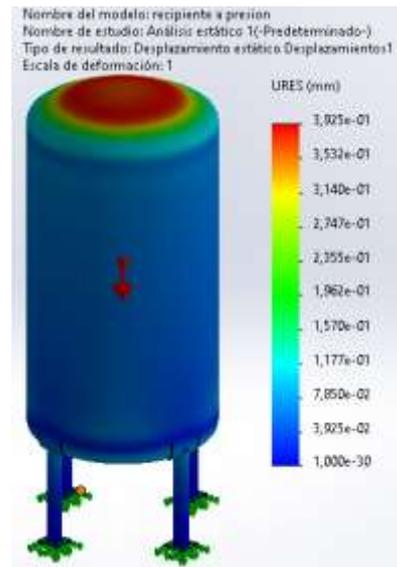


**Figura 3.22 Diseño de cabezal toriférico. [Elaboración propia]**

Se realizó la simulación de los esfuerzos que se generan en el interior del tanque debido a la presión de trabajo de 100 psi, los resultados se muestran en la Figura 3.23 y la Figura 3.24

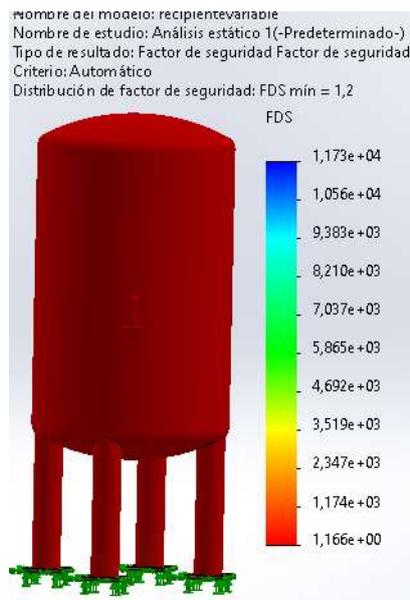


**A) Esfuerzo de Von Mises**



**B) Deformaciones**

**Figura 3.23 Resultados de la simulación de esfuerzos en el recipiente a presión. [Elaboración propia]**



**Figura 3.24. Factor de seguridad simulado en el recipiente a presión. [Elaboración propia]**

Los resultados obtenidos muestran que el espesor calculado teóricamente es correcto, el factor de seguridad que arroja la simulación es mayor a uno, por lo tanto, el equipo es seguro, se observa que la mayor deformación se da en los domos del recipiente, sin embargo, estos siguen estando dentro del límite elástico del material.

### 3.5 Secuencia y tiempo de limpieza de las mangas

La secuencia de filtrado se debe dar de forma alternada entre las filas, saltando entre las filas pares en el primer ciclo y luego a las filas impares en el segundo ciclo de limpieza, esto se realiza con la finalidad de evitar que las mangas adyacentes que han quedado limpias se vuelvan a llenar de polvo de forma directa, en la Figura 3.25, se muestra cual es la secuencia recomendada de limpieza de las mangas.

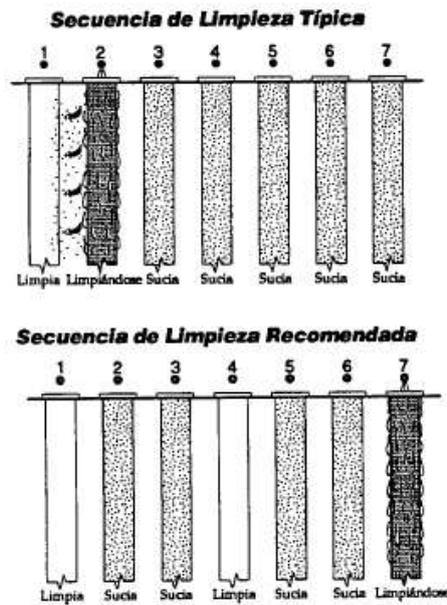


Figura 3.25. Secuencia recomendada para la limpieza de las mangas [BHA Group, Inc., 1995].

El tiempo de limpieza de las mangas a través de las válvulas solenoides de diafragma puede ser automática o controlada por un temporizador. La forma de limpieza sigue de una fila a otra según la secuencia determinada anteriormente. La frecuencia de limpieza debe adaptarse para que la presión diferencial en el colector se mantenga entre 75 y 150 mm c.a, el intervalo de limpieza entre fila y fila debe ser ajustado entre 3 y 30 segundos, esto se determina con un manómetro diferencial de presión el cual puede ser automático, activando la secuencia solo cuando la presión diferencial sea igual a la máxima establecida, o puede ser controlada por un temporizador ajustado al momento del arranque del filtro, el mínimo ajuste del temporizador debe ser de 3 segundos para una caída de presión no máxima a 150 mm c.a, una de las desventajas de usar un temporizador es que cuando existan cargas bajas de polvo el aumento de presión diferencial será lento, pero el tiempo de intervalo de limpieza entre

mangas no aumentará desperdiciando aire comprimido y fatigando las magas, cuando se tenga certeza de que las condiciones de carga disminuirán permanente se debe volver a programar el temporizador para que el de limpieza entre mangas aumente y de esa manera ahorrar aire comprimido.

### 3.6 Implantación final del filtro

Se realizo un esquemático para la representación del sistema diseñado en la planta de producción. Una vez finalizados los cálculos y determinado la cantidad de ductos necesarios, se presenta la vista de implantación en la Figura 3.26, así mismo se muestra en la Figura 3.27 el diseño final y la configuración de cada una de sus partes.

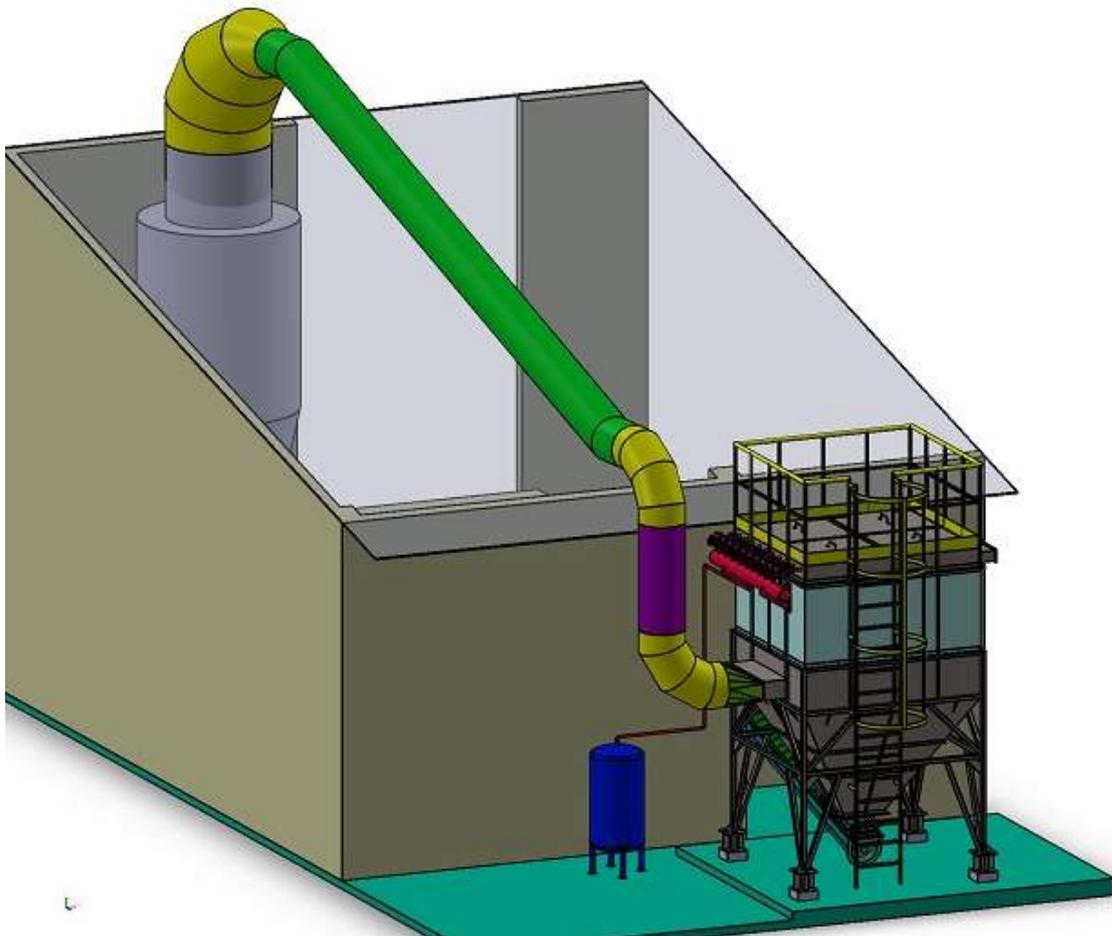


Figura 3.26. Vista de implantación del filtro en planta. [Elaboración propia]

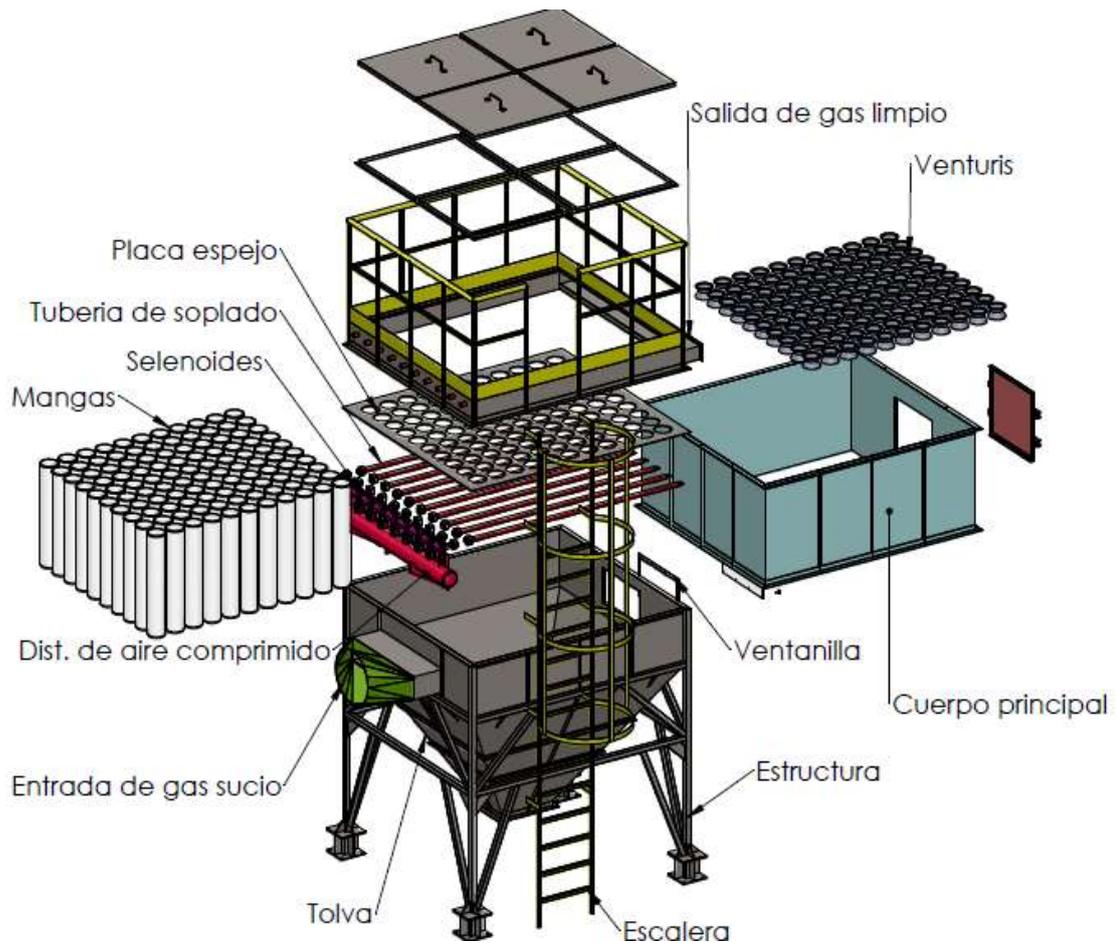


Figura 3.27 Diseño del filtro mangas tipo pulse jet. [Elaboración propia]

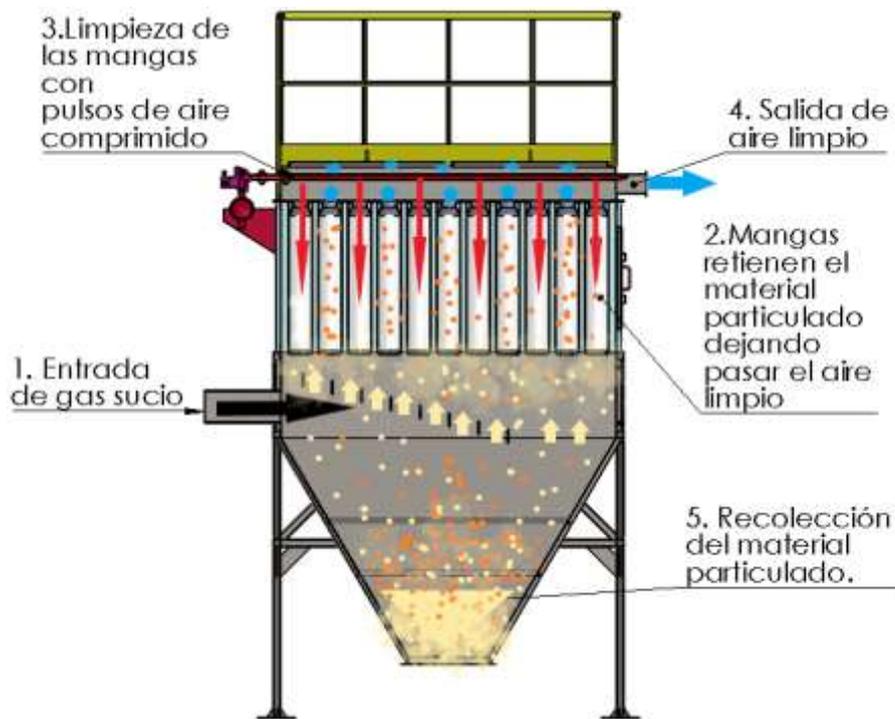


Figura 3.28 Proceso de limpieza en el filtro. [Elaboración propia]

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

Con la finalidad de captar las partículas de harina de camarón que no podían ser controladas a la salida del ciclón, se procedió a dimensionar un equipo de filtrado de nivel industrial de alta eficiencia; finalizada la investigación, dimensionamiento, resultados y análisis de resultados se concluye lo siguiente:

De la investigación de los diferentes equipos de filtrado para instalaciones industriales, se hizo una comparación de atributos para tres alternativas diferentes y se generó una matriz de decisión, dando como resultado que el equipo a implementar es un filtro de mangas del tipo pulse jet debido a la alta eficiencia de este y al poco espacio que ocupa con respecto a otros equipos.

Los cálculos para el dimensionamiento se realizaron tomando los datos brindados por el cliente y siguiendo las recomendaciones de la Agencia de Protección Ambiental para el manejo de materiales particulados (EPA), con ello se determinó que el área neta de tela que se necesita es de 60.11 m<sup>2</sup>, la cual fue dividida en 110 mangas en una configuración rectangular de 11x10.

Para analizar el comportamiento del fluido en el interior del filtro, se realizaron simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), usando dos diseños diferentes de deflectores colocados a la entrada del filtro, se hizo una comparación de la distribución normal de la velocidad dentro del cuerpo del filtro obteniéndose que para el deflector escalonado los puntos de la gráfica están distribuidos de manera más simétrica, esto se corrobora ya que la desviación estándar obtenida de 0.98 está más cercana a uno, además la velocidad ascendente promedio obtenida es muy similar a la establecida de 1.3 m/s, concluyendo que el deflector escalonado es la mejor opción para el filtro.

Para el ducto que conecta la salida del ciclón con la entrada del filtro, también se realizó un análisis CFD, con este análisis se pudo determinar que las pérdidas calculadas teóricamente tienen un error aceptable del 20% con respecto a las pérdidas obtenidas en la simulación, aun así, en ambos casos, el valor de pérdidas obtenidas se encuentra por debajo de lo recomendado por la EPA, lo cual es de 250 mm c.a, concluyendo que estas pérdidas son aceptables.

Para el diseño de los distintos componentes estructurales del filtro se hizo un Análisis de Elementos Finitos (FEA); para la tolva se simuló carga hidrostática, obteniendo que el espesor de la lámina de acero A36 debe ser de 4 mm, así mismo se simuló para el cuerpo principal del equipo, con la presión máxima que puede generar el ventilador, obteniendo un espesor de 3mm, con esto se concluye que el filtro soportará sin problema las presiones de trabajo.

Para la estructura que soporta el filtro también se realizó un análisis estático, estimando entre el peso del equipo y un sobrepeso de seguridad un valor de carga de 10000kg, obteniendo un factor de seguridad de 2; un proceso similar se realizó para la placa espejo la cual se simuló con una masa distribuida de 500kg determinándose así un espesor para la plancha de acero A36 de 6mm, con esto se concluye que se tiene un diseño seguro y confiable.

Para la tobera también se hizo un análisis en CFD, pero esta vez considerando al aire como un fluido compresible, se pudo determinar que el aire a la salida de la tobera tiene una velocidad sónica lo que garantiza que se tendrá una onda de choque normal, concluyendo así que la limpieza de las mangas será eficiente.

En el proceso de diseño del recipiente a presión se hizo uso del código ASME BPVC sección VIII división 1, y se determinó que el espesor para la plancha de acero A36 debe ser de 6mm, este recipiente fue simulado con presión interna obteniendo un factor de seguridad mayor a uno, con lo cual se concluye que el diseño del equipo es seguro.

Finalmente, el diseño del transportador helicoidal se hizo en base al manual de diseño de Martin Sprocket; siguiendo los criterios de selección que se establecen

para material de trabajo se realizaron todas las selecciones del caso, concluyendo así que el diseño obtenido es el adecuado para este caso.

## **4.2 Recomendaciones**

Para determinar la caída de presión a través de las mangas sucias con mayor precisión, se recomienda hacer pruebas de laboratorio para la tela y para la partícula de harina, para así hallar los factores de resistencia respectivos y poder determinar el tiempo de limpieza entre cada fila de mangas con mayor exactitud.

Se recomienda que todas las flautas o tuberías de soplado estén bien alineadas y en la posición correcta, esto mejora la eficiencia de limpieza, además se recomienda que la suma del área de todos los agujeros de soplado sea igual al área de la sección transversal de la tubería de soplado para una distribución más uniforme de aire comprimido.

Se recomienda que la velocidad de transporte en los ductos no exceda los 20m/s, ya que una velocidad superior a esta puede causar abrasión en los ductos, especialmente en la parte más externa de los codos debido al cambio de dirección del gas, por lo tanto, estos deben ser diseñados con láminas de mayor espesor y con grandes radios de curvatura.

Se recomienda hacer pruebas de laboratorio con la tela para determinar los coeficientes que requiere el programa de simulación y así configurarlos en la simulación de medios porosos para determinar mediante simulación la caída de presión a través de las mangas limpias.

Se recomienda tener en cuenta que los resultados de las simulaciones obtenidas en este trabajo se hicieron en el estado estable, los efectos del estado transitorio no son considerados para los resultados de este trabajo.

# BIBLIOGRAFÍA

- Martin Sprocket & Gear, Inc. (2022). *Martin*. Obtenido de Catálogo de transportadores helicoidales: <https://pdf.directindustry.es/pdf-en/martin-sprocket-gear/material-handling/9091-429981.html>
- Amorós, J., Mallol, G., Sanchez, E., & García, J. (2000). *Diseño de silos y tolvas para el almacenamiento de materiales pulverulentos*. Castellón: Instituto de tecnología cerámica.
- Analia, A. (25 de octubre de 2022). *Prillwitz*. Obtenido de Aspiración y filtrado de aire: Extractores y colectores de polvo industriales.: <https://www.prillwitzgroup.com/es/inspiracion-y-filtrado-de-aire/>
- Antonio Miravete, E. L. (2004). *TRANSPORTADORES Y ELEVADORES* (1ra ed.). Loreto: EDITORIAL REVERTÉ, S. A.
- Arteaga Cisneros, K. F. (2009). *Repositorio Digital UCSG*. (U. C. Guayaquil, Ed.) Obtenido de Producción del concentrado proteico del camarón: <http://repositorio.ucsg.edu.ec/handle/3317/10931>
- BHA Group, Inc. (1995). *Seminario de BHA internacional: mantenimiento de equipo de control de contaminación industrial*. Kansas.
- EPA 452/B-02-002. (2000). *Manual de Costos de Control de Contaminación de Aire de la EPA* (6ta ed.). Durham: OAQPS. Obtenido de [https://www3.epa.gov/ttnca1/cica/files/c\\_allchs-s.pdf](https://www3.epa.gov/ttnca1/cica/files/c_allchs-s.pdf)
- FluidTecnica. (2009). *FluidTecnica*, S.A. Obtenido de Principio de Funcionamiento de un filtro por vía seca: <http://fluidtecnic.e.telefonica.net/filtrosdemangas.htm>
- Franklin Ormaza González., J. G. (2015). *Censo de plantas de harina de pescado en el Ecuador*. Guayaquil: Camara nacional de pesquerías. Obtenido de <https://camaradepesqueria.ec/wp-content/uploads/2020/06/Censo-de-Harineras-de-pescado-sin-anexos-2015vf.pdf>
- Galbarro, H. R. (2022 de Diciembre de 2022). *Ingemecánica*. Obtenido de Cálculo de Transportadores: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>
- Galindez, M. H. (2018). *Cálculo y diseño de un filtro mangas tipo pulse jet*. . Villa María Cba.
- Julio Massa, J. G. (2017). *Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica*. Córdoba.
- Londoño, C. A. (Julio de 2006). *Scielo*. Obtenido de Revista Ingenierías Universidad de Medellín: <http://ref.scielo.org/7jkmcm>

- Londoño, C. A. (2008). Diseño de filtros Talegas. *Revistas Ingeniería Universidad de Medellín*, 7, 43-60.
- Megyesy, E. F. (1992). *MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN* (7ma ed.). BALDERAS: EDITORIAL LIMUSA S.A. de C.V.
- Norma Ecuatoriana de la Calidad del Aire. (20 de Diciembre de 2022). *Quitoambiente*. Obtenido de Distinción Ambiental: <http://www.quitoambiente.gob.ec/index.php/norma-ecuatoriana-de-la-calidad-del-aire>
- P., J. L. (2018). Investigación sobre filtros mangas. En J. L. P., *E.P INGENIERÍA INGENIERÍA QUÍMICA- QUÍMICA- ING.AMBIENTAL, ING.AMBIENTAL, 2018-II* (págs. 1-6).
- Pita, E. G. (2005). *Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas* (2da ed.). Mexico D.F: Grupo GEO impresores S.A.
- Ricardo Goberna, R. H. (1992). *Ventilación Industrial* (1ra ed.). Michigan: Generalitat Valenciana.
- Robert H. Perry, D. W. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (7 ma ed.). Kansas: McGraw-Hill.
- US EPA. (21 de Marzo de 2022). *EPA Agencia de Proteccion Ambiental* . Obtenido de EPA Agencia de Proteccion Ambiental : <https://espanol.epa.gov/cai/material-particulado-en-interiores>
- Vallejo, M. A. (4 de Abril de 2011). *Ministerio del ambiente*. Obtenido de Ministerio del ambiente: <https://www.ambiente.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2012/10/Acuerdo-50-NCA.pdf>
- Ventec ambiental. (2000). *DOCPLAYER*. Obtenido de Manual técnico de Instalación, Operación y Mantenimiento : <https://docplayer.es/15050298-Manual-tecnico-de-instalacion-operacion-y-mantenimiento-filtro-de-mangas-ventec-ambiental-equipamentos-e-instalacoes-ltda.html>
- Woodard, K. (Octubre de 1998). *EPA*. Obtenido de Documento de Técnicas de Control de Materia Particulada Fina: <https://www3.epa.gov/ttnecat1/dir1/pmcontech2.pdf>
- Yanus Cengel, J. C. (2012). *Mecanica de fluidos Fundamento y Aplicaciones* (2da ed.). Mexico: McGRAW-HILL.

# APENDICE

## APÉNDICE A: Cálculos.

### Cálculo de pérdidas en ductos

Para el cálculo de pérdidas en ductos se hace uso de tablas, ya que estas facilitan la obtención de datos, la figura 1-A se muestra el diagrama de Moody en el cual podemos hallar el factor de fricción conociendo el número de Reynolds y la rugosidad relativa del ducto, para hacer uso de la gráfica primero se debe determinar el número de Reynolds, este número relaciona la densidad, la velocidad, el diámetro de la tubería y la viscosidad del fluido.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$\rho$ : Densidad, Kg/m<sup>3</sup>

$V$ : Velocidad, m/s

$D$ : Viámetro, m

$\mu$ : Viscosidad dinámica, Kg/ms

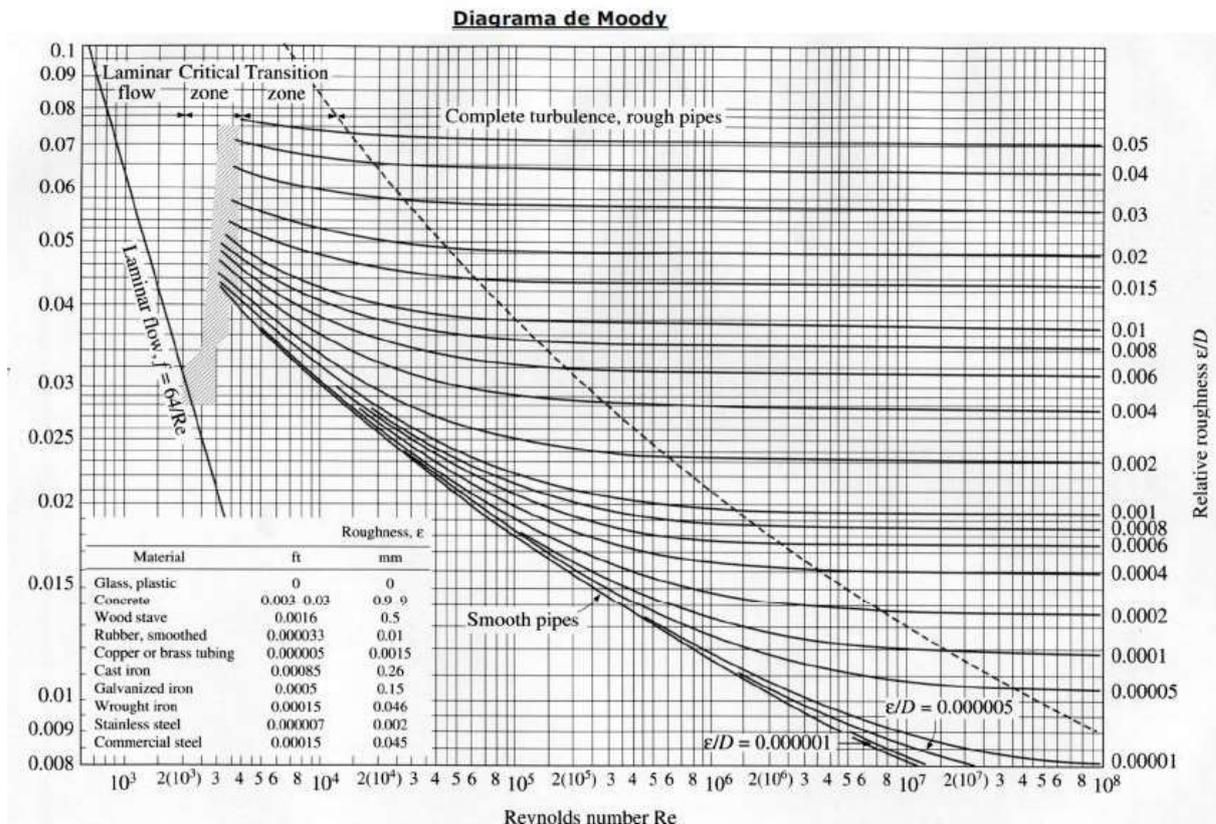
También se debe determinar la rugosidad relativa, esta es la relación entre la rugosidad absoluta del material de la tubería y el diámetro de la tubería, se define por la siguiente expresión:

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D}$$

$\varepsilon$ : Rugosidad absoluta, m

$D$ : Diámetro, m

Con esta rugosidad entramos por la derecha de la gráfica siguiendo la curva correspondiente a este valor, mientras que por el lado inferior de la curva entramos con el número de Reynolds siguiendo la línea hasta interceptar con la curva de rugosidad, en el punto donde se interceptan estos dos valores se sigue horizontalmente hacia la izquierda hasta salir por el lado derecho de la gráfica, este valor es el del factor de fricción.



**Figura 1-A. Diagrama de Moody. [Ricardo Goberna, 1992]**

Obtenido el factor de fricción podemos determinar las pérdidas con la ecuación (1.10), descrita en el capítulo 1.

Otra forma de determinar las pérdidas en ductos es haciendo uso de diagramas como se muestra la figura 2-A, esto simplifica el cálculo de pérdidas en ductos ya que contiene valores de pérdidas para varios caudales y diámetros obtenidos experimentalmente.

Este diagrama maneja cuatro variables, caudal, velocidad, diámetro del ducto y las pérdidas; para utilizar la gráfica se necesita conocer dos de las variables antes descritas, las otras dos se obtienen con la gráfica, las variables más comunes son el Caudal y al diámetro del ducto ya que se obtienen con facilidad.

A continuación, se muestra un ejemplo de cómo podemos utilizar este diagrama para determinar las pérdidas en los ductos redondos, sabiendo que el caudal es de 7000 CFM y que el diámetro es de 0.53 m= 20.86 pulgadas, se entra a la

gráfica por el lado izquierdo, con el caudal de 7000 CFM (línea roja), y con el diámetro de 20 pulgadas con la línea inclinada hacia arriba por la derecha (línea amarilla), de su punto de intersección trazamos dos líneas, una línea vertical (línea verde) la cual al extenderla hacia abajo nos muestra las pérdidas y la línea azul nos da la velocidad, como resultados de seguir este procedimiento se tiene que la pérdida es de 0.6 pulgadas de agua por cada 100 pies de ducto, para la sección A-B del ducto, la cual mide 10 metros se tiene que la pérdida es:

$$\begin{aligned} \text{Sección } A - B (10 \text{ m} = 32.8 \text{ ft}): & \frac{0.6 \text{ pulg c. a}}{100 \text{ ft}} * 32.8 \text{ ft} = 0.20 \text{ pulg c. a.} \\ & = 5.1 \text{ mm c. a.} \end{aligned}$$

Se sigue el mismo procedimiento para los tramos rectos para la sección B-C tenemos:

$$\text{Sección } B - C (1.5 \text{ m} = 5 \text{ ft}): \frac{0.6 \text{ pulg c. a}}{100 \text{ ft}} * 5 \text{ ft} = 0.03 \text{ pulg c. a.} = 0.76 \text{ mm c. a.}$$

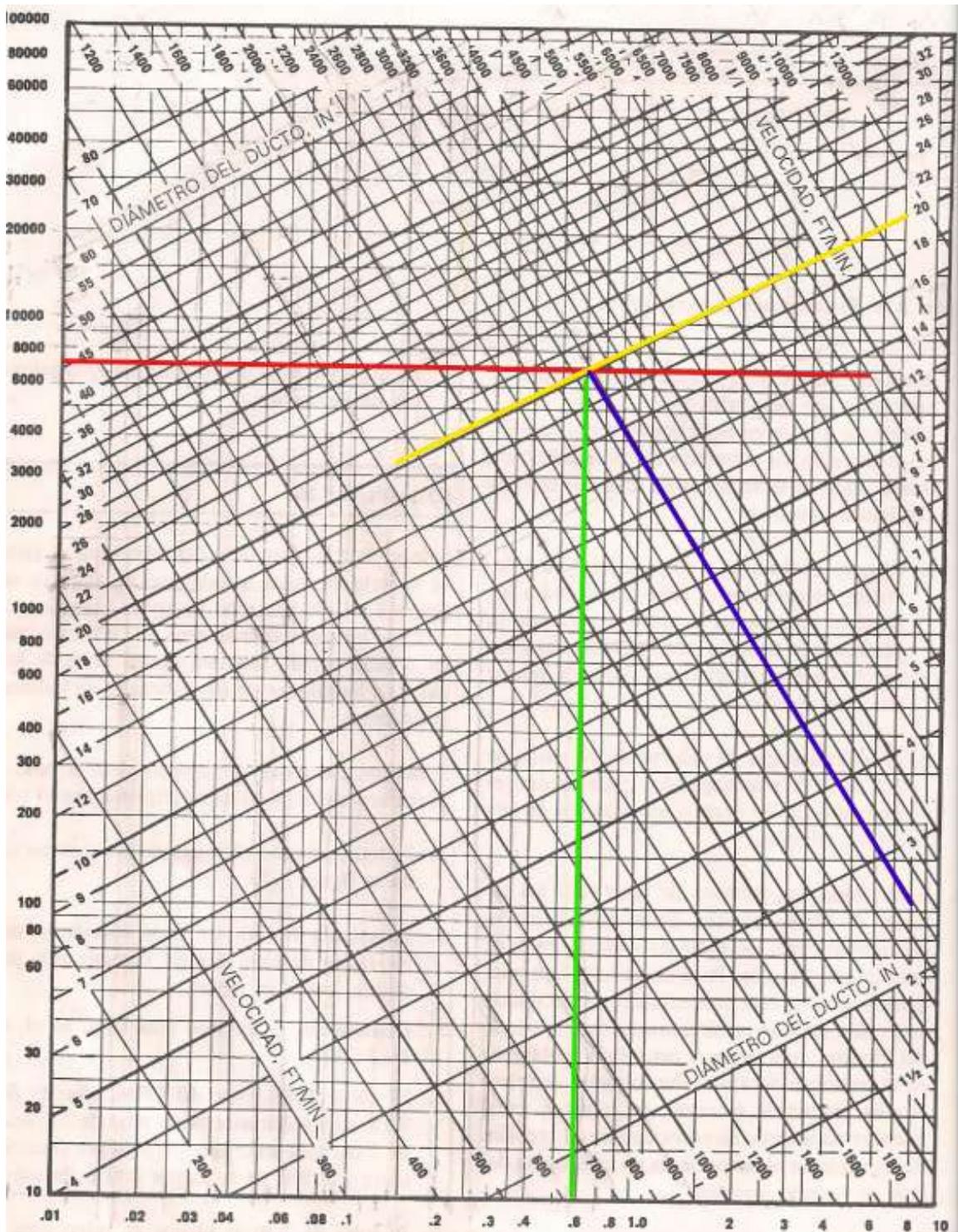


Figura 2-A. Pérdidas por fricción para ductos redondos (pulgadas de agua por cada 100 pies de ducto). [Pita, 2005]

Para determinar las pérdidas en accesorios se utiliza el método de coeficiente de pérdidas con la siguiente expresión:

$$H_f = C * \left( \frac{V}{4000} \right)^2$$

donde.

$H_f$ : Pérdida total de presión a través del accesorio. [pulg c. a.]

$C$ : Coeficiente de pérdidas.

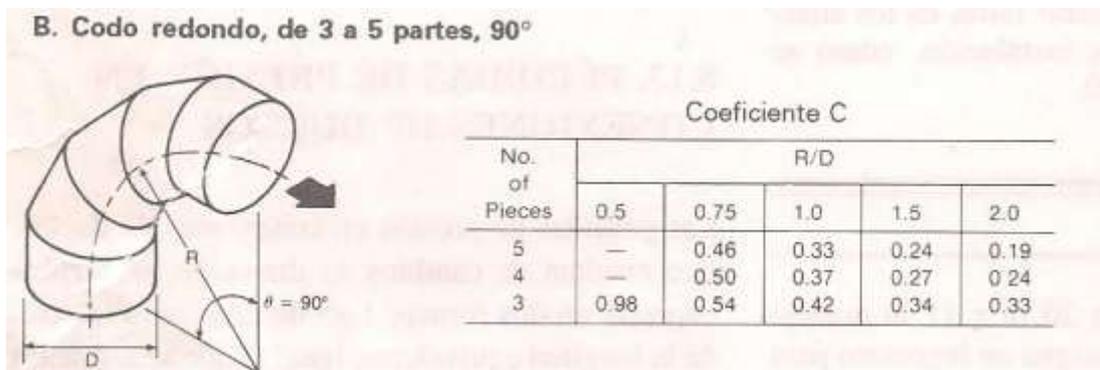
$V$ : Velocidad,  $\left[ \frac{\text{pies}}{\text{min}} \right]$

Los codos A, B y C utilizados tienen una relación R/D de 0.75 y son conformados de cuatro segmentos lo piezas, por lo tanto, de la figura 3-A el coeficiente de pérdidas para estos es de 0.50 se teniendo:

$$H_f(\text{Codo A}) = 0.50 * \left( \frac{545 \text{ pies/min}}{4000} \right)^2 = 0.01 \text{ pulg c. a.} = 0.25 \text{ mm c. a.}$$

$$H_f(\text{Codo B}) = 0.50 * \left( \frac{2940 \text{ pies/min}}{4000} \right)^2 = 0.27 \text{ pulg c. a.} = 6.86 \text{ mm c. a.}$$

$$H_f(\text{Codo C}) = 0.50 * \left( \frac{2940 \text{ pies/min}}{4000} \right)^2 = 0.15 \text{ pulg c. a.} = 6.86 \text{ mm c. a.}$$

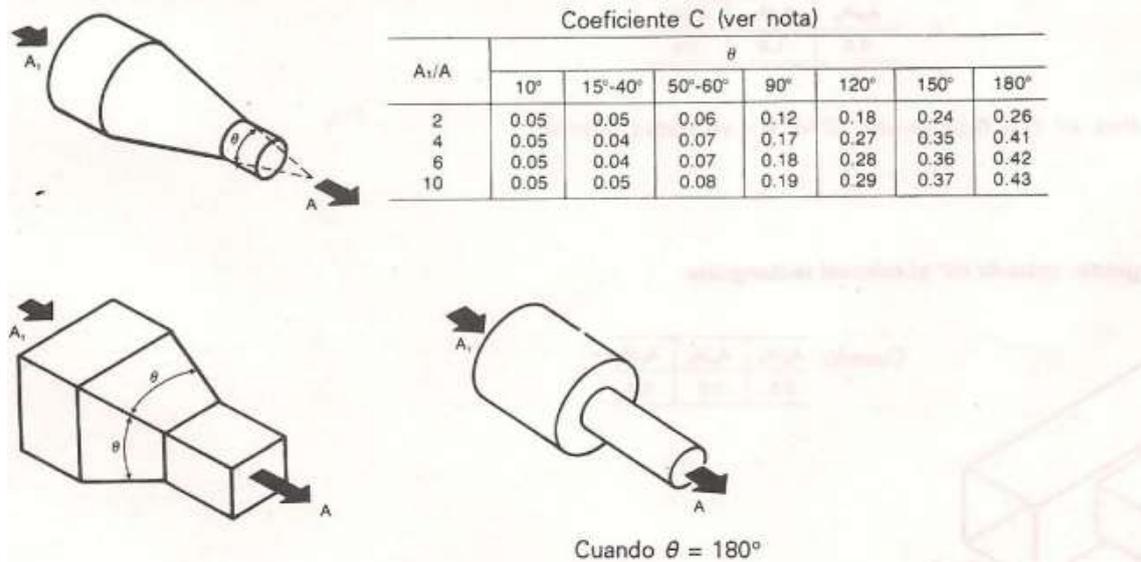


**Figura 3-A coeficiente de pérdidas para codo redondo de 3 a 5 partes. [Pita, 2005]**

La reducción A-B es una transición convergente tiene una relación de áreas de  $A_1/A_2=2$  con un ángulo de  $45^\circ$ , por lo tanto, según la figura 4-A el coeficiente es de  $C= 0.06$ , teniendo lo siguiente:

$$H_f(\text{Reducción A - B}) = 0.06 * \left( \frac{2940}{4000} \right)^2 = 0.03 \text{ pulg c. a.} = 0.76 \text{ mm c. a.}$$

**A. Contracción. Redonda y rectangular, gradual a abrupta**



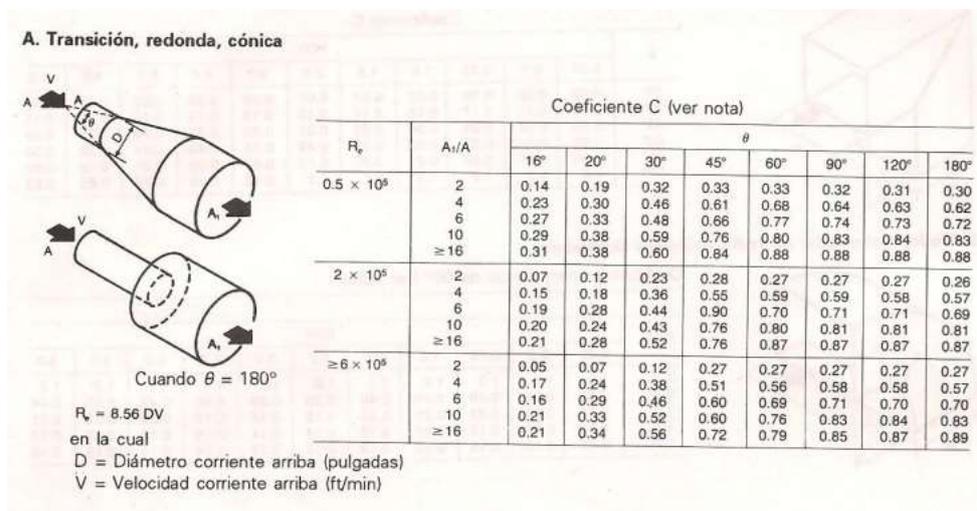
**Figura 4-A: coeficiente de pérdida transición convergente. [Pita, 2005]**

La transición D es divergente tiene una relación de áreas de  $A1/A2=2$  con un ángulo de  $45^\circ$  y calculando Re:

$$Re = 8.56 DV = 8.56 * 20.86 \text{ pulg.} * 2940 \frac{\text{pie}}{\text{min}} = 5.24 \times 10^5$$

De acuerdo con la figura 5-4, tenemos que el coeficiente es de  $C= 0.28$ , por lo tanto:

$$H_f(\text{Transicion D}) = 0.28 * \left(\frac{2940}{4000}\right)^2 = 0.15 \text{ pulg c. a.} = 3.81 \text{ mm c. a.}$$



**Figura 5-A. Coeficiente de pérdida en transiciones convergentes. [Pita, 2005]**

## APÉNDICE B: Criterios para la selección de la tela.

En este apéndice se describe el procedimiento realizado para la selección de la tela para las mangas del filtro, se muestran las tablas que dan los criterios para la selección según el tipo de aplicación, operación, temperatura, abrasividad, etc.

**Tabla 1-B. Filtros de tela según el tipo de aplicación [Ricardo Goberna, 1988]**

	Operación discontinua (Concentraciones bajas y medias)	Operación discontinua (Concentraciones altas)		Operación Continua (Cualquier concentración)	
Requerimientos de limpieza de la tela	Intermitente	Continuo			
Tipo de limpieza	Vibrador	Vibrador	Aire inversivo (baja presión)	Inverso pulsante – (alta presión) Aire comprimido o ventilador	
Configuración del depurador	Un compartimiento	Múltiples compartimientos con válvulas en la entrada o la salida de cada uno		Un compartimiento	
Configuración del medio filtrante	Mangas o bolsas	Mangas o bolsas	Mangas	Mangas o bolsas	Plegado en cartucho
Tipo de tela	Tejido	Tejido		Fieltro	Fieltro (lamina de papel)
Caudal de aire	Muy variable	Ligeramente Variable		Prácticamente constante	Prácticamente constante
Rango del caudal de filtrado <i>m/s</i>	0.005 a 0.015	0.005 a 0.010		0.025 a 0.060	< 0.005 a 0.012

### Tipo de acabado

En la tabla 2-B se muestran los tipos de acabados para las telas y las características de los acabados, para esta aplicación se seleccionó una tela con un acabado superficial chamuscado, esto ayuda a que la capa de harina con un porcentaje de aceite del 12% tenga un mejor desprendimiento.

**Tabla 2-B. Tipos y características de los acabados comunes [BHA Group, Inc., 1995]**

Telas que no son de fibra de vidrio	Propósito	Disponible en
Chamuscado	Mejor desalojo de la capa de polvo	Poliéster, Polipropileno, Acrílico, Nomex, Ryton, P84
Barnizado	Mejor desalojo de la capa de polvo a corto plazo (puede impedir el flujo de aire)	Poliéster, polipropileno (fieltro)
Silicio	Ayuda a la creación inicial de la capa de polvo y da repelencia limitada al agua	Poliéster (fieltro y tejido)
Retardante a las flamas	Retarda la combustión (no a prueba de fuego)	Poliéster, polipropileno (fieltro y tejido)
Acabado Acrílico (base látex)	Mejor eficiencia de filtrado y desalojo de polvo (puede impedir flujo de aire en ciertas aplicaciones)	Fieltrros de acrílico y poliéster
Laminado y tratamiento de superficie PTFE	Para partículas finas, mejor eficiencia de filtrado y desalojo de polvo.	Nomex, poliéster, Acrílico, Polipropileno (fieltro)(laminados en polipropileno, ryton, poliéster)
Acabado PTFE de penetración	Mejor repelencia al agua y aceite; limitaciones en el desalojo de polvo	Nomex (fieltro)
Resistencia acida	Mejor resistencia al acido y difiere el agua	Nomex (fieltro)

Tipo de captador	Máxima eficiencia con partículas de tamaño medio superior (en micras)	Pérdida de carga (mmca)	Consumo de agua (l/m <sup>3</sup> )	Espacio ocupado	Sensibilidad a cambios de caudal	Pérdida de carga	Eficiencia	Influencia de la humedad	Temperatura máxima para construcción standard, °C Nota 4
PRECIPITADOR ELECTROSTÁTICO	0,25	12,5	-	grande	desprec.	si	mejora eficacia	260	
FILTRO DE TELA									
Intermitente-Vibrador	0,25	75-150	-	grande	propor. a Q	desprec.	puede dificultar la limpieza	Ver Tabla 4-t	
Continuo-Vibrador	0,25	75-150	-	grande	propor. a Q	desprec.			
Continuo-Aire inverso	0,25	75-150	-	grande	propor. a Q	desprec.			
Continuo-Aire comprimido	0,25	75-150	-	moderado	propor. a Q	desprec.			
VIDRIO, AIRE INVERSO	0,25	75-200	-	grande	propor. a Q	desprec.		290	
HÚMEDOS:									
Torre de relleno	1-5	40-90	0,6-1,2	grande	propor. a Q	si	ninguna	sin límite	
Centrífugo	1-5	40-150	0,4-0,6	moderado	propor. a Q <sup>2</sup>	si			
Dinámico	1-2	Nota 2	0,06-0,12	pequeño	Nota 2	no			
Estrangulamiento	1-5	40-150	1,2-5,0	pequeño	pr. a Q o menor	varia si/diseño			
ALTA EFICACIA									
Cámara de niebla	0,5-5	50-100	0,6-1,2	moderado	propor. a Q <sup>2</sup>	algo	ninguna	Nota 3	
Venturi	0,5-2	250-2500	0,6-2,0	moderado	propor. a Q <sup>2</sup>	si	ninguna	sin límite	
CENTRÍFUGOS SECOS:									
Ciclón de baja presión	20-40	20-40	-	grande	propor. a Q <sup>2</sup>	si	puede causar condensaciones y taponamientos	400	
Ciclón de alta eficacia	10-30	75-150	-	moderado	propor. a Q <sup>2</sup>	si		400	
Dinámico por vía seca	10-20	Nota 2	-	pequeño	Nota 2	no			

Nota 1: La pérdida de carga indicada es la del conjunto material filtrante con torta de polvo. Las pérdidas de carga debidas a las conexiones deben ser añadidas por el diseñador.

Nota 2: Es una función de la eficacia mecánica del conjunto ventilador-captador.

Nota 3: Es necesario el enfriamiento de los gases de entrada para evitar una evaporación muy rápida de las gotas.

Nota 4: Consultar los requisitos de NFPA con respecto a los riesgos de incendio, p. ejem. circonio, magnesio, aluminio, madera, etc.

**Figura 1-B. Eficiencia del filtro según el tamaño de partícula y rango de pérdida de carga.**

A continuación, se muestra la ficha técnica de la tela seleccionada en la cual se muestra el tipo de tejido usado, el tipo de acabado superficial, la permeabilidad, y otras propiedades físicas de la misma.

### Technical specification sheet

<b>Product name</b>	<b>Anti-static polyester needle felt 550 g/m<sup>2</sup> (cross line) with water&amp;oil repellent</b>	
<b>Product code</b>	<b>META-WRASPE50X</b>	
<b>Physical properties</b>		
Fiber	Polyester staple fiber	
Scrim	Polyester antistatic filament yarn	
Weight	g/m <sup>2</sup>	550
Thickness	mm	1.9±0.1
Width	m	≤2,2
Finish treatment	Singeing, Calendering, Heart setting, Water&oil repellent	
Air permeability	l/m <sup>2</sup> /s @200pa	200 ~ 350
Tensile strength	Warp (N/5x20CM)	≥1100
	Weft (N/5x20CM)	≥1200
Tensile elongation	Warp (%)	≤35
	Weft (%)	≤50
Surface static resistance (Ω.cm)	10 <sup>8</sup>	
<b>Temperature</b>		
Continuous temperature	°C	130
Instant temperature	°C	150
<b>Chemical Properties</b>		
Anti-acid	Middle	
Anti-alkali	Middle	
Anti-abrasion	Excellent	
Hydrolysis stability	Middle	

The above mentioned data have been determined according to the averages obtained from a series of typical results by our lab and are intended just for reference. The technical information is subject to changes, usual tolerances apply.

**Figura 2-B. Ficha técnica de la tela seleccionada.**

## APÉNDICE C: Selección de componentes para transportador

En este apéndice se pueden ver las tablas utilizadas para el diseño del transportador helicoidal del manual de Martin y Sprocket.

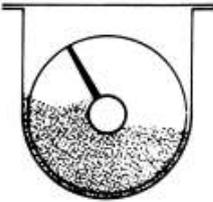
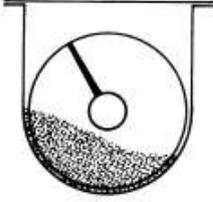
Carga de Artesa	Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Capacidad Pies Cúbicos por Hora (Paso Completo)		Máx. RPM
		A 1 RPM	A Máx. RPM	
45% 	4	0.62	114	184
	6	2.23	368	165
	9	8.20	1270	155
	10	11.40	1710	150
	12	19.40	2820	145
	14	31.20	4370	140
	16	46.70	6060	130
	18	67.60	8120	120
	20	93.70	10300	110
	24	164.00	16400	100
	30	323.00	29070	90
30% A 	4	0.41	53	130
	6	1.49	180	120
	9	5.45	545	100
	10	7.57	720	95
	12	12.90	1160	90
	14	20.80	1770	85
	16	31.20	2500	80
	18	45.00	3380	75
	20	62.80	4370	70
	24	109.00	7100	65
	30	216.00	12960	60

Figura 1-C Capacidad de transporte según carga de artesa.

Tabla 1-12

Factor del Diámetro del Transportador, $F_d$			
Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor $F_d$	Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Factor $F_d$
4	12.0	14	78.0
6	18.0	16	106.0
9	31.0	18	135.0
10	37.0	20	165.0
12	55.0	24	235.0
		30	300.0

Figura 2-C Factor de diámetro [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

**Tabla 1-14**  
Factor,  $F_f$

Tipo de Helicoidal	$F_f$ Factor por porcentaje de carga de transportador			
	15%	30%	45%	95%
Estándar	1.0	1.0	1.0	1.0
Helicoidal con Corte	1.10	1.15	1.20	1.3
Con Corte y Doblez	N.R.*	1.50	1.70	2.20
Helicoidal de Listón	1.05	1.14	1.20	—
*No recomendada				

Figura 3-C Factor de carga de transportador [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

**Tabla 1-15**

Factor de Paleta, $F_p$					
Paletas Estándar por Paso. Paletas Ajustadas a 45° Paso Invertido					
Número de Paletas por Paso	0	1	2	3	4
Factor de Paleta — $F_p$	1.0	1.29	1.58	1.87	2.16

Figura 4-C Factor de paleta [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

**Tabla 1-16**

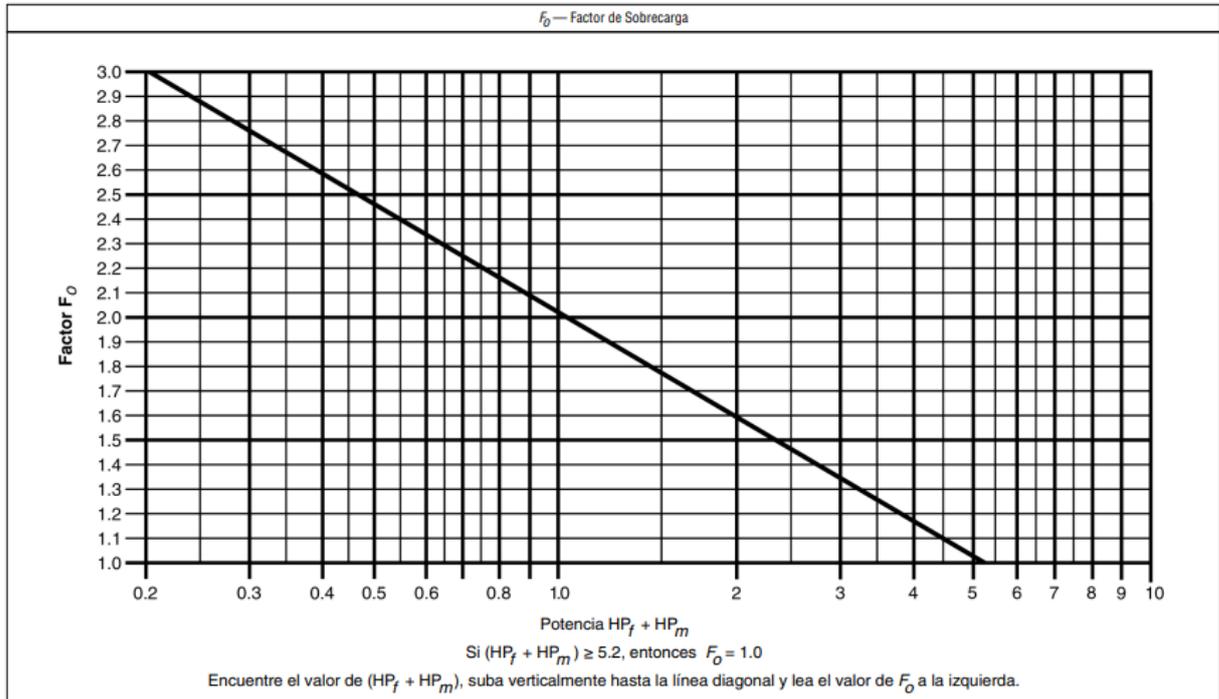


Figura 5-C Factor de sobrecarga [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

**Tabla 1-8**

Grupo de Componentes 1					
Diámetro del Helicoidal (Pulgadas)	Diámetro del Eje (Pulgadas)	Número de Helicoidal		Espesor, Calibre Americano Estándar (Pulgadas)	
		Helicoidales Continuos	Helicoidales Seccionales	Artesa	Cubierta
6	1¼	6H304	6S307	Calibre 16	Calibre 16
9	1½	9H306	9S307	Calibre 14	Calibre 14
9	2	9H406	9S409	Calibre 14	Calibre 14
12	2	12H408	12S409	Calibre 12	Calibre 14
12	2½	12H508	12S509	Calibre 12	Calibre 14
14	2½	14H508	14S509	Calibre 12	Calibre 14
16	3	16H610	16S612	Calibre 12	Calibre 14
18	3	—	18S612	Calibre 10	Calibre 12
20	3	—	20S612	Calibre 10	Calibre 12
24	3¾	—	24S712	Calibre 10	Calibre 12
30	3¾	—	30S712	Calibre 10	Calibre 12

**Figura 6-C Grupo de componentes 1 [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

Acoplamiento	Tubo		Ejes		Pernos				
	Ced. 40		Torque (lb-Pulgadas)*		Diámetro del Perno (Pulgadas)	Pernos al Corte (lb-Pulgadas)▼		Resistencia de los Barrenos (lb-Pulgadas)	
	Tamaño (Pulgadas)	Torque (lb-Pulgadas)	Estándar CEMA (C-1018)	Estándar AISI (C-1045)		No. de Pernos		No. de Pernos	
						2	3	2	3
1	1½	3,140	820	999	½	1,380	2,070	1,970	2,955
1½	2	7,500	3,070	3,727	¾	3,660	5,490	5,000	7,500
2	2½	14,250	7,600	9,233	1	7,600	11,400	7,860	11,790
2½	3	23,100	15,090	18,247	1¼	9,270	13,900	11,640	17,460
3	3¾	32,100	28,370	34,427	1½	16,400	24,600	15,540	23,310
3	4	43,000	28,370	34,427	1¾	16,400	24,600	25,000	37,500
3¾	4	43,300	42,550	51,568	2	25,600	38,400	21,800	32,700

**Figura 7-C Capacidad torsional de componentes [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

Acoplamiento	Tubo		Ejes		Pernos				
	Ced. 40		Torque (lb-Pulgadas)*		Diámetro del Perno (Pulgadas)	Pernos al Corte (lb-Pulgadas)▼		Resistencia de los Barrenos (lb-Pulgadas)	
	Tamaño (Pulgadas)	Torque (lb-Pulgadas)	Estándar CEMA (C-1018)	Estándar AISI (C-1045)		No. de Pernos		No. de Pernos	
						2	3	2	3
1	1½	3,140	820	999	½	1,380	2,070	1,970	2,955
1½	2	7,500	3,070	3,727	¾	3,660	5,490	5,000	7,500
2	2½	14,250	7,600	9,233	1	7,600	11,400	7,860	11,790
2½	3	23,100	15,090	18,247	1¼	9,270	13,900	11,640	17,460
3	3¾	32,100	28,370	34,427	1½	16,400	24,600	15,540	23,310
3	4	43,000	28,370	34,427	1¾	16,400	24,600	25,000	37,500
3¾	4	43,300	42,550	51,568	2	25,600	38,400	21,800	32,700

**Figura 8-C Capacidad torsional de componentes [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].**

A Diámetro del Helicoidal	B Diámetro del Eje	Número de Parte, Helicoidal Completo	Número de Parte, Sábte Espiral	Tamaño de Tubo		F Espesor del Helicoidal	H Ancho del Bujel del Colgante	Longitud Estándar Pies-Pulg.	Peso Promedio lb			Espirales Aprox. Por Pie
				Interior	D Exterior				Longitud Estándar	Por Pie	Espiral s/u	
6	1 1/2	6S312-*	6SF312-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	75	7.5	1.7	2.0
	1 1/2	6S316-*	6SF316-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	90	8.0	2.2	2.0
9	1 1/2	9S312-*	9SF312-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	95	9.5	4.3	1.33
	1 1/2	9S316-*	9SF316-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	130	13.0	5.5	1.33
	1 1/2	9S324-*	9SF324-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	160	16.0	7.9	1.33
	2	9S412-*	9SF412-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	115	11.5	4.3	1.33
	2	9S416-*	9SF416-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	130	13.0	5.5	1.33
	2	9S424-*	9SF424-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	160	16.0	7.9	1.33
10	1 1/2	10S312-*	10SF312-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	120	12.0	5.0	1.2
	1 1/2	10S316-*	10SF316-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	135	13.5	6.7	1.2
	1 1/2	10S324-*	10SF324-*	2	2 1/2	3/4	2	9-10	165	16.5	8.7	1.2
	2	10S412-*	10SF412-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	120	12.0	5.0	1.2
	2	10S416-*	10SF416-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	135	13.5	6.7	1.2
	2	10S424-*	10SF424-*	2 1/2	2 1/2	3/4	2	9-10	165	16.5	8.7	1.2

Figura 9-C Dimensiones del tornillo [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

A Diám. del Helicoidal	B Diám. de Eje	C Longitud	D Longitud	E	F	G (Min.)	H	J	K	L	M	N	P	R	
4	1	9-10 1/2	10	1 1/2	3/4	4 1/2	3/4	3 3/4	4 1/2	3 3/4	5	5 1/2	1 1/2	1	
6	1 1/2	9-10	10	2	3/4	6	3/4	4 1/2	5 1/2	5	7	8 1/2	1 1/2	1	
9	1 1/2 2	9-10	10	2	3/4	8	1 1/4	6 1/2	7 1/2	7 1/2	10	9 1/2	1 1/2	1 1/2	
10	1 1/2 2	9-10	10	2	3/4	9	1 1/4	6 1/2	8 1/2	7 1/2	11	9 1/2	1 1/2	1 1/2	
12	2	11-10	12	2	3/4	10 1/2	1 1/4	7 1/2	9 1/2	8 1/2	13	12 1/2	2	1 1/2	
	2 1/2	11-9	3												
	3	11-9	3												
14	2 1/2	11-9	12	3	3/4	11 1/2	1 1/4	9 1/2	10 1/2	10 1/2	15	13 1/2	2	1 1/2	
	3														
	3														
16	3	11-9	12	3	3/4	13 1/2	1 1/4	10 1/2	12	11 1/2	17	14 1/2	2 1/2	2	
															3
															3
18	3 3/4	11-8	12	4	3/4	14 1/2	1 1/4	12 1/2	13 1/2	12 1/2	19	16	2 1/2	2	
															3
20	3 3/4	11-8	12	4	3/4	15 1/2	2	13 1/2	15	13 1/2	21	19 1/2	2 1/2	2 1/2	
															3
24	3 3/4	11-8	12	4	3/4	17 1/2	2 1/2	16 1/2	18 1/2	15 1/2	25	20	2 1/2	2 1/2	

Figura 10-C Medidas recomendadas para transportador con cuerpo de artesa en "U" [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Diámetro del Transportador	D	Ceja de Ángulo	Artesa con Ceja de Ángulo				Artesa con Ceja Formada ▲				A	B	C	E	F	
			Peso lb		Peso lb		Número de Parte	Peso lb		Peso lb						
			Largo 10"	Largo 5"	Largo 12"	Largo 6"		Largo 10"	Largo 5"	Largo 12"						Largo 6"
4	□ 16 Cal.	4CTA16	53	29	—	—	4CTF16	41	23	—	—	5	1 1/2	3 3/4	7 1/2	7 1/2
		4CTA14	60	33	—	—	4CTF14	50	28	—	—				7 1/2	7 1/2
		4CTA12	78	42	—	—	4CTF12	70	38	—	—				7 1/2	7 1/2
6	□ 16 Cal.	6CTA16	67	44	—	—	6CTF16	55	32	—	—	7	1 1/2	4 1/2	9 1/2	9 1/2
		6CTA14	78	49	—	—	6CTF14	67	38	—	—				9 1/2	9 1/2
		6CTA12	101	60	—	—	6CTF12	91	50	—	—				9 1/2	9 1/2
		6CTA10	123	73	—	—	6CTF10	117	64	—	—				9 1/2	9 1/2
		6CTA7	164	86	—	—	6CTF7	150	79	—	—				9 1/2	9 1/2
9	□ 16 Cal.	9CTA16	113	66	—	—	9CTF16	83	51	—	—	10	1 1/2	6 1/2	13 1/2	13 1/2
		9CTA14	127	73	—	—	9CTF14	99	59	—	—				13 1/2	13 1/2
		9CTA12	156	87	—	—	9CTF12	132	75	—	—				13 1/2	13 1/2
		9CTA10	176	102	—	—	9CTF10	164	91	—	—				13 1/2	13 1/2
		9CTA7	230	124	—	—	9CTF7	214	116	—	—				13 1/2	13 1/2
		9CTA3	266	152	—	—	9CTF3	276	147	—	—				13 1/2	13 1/2

Figura 11-C Medidas de cuerpo de artesa en "U" [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Diámetro del Helicoidal	Tornillos		A	B	E	F	G	H	J	K	L
	Número	Diámetro									
4	6	3/8	7	3%	1 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	—	—	—
6	6	3/8	8 1/2	4%	1 3/4	4 1/2	4 1/2	4 1/2	—	—	—
9	8	3/8	12 1/2	6%	2 1/4	5 1/2	5 1/2	5 1/2	4%	—	—
10	8	3/8	13 1/2	6%	2 1/2	6 1/2	6 1/2	6 1/2	4%	—	—
12	8	3/8	15 1/2	7%	2 3/4	7 1/2	7 1/2	7 1/2	5%	—	—
14	8	3/8	17 1/2	9%	3 1/4	8 1/2	8 1/2	8 1/2	5%	—	—
16	8	3/8	20	10%	3 3/4	9 1/2	9 1/2	9 1/2	6%	—	—
18	10	3/8	22	12%	4 1/4	10 1/2	10 1/2	10 1/2	6%	6%	—
20	10	3/8	24 1/2	13%	4 3/4	11 1/2	11 1/2	11 1/2	6%	6%	—
24	12	3/8	28 1/2	16%	5 3/4	13 1/2	13 1/2	13 1/2	6%	6%	6%

Figura 12-C Diseño de los tipos de artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Diámetro del Helicoidal	Tornillos en la Brida		A	E	O	R	S	T	U
	Tubular X	Descarga Y							
4	6 — 3/8	12 — 3/8	5	7	2 1/2	—	2 1/2	3/8	7 1/2
6	8 — 3/8	12 — 3/8	7	8 1/2	2 3/4	—	3	3/8	10
9	8 — 3/8	12 — 3/8	10	11 1/2	4	—	4	3/8	13
10	8 — 3/8	12 — 3/8	11	13 1/2	4 1/2	—	4 1/2	3/8	14 1/2
12	8 — 3/8	12 — 3/8	13	15	5 1/2	—	5 1/2	3/8	17 1/2
14	8 — 3/8	20 — 3/8	15	17	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3/8	19 1/2
16	8 — 3/8	20 — 3/8	17	19 1/2	3 3/4	4	4	3/8	21 1/2
18	10 — 3/8	20 — 3/8	19	22	4 1/2	4 1/2	4 1/2	1 1/2	24 1/2
20	10 — 3/8	20 — 3/8	21	24 1/2	4 3/4	4 1/2	4 1/2	1 1/2	26 1/2
24	12 — 3/8	20 — 3/8	25	28 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	1 1/2	30 1/2

Figura 13-C Medidas recomendadas para diseño de brida de artesa en “U” [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Diámetro del Transportador	A	B	C	D	G	H	F
4	5	4 1/2	3 1/2	3/8	5 1/2	11	2 1/2
6	7	6	5	3/8	6 1/2	14	3 1/2
9	10	8	7 1/2	3/8	8	19	5
10	11	9	7 3/4	3/8	8 1/2	20	5 1/2
12	13	10 1/2	8	3/8	10 1/2	24	6 1/2
14	15	11 1/2	10 1/2	3/8	11 1/2	27	7 1/2
16	17	13 1/2	11 1/2	3/8	12 1/2	30	8 1/2
18	19	14 1/2	12 1/2	3/8	13 1/2	33	9 1/2
20	21	15 1/2	13 1/2	3/8	14 1/2	36	10 1/2
24	25	17 1/2	15 1/2	3/8	16 1/2	42	12 1/2

Figura 14-C Medidas recomendadas para diseño de descarga [Martin Sprocket & Gear, Inc., 2022].

Selección de Bujes para Colgantes				
Grupos de Componentes de Bujes	Tipos de Bujes	Material Recomendado para Ejes de Acoplamiento Δ	Temperatura de Operación Máxima Recomendada	F <sub>b</sub>
B	Bolas (Rodamientos)	Estándar	180°F	1.0
L	Bronce	Estándar	300°F	1.7

Figura 15-C Factor de buje

## APÉNDICE D: Vista de los componentes

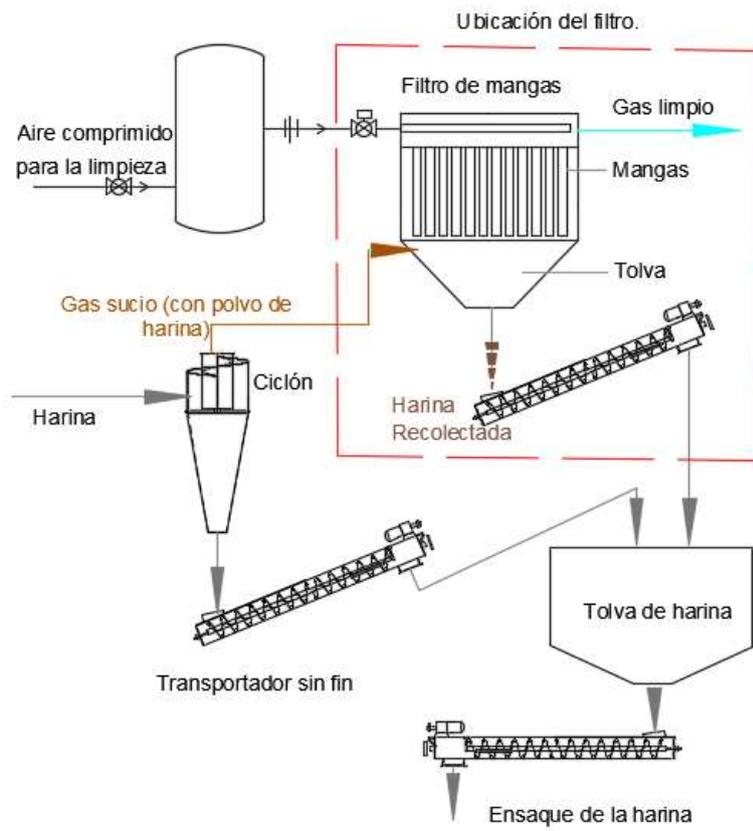


Figura 1-D Ubicación del filtro en el proceso de producción.

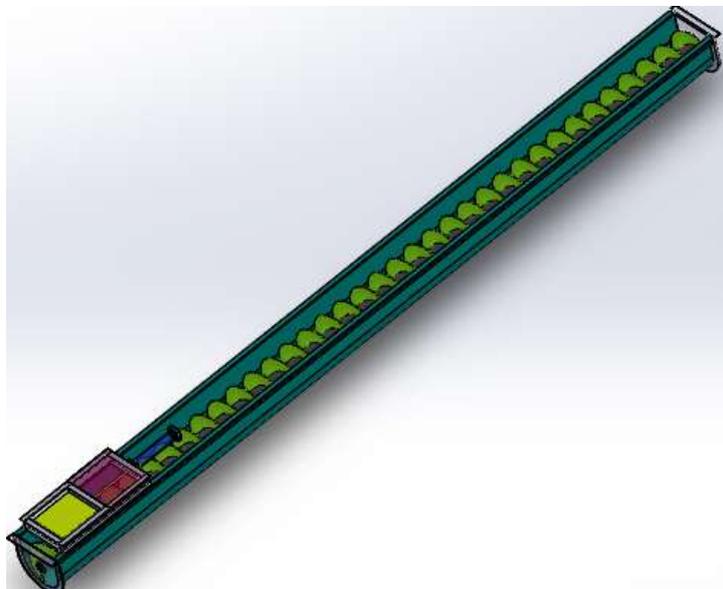


Figura 2-D Tornillo sin fin.

## APÉNDICE E: Simulaciones.

En este apéndice se muestra más a detalle el proceso de ejecución de la simulación.

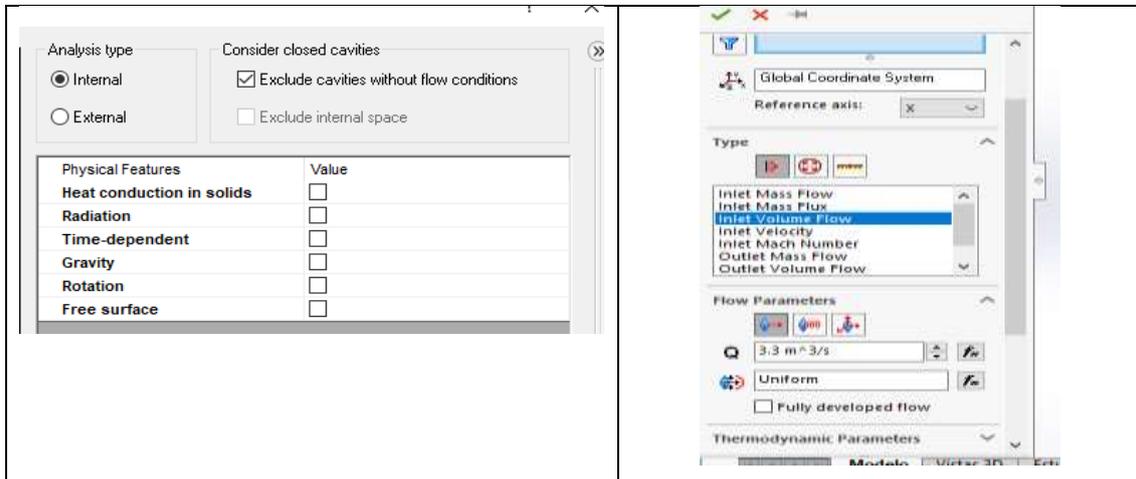


Figura 1-E. definir el tipo de análisis y las condiciones de frontera.

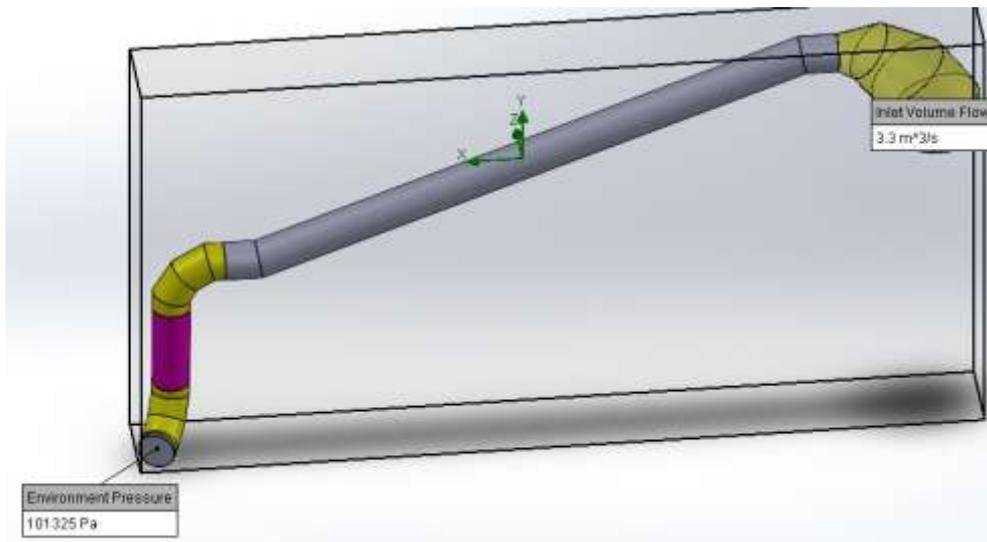


Figura 2-E dominio computacional del fluido.

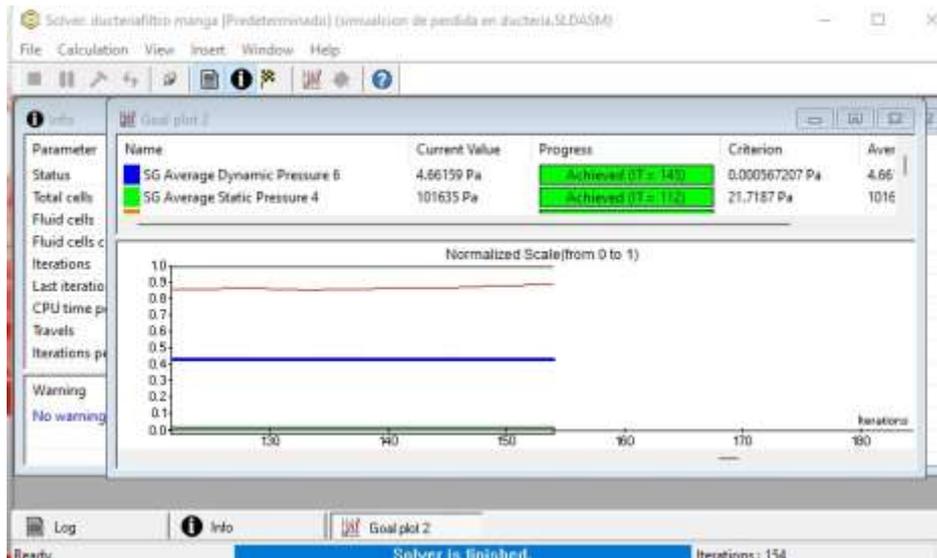


Figura 3-E Ejecutar la simulación y esperar la convergencia de resultados.

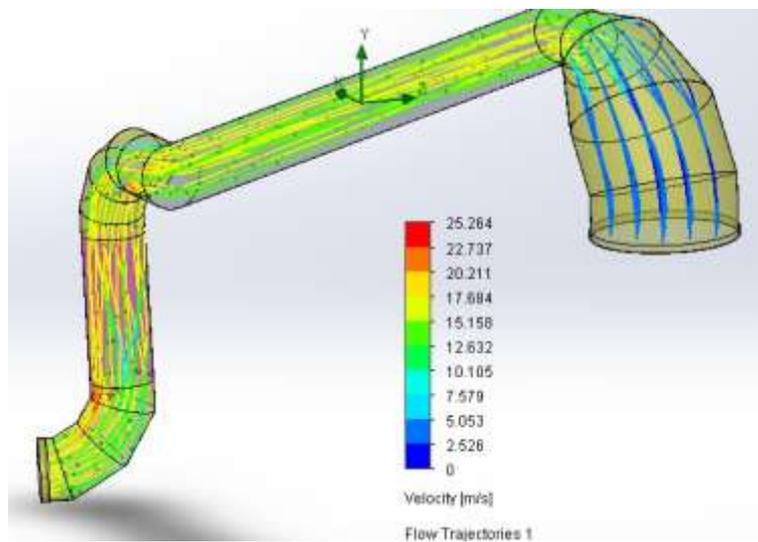


Figura 4-E Resultados de la simulación

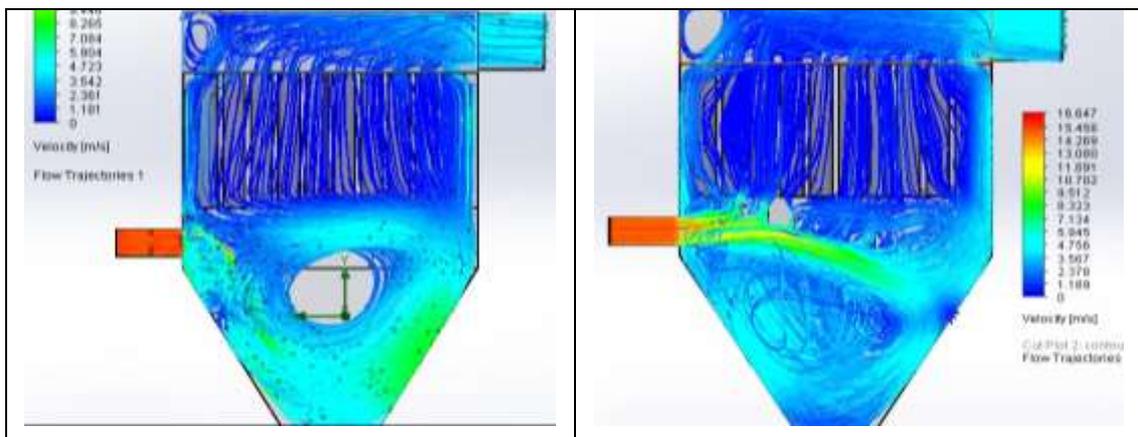


Figura 5-E trayectoria del flujo a través del medio poroso (mangas) para ambos casos de deflectores.

## APÉNDICE F: Tablas de referencia.

Equipo	Factor de - FOS -	Aplicaciones	- FOS -
Componentes de aeronaves	1.5 - 2.5	Para su uso con materiales de alta fiabilidad donde las condiciones de carga y ambientales no son severas y donde el peso es una consideración importante	1.3 - 1.5
Calderas	3.5 - 6		
Pernos	8.5		
Ruedas de hierro fundido	20	Para su uso con materiales fiables cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas	1.5 - 2
Componentes del motor	6 - 8	Para su uso con materiales ordinarios cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas	2 - 2.5
Eje de alta resistencia	10 - 12		
Equipos de elevación - ganchos	8 - 9		
Recipientes a presión	3.5 - 6 (es de diseño)	Para su uso con menos intentos y para materiales frágiles donde la carga y las condiciones ambientales no son severas	2.5 - 3

**Figura 1-F Factores de seguridad recomendados para diferentes equipos mecánicos.**

Especificación de plancha	Grado	Espesor de la plancha <i>t</i> mm	Esfuerzo mínimo a la fluencia Mpa	Esfuerzo mínimo a la tracción Mpa	Esfuerzo de diseño para producto $S_d$ Mpa	Esfuerzo para prueba hidrostática $S_H$ Mpa
Especificaciones ASTM						
A 283M	C		205	380	137	154
A 285M	C		205	380	137	154
A 131M	A, B, CS		235	400	157	171
A 36M	-		250	400	160	171
A 131M	EH 36		360	490 <sup>2</sup>	196	210
A 573M	400		220	400	147	165
A 573M	450		240	450	160	180
A 573M	485		290	485 <sup>2</sup>	193	208
A 516M	380		205	380	137	154
A 516M	415		220	415	147	165
A 516M	450		240	450	160	180
A 516M	485		260	485	173	195
A 662M	B		275	450	180	195

**Figura 2-F API ESTÁNDAR 650- Materiales permitidos para planchas y esfuerzos admisibles para tanques de almacenamiento.**

## APENDICE G: PLANOS.