

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE BANCO DE ENSAYO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA  
MATERIALES GRANULARES CON UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE 200 KG/H.**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR:**

Heider Jhordano Huerta Moreyra

**ASESOR:**

Dr. Luis Ricardo Chirinos García

Lima, Noviembre, 2022

### Declaración jurada de autenticidad

Yo, Luis Ricardo Chirinos García, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor(a) de la tesis, titulado DISEÑO DE BANCO DE ENSAYO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA MATERIALES GRANULARES CON UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE 200 KG/H, del autor(a)/ de los(as) autores(as), Heider Jhordano Huerta Moreyra, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 4 %. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 13/Junio/2022.
- He revisado con detalle dicho reporte y confirmo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio alguno.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: San Miguel, 23 de noviembre de 2022.....

Apellidos y nombres del asesor / de la asesora: CHIRNOS GARCÍA LUIS RICARDO Paterno Materno, Nombre1 Nombre 2	
DNI: 07911703	Firma 
ORCID: 0000000256203312	

## RESUMEN

En la presente tesis, se ha realizado el diseño de ingeniería básica de un banco de ensayo de transporte neumático para materiales granulares, el cual satisface los requerimientos para realizar ensayos de transporte neumático con una capacidad de 200 kg/h en fase diluida y fase densa. De los resultados de los ensayos, se hallarán los parámetros para la evaluación energética del transporte y la selección de la operación del sistema.

Para el diseño del banco de ensayo, se definió los procesos que debe tener el banco de ensayo. Luego, se determinó la disposición relativa entre los elementos del banco de ensayo considerando las longitudes de aceleración y las zonas de medición.

Una vez determinado el diseño conceptual y dimensional, se calculó la disminución de presión y el caudal requerido para el transporte neumático de materiales a granel con una capacidad indicada en ambas fases. Con la determinación de los parámetros energéticos, se seleccionó el soplador regenerativo que proporcionará el aire con la presión y caudal requerido.

Para el diseño del sistema de alimentación de material, se realizó la ingeniería básica de una válvula rotativa y, para el sistema de separación del aire y material, se realizó la ingeniería básica de un ciclón de alta eficiencia Stairmand. Asimismo, se seleccionó los instrumentos de medición de presión, caudal del aire de ingreso y flujo másico de material. Posteriormente, se realizó los protocolos requeridos para los ensayos a realizar.

Finalmente, se realizó la estimación de costos para la adquisición, construcción y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático.

## AGRADECIMIENTOS

A mi familia materna, en especial a mi abuela, quienes siempre están enseñándome el camino y alentándome a seguir mis objetivos.

Al profesor Luis Chirinos por creer en este proyecto y por su apoyo en todo el desarrollo de la presente tesis.



**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TÍTULO : DISEÑO DE BANCO DE ENSAYO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA MATERIALES GRANULARES CON UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE 200 KG/H.**

**ÁREA : Energía**

**PROPUESTO POR : Dr. Luis Ricardo Chirinos García**

**ASESOR : Dr. Luis Ricardo Chirinos García**

**TESISTA : Heider Jhordano Huerta Moreyra**

**CÓDIGO : 20114657**

**FECHA : 02 de marzo del 2022**

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

Los sistemas de transporte neumático se emplean para conducir material sólido de un lugar a otro mediante un fluido a presión, que, por lo general, es aire comprimido. El diseño de estos sistemas requiere conocer los parámetros de caudal y presión del fluido en el ingreso, para lo cual existen correlaciones empíricas, las cuales tienen una incertidumbre de  $\pm 25\%$ ; por lo que, se requiere de realizar ensayos para determinar los parámetros con el fin de obtener sistemas operativamente estables y energéticamente eficiente. Por lo expuesto, el objetivo de la presente tesis es diseñar un banco de ensayo de transporte neumático que determine los valores de caudal y presión al ingreso del sistema. El banco procesará material granulado con una capacidad máxima de 200 kg/h, y para cumplir con este objetivo, se realizará la revisión de los fundamentos teóricos para el transporte neumático de material granular, la elaboración del modelo conceptual del banco de ensayo, el desarrollo de la ingeniería básica que comprende el sistema energéticos y estructural, la selección de la instrumentación y de la unidad de aire comprimido, la elaboración de protocolos de ensayos para la adquisición de datos y la estimación de costos de la fabricación, adquisición e instalación de los componentes del banco de ensayos.

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE BANCO DE ENSAYO DE TRANSPORTE  
NEUMÁTICO PARA MATERIALES GRANULARES CON UNA  
CAPACIDAD MÁXIMA DE 200 KG/H.**

Introducción

1. Fundamentos Teóricos del transporte neumático
2. Diseño de ingeniería básica del banco de ensayo de transporte neumático
3. Protocolo de ensayo para adquisición de datos en el banco de ensayo de transporte neumático
4. Costos de adquisición de banco de ensayo de transporte neumático

Conclusiones

Bibliografía

Anexos



---

Dr. Luis Ricardo Chirinos García

Asesor

## Índice

INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1 Fundamentos teóricos de sistemas de transporte neumático .....	5
1.1. Fases del transporte neumático .....	5
1.1.1. Fase diluida .....	5
1.1.2. Fase densa .....	5
1.1.3. Diagrama de estado .....	6
1.2. Flujo bifásico de material en suspensión.....	7
1.2.1. Mecanismo físico de la fase diluida .....	7
1.2.2. Zona de aceleración .....	16
1.2.3. Zona de cambios de dirección.....	18
1.2.4. Velocidad de partícula .....	19
1.3. Flujo bifásico de material no suspendido – Fase densa-tapón .....	20
1.3.1. Mecanismo físico de la fase densa tapón en el estado transitorio .....	20
1.3.2. Mecanismo físico de la fase densa tapón en el estado estable .....	21
1.3.2.1. Estado de esfuerzo en un tapón .....	24
1.3.2.2. Esfuerzo axial de compresión en un tapón.....	27
1.3.2.3. Esfuerzo radial en un tapón móvil .....	30
1.3.2.4. Esfuerzo cortante en un tapón móvil .....	32
1.3.2.5. Velocidad de tapón .....	32
1.3.2.6. Disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías horizontales .....	35
1.3.2.7. Disminución de presión estática en fase densa-tapón para transporte vertical.....	41
1.3.2.8. Método para el cálculo de la disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías horizontales.....	44
1.3.2.9. Método para el cálculo de la disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías verticales.....	45
1.4. Componentes del sistema de transporte neumático.....	45
1.4.1. Suministro de aire .....	45

1.4.2. Sistema de alimentación .....	45
1.4.2.1. Fundamentos teóricos de válvula rotativas .....	46
1.4.3. Sistema de tuberías .....	50
1.4.4. Sistema de separación y recolección .....	51
1.4.4.1. Fundamentos teóricos de separador de ciclón .....	51
1.5. Parámetros importantes en los sistemas de transporte neumático .....	59
1.5.1. Flujo de material ( $\dot{m}_m$ ) .....	59
1.5.2. Razón de mezcla ( $rm$ ) .....	59
1.5.3. Ratio volumétrico ( $\epsilon$ ) .....	60
1.5.4. Velocidad de transición ( $V_{sal}$ ) .....	61
1.5.4.1. Velocidad final de caída libre ( $wf$ ) .....	63
CAPÍTULO 2 Diseño de ingeniería básica del banco de ensayo de transporte neumático .....	65
2.1. Caracterización de materiales a ensayar .....	65
2.2. Modelo conceptual del banco de ensayo de transporte neumático .....	66
2.3. Pérdida de energía en el transporte neumático .....	71
2.3.1. Cálculo de la velocidad de transición ( $V_{Sal}$ ) .....	71
2.3.1.1. Velocidad de transición para los pelets de polietileno .....	72
2.3.1.2. Velocidad de transición para granos de trigo .....	75
2.3.2. Disminución de presión estática en el transporte de fase diluida .....	76
2.3.2.1. Disminución de presión para transporte de pellets de polietileno .....	77
2.3.3. Disminución de presión estática en el transporte de fase densa .....	86
2.3.3.1. Disminución de presión para transporte de pellets de polietileno en fase densa .....	87
2.3.3.2. Disminución de presión en el primer recorrido del segmento de transporte horizontal .....	95
2.4. Selección del suministro de aire .....	99
2.5. Cálculo de espesor mínimo de tubería .....	102
2.6. Sistema de alimentación y dosificación .....	102
2.6.1. Diseño de la válvula rotativa .....	104

2.6.1.1. Diseño dimensional de rotor .....	104
2.6.1.2. Selección del motor de válvula rotativa .....	107
2.6.2. Sistema de separación y recolección .....	110
2.6.2.1. Dimensionamiento de ciclón .....	111
2.6.2.2. Parámetros de operación.....	113
2.6.2.3. Caída de presión en el ciclón.....	115
2.7. Diseño de estructura soporte para banco de ensayo .....	116
2.7.1. Fuerzas dinámicas en la estructura soporte .....	118
2.7.2. Fuerzas estáticas en la estructura soporte .....	122
2.7.3. Selección de perfil estructural.....	123
2.8. Instrumentación para el banco de ensayo.....	130
2.8.1. Instrumentación para la medición de flujo másico del material .....	130
2.8.2. Instrumentación para medir el caudal del aire entrante .....	131
2.8.3. Selección y posicionamiento de la medición de presión .....	132
CAPÍTULO 3 Protocolo de ensayo para adquisición de datos en el banco de ensayo de transporte neumático.....	135
3.1. Experiencia: Categorización de fases de transporte neumático y consumo específico de energía .....	135
3.2. Objetivos.....	135
3.3. Equipos e instrumentos .....	135
3.4. Procedimiento.....	135
3.4.1. Anterior al ensayo .....	135
3.4.1.1. Evaluar el rendimiento de la válvula rotativa .....	135
3.4.2. En el ensayo mismo .....	136
3.4.2.1. Para transportar el material en fase diluida .....	136
3.4.2.2. Para transportar el material en fase densa tapón.....	137
3.4.3. Procesamiento de datos obtenidos.....	137
3.4.3.1. Elaboración del diagrama de estado.....	137
3.4.3.2. Consumo energético por material transportado .....	138
CAPÍTULO 4 Costos de adquisición de banco de ensayo de transporte neumático..	140

CONCLUSIONES .....	143
BIBLIOGRAFÍA .....	145
ANEXOS .....	1
Anexo 1.- Modelo tridimensional del banco de ensayo de transporte neumático .....	1
Anexo 2. Informe de simulación de esfuerzos mecánicos mediante elementos finitos con el software SOLIDWORKS.....	2
Anexo 3. Planos.....	13



## ÍNDICE DE FIGURAS

	<b>Pág</b>
Figura 1. Descripción gráfica de las fases estables de transporte neumático.....	6
Figura 2. Diagrama de estado de transporte neumático.....	7
Figura 3. Diagrama de cuerpo libre de un flujo bifásico en transporte en fase diluida en un diferencial del tramo.....	8
Figura 4. Zona de aceleración.....	17
Figura 5. Disminución de presión estática en el paso del flujo por el cambio de dirección.....	19
Figura 6. Patrón de fase densa-tapón en estado estable.....	20
Figura 7. Secuencia de formación y desaparición de tapón – etapa de transición fase densa-tapón.....	21
Figura 8. Diagrama de cuerpo libre y estado de esfuerzo en un diferencial de tapón en transporte en tubería horizontal.....	23
Figura 9. Círculo de Mohr representando estado de esfuerzo en un diferencial de tapón.....	24
Figura 10. Representación del lugar geométrico de fallas en un tapón movable en el diagrama de Mohr.....	25
Figura 11. Representación del estado de esfuerzo de un tapón en el diagrama de Mohr.....	27
Figura 12. Distribución real del esfuerzo de compresión en posición frontal y anterior de un tapón.....	29
Figura 13. Gráfico velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema versus velocidad de tapón .....	33
Figura 14. Diagrama de cuerpo libre y estado de esfuerzo en un diferencial de tapón en transporte en tubería vertical.....	42
Figura 15. Válvula rotativa y sus componentes.....	46
Figura 16. Tipos de válvula rotativa según material a transportar.....	47
Figura 17. Flujo de material de frejoles versus velocidad del rotor.....	49

Figura 18. Descripción gráfica de mecanismo de funcionamiento de un ciclón.....	52
Figura 19. Partes principales de un ciclón.....	52
Figura 20. Proporciones geométricas para la construcción de un ciclón.....	53
Figura 21. Componentes del sistema de transporte neumático.....	59
Figura 22. Representación de las velocidades de transición en el diagrama de estado.....	63
Figura 23. Clasificación de materiales apropiados para el transporte neumático en fase diluida y fase densa tapón en el diagrama de Geldart.....	65
Figura 24. Pellets de polietileno y granos de trigo.....	66
Figura 25. Modelo conceptual del banco de ensayo de transporte neumático.....	69
Figura 26. Esquema técnico del banco de ensayo de transporte neumático.....	70
Figura 27. Transporte neumático en fase tapón y fase diluida con respecto a la velocidad de transición.....	71
Figura 28. Segmentación de sistema de tubería para el cálculo de la disminución de presión en fase diluida.....	77
Figura 29. Codos en el sistema de tubería.....	85
Figura 30. Segmentación de sistema de tubería para el cálculo de la disminución de presión en fase densa.....	87
Figura 31. Velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema para generar la fase densa tapón en pellets de polietileno.....	88
Figura 32. Soplador regenerativo LD 043 H43 R27 y curva de operación.....	101
Figura 33. Dispositivos de alimentación y rangos de presión respectivos.....	103
Figura 34. Medida del área del rotor efectiva.....	106
Figura 35. Rendimiento de flujo másico de válvula rotativa para pellets de polietileno y granos de trigo.....	107
Figura 36. Velocidad crítica de válvula rotativa.....	107
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del rotor de válvula rotativa.....	109
Figura 38. Motoreductor ET-CGM95A-1270.....	109
Figura 39. Fuerzas y momentos en la estructura soporte.....	117

Figura 40. Volumen de control en ciclón Stairmand.....	118
Figura 41 Volumen de control en tolva de alimentación.....	121
Figura 42. Fuerzas y momentos en soldadura a filete entre estructura soporte y placas base.....	124
Figura 43. Isosuperficie de esfuerzos equivalentes a 1 MPa según Von Misses en la estructura soporte.....	128
Figura 44. Esfuerzos Equivalentes según Von Misses en la Estructura Soporte.....	129
Figura 45. Detalle de soldadura a tope de estructura soporte.....	130
Figura 46. Disposición de banco de ensayo para la medición del flujo másico de material.....	131
Figura 47. Caudalímetro VPS R250 M100.....	131
Figura 48. Transmisor de presión DMU-VM-31630.....	132
Figura 49. Disposición de transmisores de presión para la medida de presión estática en el banco de ensayo de transporte neumático.....	133
Figura 50. Esquema técnico y configuración dimensional del banco de ensayo de transporte neumático.....	134
Figura 51. Diagrama de fase a obtener de las mediciones registradas en los ensayos.....	138
Figura 52. Diagrama de flujo volumétrico versus presión a obtener de las mediciones registradas en los ensayos.....	139

## ÍNDICE DE TABLAS

	<b>Pág</b>
Tabla 1. Constante de factor de fricción y exponentes de la ecuación de Stegmaier y Weber para obtener el factor por la interacción del aire con los sólidos.....	16
Tabla 2. Coeficiente de disminución de presión en codos según la relación entre radio de curvatura y diámetro interno de tubería.....	18
Tabla 3. Valores obtenidos en ensayos del ángulo estático de fricción.....	31
Tabla 4. Valores obtenidos en ensayos realizados de la constante de velocidad y la velocidad promedio mínima de aire en el ingreso al sistema para el desarrollo de fase densa-tapón.....	35
Tabla 5. Eficiencia de remoción para diferentes familias de ciclones.....	53
Tabla 6. Dimensiones estándares de familias de ciclones de alta eficiencia.....	54
Tabla 7. Resumen de cálculo de la disminución de presión en transporte neumático en fase diluida para pellets de polietileno y granos de trigo.....	86
Tabla 8. Resumen de cálculo de la disminución de presión en transporte neumático en fase densa para pellets de polietileno y granos de trigo.....	99
Tabla 9. Requerimientos técnicos del suministro de aire.....	100
Tabla 10. Evaluación para la selección del dispositivo de alimentación a diseñar para el banco de ensayo de transporte neumático.....	104
Tabla 11. Dimensiones de rotor de válvula rotativa.....	105
Tabla 12. Tipos de separadores de material de un flujo bifásico.....	111
Tabla 13. Dimensiones de ciclón Stairmand para banco de ensayo de transporte neumático.....	112
Tabla 14. Fuerzas estáticas en la estructura soporte.....	122
Tabla 15. Resultado del cálculo de verificación para los perfiles angulares de la estructura soporte.....	127
Tabla 16. Estimación del costo de la ingeniería de detalle del banco de ensayo de transporte neumático.....	140
Tabla 17. Estimación del costo de supervisión en construcción y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático.....	140

Tabla 18. Estimación del costo por adquisición de equipos e infraestructura para el banco de ensayo de transporte neumático.....	141
Tabla 19. Estimación del costo por construcción y acompañamiento puesta en marcha para el banco de ensayo de transporte neumático.....	142
Tabla 20. Estimación del costo total para adquisición e instalación del banco de ensayo de transporte neumático.....	142
Tabla A3.1. Listado de planos.....	A13



## INTRODUCCIÓN

El sistema de transporte neumático se emplea para el traslado de una gran variedad de materiales de un lugar a otro mediante la energía de un flujo de aire. En el Perú, las industrias tales como químicas, alimenticias, farmacéuticas entre otras utilizan materiales pulverizados y materiales granulares, los cuales se transportan para su almacenamiento o su transferencia a otros procesos.

En la actualidad, el sistema de transporte neumático está sustituyendo a los sistemas de transportes de materiales convencionales por las siguientes ventajas: la primera ventaja es la flexibilidad en la disposición de la ruta de transporte y menor espacio requerido de las rutas de transporte, tanto en vertical como horizontal; la segunda ventaja es el menor costo en mantenimiento del sistema; por último, la ventaja de transportar materiales de manera segura y sin exposición a los agentes ambientales, ya que estos viajan dentro de la tubería.

El sistema de transporte neumático se realiza en dos fases claramente definidas. La primera es la fase diluida, donde los sólidos se encuentran suspendidos en el flujo de aire. Esta fase requiere de altos caudales, presiones bajas y razones de mezclas bajas. La fase diluida tiene la ventaja que puede transportarse cualquier material. La segunda corresponde a la fase densa donde los sólidos se transportan por porciones con una alta densidad de material. Esta fase requiere de caudales bajos y presiones altas. La fase densa tiene dos fases secundarias, las cuales son la fase secundaria “densa-dunas”, que se origina con materiales pulverizados, y la fase secundaria “densa-tapón”, que se origina con materiales granulares. Las ventajas de la fase densa radican en una alta capacidad de transporte con un menor consumo de energía y la disminución de la degradación del material transportado por la baja velocidad que se utiliza en el transporte (Mi & Wypych, 1994).

Para el diseño de sistemas de transporte neumático, las variables, velocidad promedio del aire en el ingreso y la presión del aire, son importantes, ya que estas definen la fase en la cual se transportará el material. El conocimiento de estas variables permite desarrollar sistemas con operaciones estables sin riesgo de atoramiento en la tubería, sistemas con utilización energética óptima, y sistemas apropiados según la característica y propiedades de cada material.

Si bien existen correlaciones para hallar la velocidad promedio de aire en el ingreso y la presión de operación, estas correlaciones tienen una incertidumbre de  $\pm 25\%$  (Sanchez

*et al.*, 2005), lo cual obliga a realizar ensayos para diseñar sistemas fiables de transporte neumáticos.

La presente tesis comprende el diseño de un banco de ensayo de transporte neumático, tanto en fase diluida como fase densa, para materiales granulares cuyas características cumplen con los requerimientos para ser transportados en ambas fases del transporte neumático. Los materiales granulares comprenden diámetros de partícula desde 2 mm a 6 mm, y un rango de densidades que van desde 800 kg/m<sup>3</sup> hasta 1500 kg/m<sup>3</sup> entre los cuales se encuentran el trigo, los pellets de polietileno, cebadas, entre otros.

Antes de realizar el diseño, se estudiará el flujo bifásico entre aire y sólidos, tanto en la fase diluida como en la fase densa, para conocer los mecanismos físicos que ocurren en estas, y garantizar el buen funcionamiento del banco de ensayo.

El diseño del banco de ensayo de transporte neumático se inicia con la caracterización de los materiales a ensayar, y la incorporación del modelo conceptual del banco de ensayo. Con ello, se realiza el diseño de la ingeniería iniciando con el cálculo energético del sistema de transporte neumático con el cual se obtiene la presión, y el caudal de aire en el ingreso, necesarios, para ambas fases, para la selección del suministro de aire. Luego, se diseña el sistema de alimentación compuesto por una válvula rotativa, y el sistema de separación y recolección, que consta de un ciclón de alta eficiencia (99.9%); asimismo, se diseña la estructura soporte que sujetará estos dos sistemas. Posteriormente, se selecciona la instrumentación apropiada para la recolección de información útil para conocer el desempeño de la unidad en función de los objetivos del diseño. Con las dimensiones de los componentes diseñados, se realiza el modelo tridimensional del banco de ensayo de transporte neumático. Posteriormente, se elabora el protocolo de ensayo que permitirá el procesamiento de datos y presentación de resultados. Finalmente, se realiza la estimación de costos por la adquisición, instalación y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático.

El diseño del banco de ensayo de transporte neumático tiene como fin desarrollar el transporte neumático de material granular en la fase diluida, y fase densa; así como, recolectar información de la operación de transporte neumático para su utilización en la selección, y el diseño de sistemas de transporte neumáticos confiables, con una utilización energética óptima, y una menor degradación del material en la industria. Como resultado de los ensayos, se obtendrá el diagrama de fases del transporte neumático de cada material ensayado, y el consumo energético específico del material transportado.

## **OBJETIVO GENERAL**

Diseño de un banco de ensayo de transporte neumático para materiales granulares de diámetros de partícula entre 2 a 6 mm, y un rango de densidad que va desde 800 a 1500 kg/m<sup>3</sup> con una capacidad máxima de 200 kg/h

## **Objetivos específicos**

- Definir la caracterización de los materiales para el banco de ensayo de transporte neumático.
- Insertar el modelo conceptual del banco de ensayo de transporte neumático.
- Desarrollar la ingeniería básica del banco de ensayo de transporte neumático.
- Realizar los cálculos energéticos del banco de ensayo de transporte neumático
- Seleccionar el suministro de aire para el banco de ensayo de transporte neumático.
- Diseñar el sistema de alimentación de material del banco de ensayo de transporte neumático.
- Diseñar el sistema de separación y recolección de material del banco de ensayo de transporte neumático.
- Diseñar la estructura soporte para la sujeción del sistema de separación y recolección de material.
- Seleccionar la instrumentación apropiada para las mediciones de caudal del aire, velocidad del aire, flujo másico del material y presión estática en el sistema.
- Elaborar los protocolos de ensayos de adquisición de datos para el banco de ensayo de transporte neumático.
- Estimar el costo por la adquisición, instalación y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático.

## METODOLOGÍA DE DISEÑO

Para cumplir con los objetivos planteados, en primer lugar, se definirán las condiciones para el transporte neumático delimitando el grupo de materiales que es idóneo por su densidad, y el tamaño de partícula para el transporte neumático en fase densa tapón y en fase diluida. En segundo lugar, se incorporará el modelo conceptual del banco de ensayo con el cual se presentará las funciones que debe realizar el banco; seguidamente, se calculará la mayor longitud de aceleración para determinar las dimensiones del banco de ensayo. En tercer lugar, se desarrollará la ingeniería básica iniciando con el cálculo energético en la fase diluida, y en la fase densa para dos materiales característicos del grupo delimitado. La disminución de presión en el sistema de tubería para fase diluida se hallará mediante la ecuación de Weber (Michaelides, Crowe, & Schwarzkopf, 2007); mientras que para la fase densa tapón, se utilizará la expresión de Mi y Wypich (Mi, 1994). Luego, se seleccionará una unidad que proveerá aire (compresores, sopladores) considerando el caudal de aire, y la disminución de presión del sistema requeridos para el transporte en ambas fases. Asimismo, se diseñará la válvula rotativa, la cual permite la alimentación y dosificación del material al sistema, y se diseñará el ciclón Stairmand para la separación y recolección de material al final del sistema. En cuarto lugar, se seleccionará los instrumentos de medición según los valores de presión a medir y las características del flujo bifásico. En sexto lugar, se elaborará el protocolo de ensayo a realizar del cual se obtiene la información del transporte neumático mediante el diagrama de fase, y el consumo de energía específica. Por último, se realizará la estimación de costo para la adquisición e instalación del banco de ensayo de transporte neumático.

## **CAPÍTULO 1**

### **Fundamentos teóricos de sistemas de transporte neumático**

El sistema de transporte neumático es un proceso donde se trasladan materiales pulverizados y granulares de un lugar a otro mediante el arrastre provocado por un flujo de aire con una determinada velocidad y presión. Se crea el flujo de aire mediante presión positiva, presión negativa o mixta. El sistema con presión positiva es más utilizado; sin embargo, hay procesos en los que se utiliza el sistema a presión negativa.

#### **1.1. Fases del transporte neumático**

En el transporte neumático, se tiene dos fases claramente definidas y una zona de inestabilidad. Estas fases se dan en función del promedio de concentración de sólidos en la tubería; velocidad y presión del aire suministrado.

##### **1.1.1. Fase diluida**

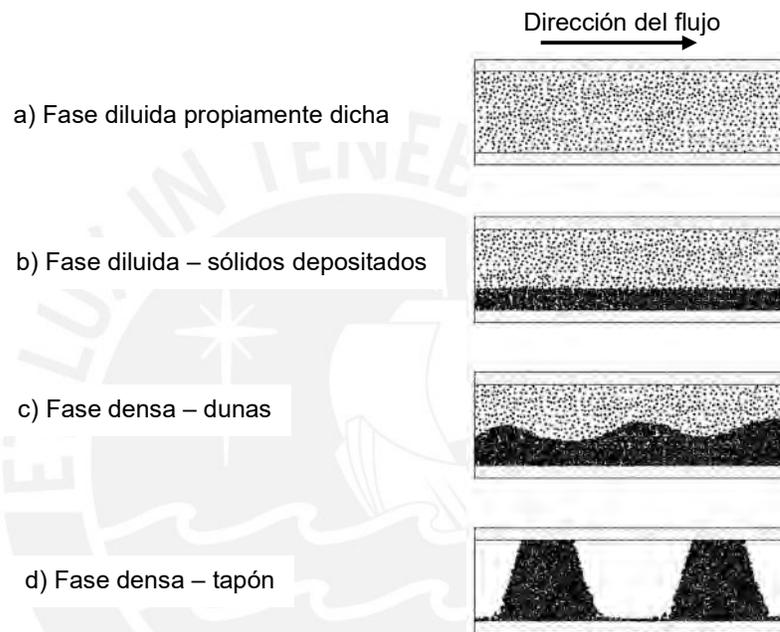
La fase diluida es la fase donde los sólidos se encuentran suspendidos dentro de la tubería independientemente del tamaño de partícula, forma o densidad. Para obtener esta fase, se utiliza un gran flujo volumétrico, el cual origina una alta velocidad que proporciona la fuerza de arrastre y suspensión de los sólidos. La fase diluida se divide en dos fases secundarias. En la primera fase secundaria, fase diluida propiamente dicha, todos los sólidos están suspendidos, mientras que, en la segunda fase secundaria, una cantidad de sólidos está depositada en la parte inferior de la tubería, y la cantidad restante de sólidos está suspendida como puede verse en las figuras 1-a) y 1-b).

La principal ventaja de la fase diluida es su gran versatilidad, ya que todos los materiales pueden ser transportados mediante esta fase; sin embargo, al existir colisiones entre los sólidos y las paredes de la tubería, se incrementa el desgaste de la tubería. Asimismo, estas colisiones producen daños en los sólidos transportados; por lo que, no se prefiere transportar en fase diluida los materiales abrasivos y friables. La fase diluida es la más utilizada en la industria debido a la poca incertidumbre de los cálculos para el diseño de los sistemas, y la garantía de que no se produzcan bloqueos de sólidos en la tubería.

##### **1.1.2. Fase densa**

La fase densa es la fase donde los sólidos se transportan por porciones con una alta densidad de material. Según las características del material a ser transportado, la fase densa se divide en dos fases secundarias. La primera fase secundaria, llamada densa-

dunas, resulta cuando el material tiene características de retención de aire entre sus intersticios. En la fase densa-dunas, los sólidos son transportados mediante una capa móvil en la parte inferior de la tubería como se aprecia en la figura 1-c). La segunda fase secundaria, llamada densa-tapón, resulta cuando el material tiene características de alta permeabilidad como sería el caso de los materiales granulares y gruesos. En la fase densa-tapón, los sólidos se transporta en proporciones que ocupan toda el área de la tubería separados por un intervalo de aire como se aprecia en la figura 1-d).



**Figura 1**

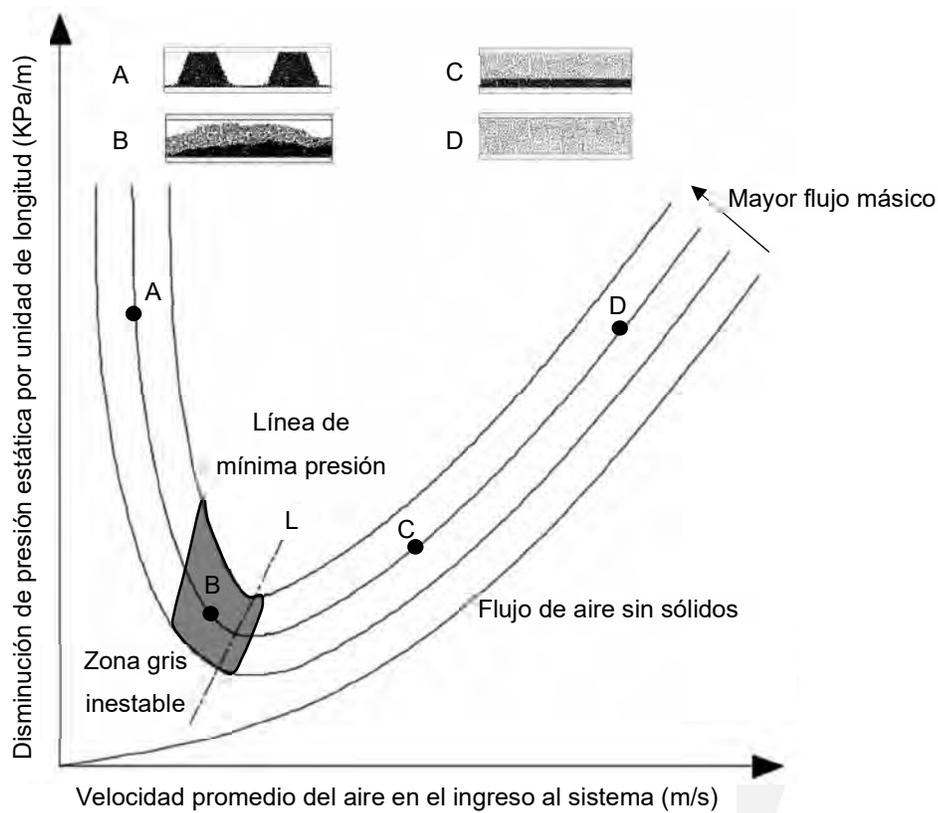
*Descripción gráfica de las fases estables de transporte neumático*

Nota. Adaptado de "Pneumatic conveying: Optimal system design, operation and control" por Harald & Shrikant, 2014.

### 1.1.3. Diagrama de estado

El diagrama de estado es muy usado en el transporte neumático, ya que se puede visualizar marcadamente las distintas fases del transporte neumático. Como se aprecia en la figura 2, a la derecha de la línea "L" de menor disminución de presión, el transporte se realiza en la fase diluida; mientras que, a la izquierda, se muestra el transporte en la fase densa. Entre ambas fases estables, existe una fase inestable que no es apropiada para los sistemas de transporte. En el diagrama de estado, la coordenada de la abscisa es la velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema, y la ordenada es el gradiente

de presión con respecto a la longitud de transporte. Asimismo, se puede observar que, a mayor flujo másico, se forman líneas de fases paralelas ascendentes.



**Figura 2**

*Diagrama de estado de transporte neumático*

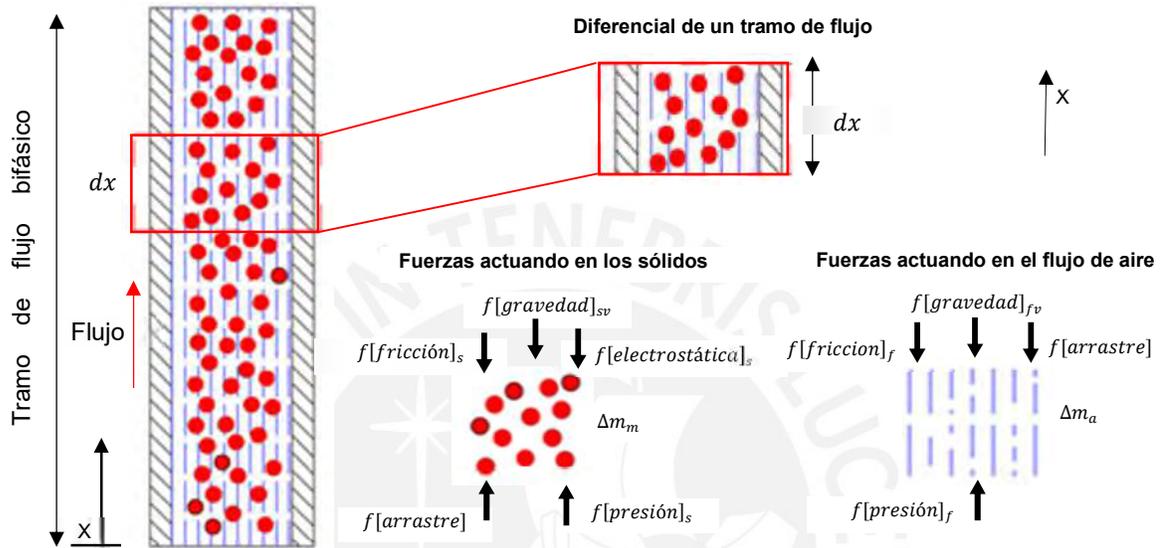
Nota. Adaptado de "Pneumatic conveying: Optimal system design, operation and control" por Harald & Shrikant, 2014.

## 1.2. Flujo bifásico de material en suspensión

### 1.2.1. Mecanismo físico de la fase diluida

Para el desarrollo teórico del transporte neumático en fase diluida, se utilizan dos enfoques. El primer enfoque estudia los sólidos individualmente, y el segundo enfoque estudia un tramo del flujo. En la presente tesis, se desarrollará el segundo enfoque en el cual, en un diferencial de flujo estable, se realiza el balance de las fuerzas que actúan en el flujo aire y en los sólidos en el transporte. Las fuerzas que actúan son las siguientes: la fuerza de arrastre ( $f[\text{arrastre}]$ ), la fuerza de la gravedad ( $f[\text{gravedad}]$ ), las fuerzas de fricción ( $f[\text{fricción}]$ ), la fuerza por la diferencia de presión ( $f[\text{presión}]$ ), y la

fuerza electrostática ( $f[electroestática]$ ) como se aprecia en la figura 3 (Klinzing et al., 2010). Para desarrollar este enfoque se debe tener en cuenta el ratio volumétrico, el cual es la razón entre el volumen del material y el volumen del aire en un tramo del flujo. El ratio volumétrico se detallará en la sección 1.1.5.3.



**Figura 3**

*Diagrama de cuerpo libre de un flujo bifásico en transporte en fase diluida en un diferencial del tramo.*

Nota. Elaboración propia.

El balance de fuerzas en los sólidos de un diferencial de flujo estable es el siguiente:

$$\Delta m_m * \frac{dV_p}{dt} = f[presión]_s + f[arrastre] - f[gravedad]_{sv} - f[fricción]_s - f[electroestática]_s \quad (1.1)$$

El balance de fuerzas en el flujo de aire de un diferencial de flujo estable es el siguiente:

$$\Delta m_a * \frac{dV_\epsilon}{dt} = f[presión]_f - f[arrastre] - f[gravedad]_{fv} - f[fricción]_f \quad (1.2)$$

donde:

- $\Delta m_m$  Masa de sólidos en el diferencial (kg).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $\Delta m_a$  Masa de aire en el diferencial (kg).
- $V_\epsilon$  Velocidad de aire en el flujo bifásico (m/s).
- $t$  Tiempo (s).

Las fuerzas, que se presentan en las ecuaciones 1.1 y 1.2, se definen a continuación

- La Fuerza de arrastre ( $f[arrastre]$ ) es la fuerza proporcionada por el fluido a los sólidos en el diferencial de flujo estable debido a una diferencia de presión, y las fuerzas cortantes tangenciales en las partículas. Para el transporte neumático, la fuerza de arrastre se obtiene con la expresión 1.3 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[arrastre] = \frac{3 * Cd * \rho_a * \Delta m_m * (V_\epsilon - V_p)^2}{4 * (\rho_m - \rho_a) * D_p} \quad (1.3)$$

donde:

- $f[arrastre]$  Fuerza de arrastre (N)
  - $Cd$  Coeficiente de arrastre (adim).
  - $\rho_a$  Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
  - $\Delta m_m$  Masa de sólidos en transporte en el diferencial de flujo (kg).
  - $V_\epsilon$  Velocidad de aire en el flujo bifásico (m/s).
  - $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
  - $\rho_m$  Densidad de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
  - $D_p$  Diámetro principal<sup>1</sup> de partícula (m).
- Fuerza de gravedad es la fuerza que ejerce la tierra a los cuerpos que se encuentran sobre esta. La fuerza de gravedad aplicada en el sólido en transporte vertical ( $f[gravedad]_{sv}$ ), se obtiene con la expresión 1.4 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[gravedad]_{sv} = \Delta m_m * g \quad (1.4)$$

donde:

- $f[gravedad]_{sv}$  Fuerza de gravedad aplicada a los sólidos transporte vertical (N)
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).
- $\Delta m_m$  Masa de sólidos en el diferencial (kg).

La fuerza de gravedad aplicada al flujo de aire en transporte vertical se obtiene con la expresión 1.5 (Klinzing *et al.*, 2010).

---

<sup>1</sup> El diámetro principal es el diámetro de una esfera cuyo volumen es igual al volumen del sólido a transportar considerando las dimensiones del sólido como las dimensiones con mayor frecuencia en su análisis granulométrico

$$f[\text{gravedad}]_{fv} = \Delta m_a * g \quad (1.5)$$

donde:

- $f[\text{gravedad}]_{fv}$  Fuerza de gravedad aplicada a los sólidos transporte vertical (N)
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $\Delta m_a$  Masa de aire en el diferencial (kg).

En el transporte horizontal, la fuerza de gravedad aplicada a los sólidos y al flujo de aire es igual a cero.

- La fuerza de fricción ( $f[\text{fricción}]$ ) es la fuerza que se opone al movimiento del flujo bifásico. La fuerza de fricción aplicada en los sólidos por el contacto con el flujo del aire ( $f[\text{fricción}]_s$ ) se obtiene con la expresión 1.6 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[\text{fricción}]_s = \frac{\lambda_z^* V_p^2 \Delta m_m}{2 * D} \quad (1.6)$$

donde:

- $f[\text{fricción}]_s$  Fuerza de fricción aplicada al material (N).
- $\Delta m_m$  Masa de sólidos en transporte en el diferencial (kg).
- $\lambda_z^*$  Factor de fricción de sólidos (adim).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $D$  Diámetro de tubería (m).

La fuerza de fricción aplicada en el flujo de aire se obtiene con la expresión 1.7 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[\text{fricción}]_f = \frac{\lambda_L * V_\epsilon^2 * \Delta m_a}{2 * D} \quad (1.7)$$

donde:

- $f[\text{fricción}]_f$  Fuerza de fricción aplicada en el flujo de aire (N).
- $\Delta m_a$  Masa del flujo de aire en el diferencial (kg).
- $\lambda_L$  Factor de fricción para el recorrido del aire en una tubería (adim).
- $V_\epsilon$  Velocidad de aire en el flujo bifásico (m/s).
- $D$  Diámetro de tubería (m).

- La fuerza por la diferencia de presión ( $f[\text{presión}]$ ) es la fuerza debido a la diferencia de presión entre la posición de entrada y la posición de salida de la tubería. La fuerza

de presión aplicada en los sólidos se obtiene con la expresión 1.8 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[\text{presión}]_s = \left(\frac{dp}{dx}\right) * \frac{\Delta m_m}{\rho_p} \quad (1.8)$$

donde:

- $f[\text{presión}]_s$  Fuerza debido a la diferencia de presión en los sólidos (N).
- $\frac{dp}{dx}$  Gradiente de presión con respecto a la dirección del flujo (N/m<sup>3</sup>).
- $\Delta m_m$  Masa de sólidos en transporte en el diferencial (kg).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).

La fuerza de presión aplicada en el flujo de aire se obtiene con la expresión 1.9 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[\text{presión}]_a = \left(\frac{dp}{dx}\right) * \frac{\Delta m_a}{\rho_a} \quad (1.9)$$

donde:

- $f[\text{presión}]_a$  Fuerza debido a la diferencia de presión en el flujo de aire (N).
  - $\frac{dp}{dx}$  Gradiente de presión con respecto a la dirección del flujo (N/m<sup>3</sup>).
  - $\Delta m_a$  Masa del flujo de aire en el diferencial (kg).
  - $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- La fuerza electrostática es la fuerza originada por la tribo-electrificación, que es la adquisición de carga por materiales granulares en flujos bifásicos. Esto se produce debido a las colisiones repetitivas entre los sólidos con la superficie de la tubería. Esta fuerza se obtiene con la expresión 1.10 (Klinzing *et al.*, 2010).

$$f[\text{electrostática}] = E_x * \frac{q}{m_m} * \Delta m_m \quad (1.10)$$

donde:

- $f[\text{electrostática}]$  Fuerza electrostática (N).
- $q$  Carga eléctrica (C).
- $E_x$  Campo eléctrico (N/C).
- $\Delta m_m$  Masa de sólidos en transporte en el diferencial (kg).
- $m_m$  Masa de sólidos en transporte (kg).

Al sumar las expresiones 1.1 y 1.2, y considerando que, en el flujo bifásico estable, el cambio de la velocidad de sólidos y velocidad del flujo aire con respecto al tiempo es igual a cero, se obtiene la expresión 1.11.

$$-\frac{\Delta P}{L} = \rho_a * \varepsilon * g + \rho_m * (1 - \varepsilon) * g + \lambda_z^* * \rho_m * (1 - \varepsilon) * \frac{V_p^2}{2 * D} + \frac{\lambda_L * \rho_a * \varepsilon * V_\varepsilon^2}{2 * D} \quad (1.11)$$

donde:

- $\Delta P$  Presión estática (Pa).
- $L$  Longitud (m).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m}/\text{s}^2$ ).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).
- $\lambda_z^*$  Factor de fricción de sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción para el recorrido del aire en una tubería (adim).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $V_\varepsilon$  Velocidad de aire en el medio bifásico (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

En el lado derecho de la ecuación, los dos primeros componentes son los componentes de disminución de presión estática, y los otros dos componentes son los componentes de disminución de presión por fricción. Si es que existe la fuerza electrostática, se debe agregar la expresión 1.10 a la expresión 1.11; para el presente estudio, no se considerará la fuerza electrostática.

Para la disminución de presión en el transporte horizontal, se eliminan los componentes de disminución de presión estática. Sin embargo, en el transporte vertical, los componentes de disminución de presión estática son de igual importancia que los componentes de caída de presión por fricción.

Aunque este enfoque muestra una idea de la fase diluida, las variables en la ecuación 1.11 son complicadas de hallar experimentalmente. Por lo que, para hallar la disminución de presión para transporte horizontal, se calculará mediante la expresión de Weber descrita en Michaelides *et al.* (2007).

Para transporte horizontal, al igual que en el enfoque anterior, la expresión de Weber considera que la disminución de presión total es la suma de la disminución de presión debido a la fricción por la interacción del aire y las paredes, y a la fricción por la

interacción del aire con los sólidos. A continuación, la expresión de Weber para la disminución de presión estática en fase diluida en transporte horizontal.

$$\Delta P_{dh} = \frac{\rho_a V_a^2 L_{tub} (\lambda_L + r_m \lambda_Z)}{2 * D * 1000} \quad (1.12)$$

donde:

- $\Delta P_{dh}$  Disminución de presión estática en fase diluida transporte horizontal (kPa).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\lambda_Z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

La disminución de presión estática para transporte vertical se obtiene con la expresión 1.13, en la cual se agrega la disminución de presión estática (Michaelides *et al*, 2007).

$$\Delta P_{dv} = \frac{\rho_a V_a^2 L_{tub} (\lambda_L + r_m \lambda_Z)}{2 * D * 1000} + \frac{\rho_m (1 - \varepsilon) H * g + \varepsilon \rho_a H * g}{1000} \quad (1.13)$$

donde:

- $\Delta P_{dv}$  Disminución de presión estática en fase diluida transporte vertical (kPa).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\lambda_Z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $H$  Altura de tubería (m).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).

En las expresiones 1.12 y 1.13, el factor de fricción por la interacción del aire con las paredes ( $\lambda_L$ ) se calculará con la expresión 1.14 (Shames, 1995):

$$\lambda_L = \frac{0.25}{\left(\log\left(\frac{e}{(3.7+D)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right)^2} \quad (1.14)$$

donde:

- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $e$  Rugosidad absoluta de la superficie interna de la tubería (m).
- $Re$  Número de Reynolds (adim).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire (Pa·s).

La expresión 1.15 es aplicable cuando el número del Reynolds del flujo se encuentra en el siguiente rango (Mott, 1996):

$$5 * 10^3 < Re < 10^8 \quad (1.15)$$

El factor de fricción por la interacción del aire con sólidos ( $\lambda_z$ ), se obtiene de manera analítica o mediante correlaciones experimentales.

Analíticamente, esta variable representa la suma de los factores de caída de presión debido a la suspensión, colisión y fricción de las partículas con el aire. Estos factores se describen a continuación: el factor de suspensión ( $f_{susp}$ ) se obtiene con la expresión 1.16.

$$f_{susp} = \frac{2 * \beta}{V_p * V_a^{-1} * Fr_1^2} \quad (1.16)$$

$$\beta = \frac{w_f}{V_p} \quad (1.17)$$

donde

- $f_{susp}$  Factor de fricción debido a la suspensión de sólidos (adim).
- $\beta$  Relación de velocidad final de caída libre y velocidad de partícula (adim)
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $Fr_1$  Número de Froude 1  $Fr_1 = V_a^2 / (G * D)$  con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

El factor de colisión y fricción ( $f_{col-fric}$ ) se obtiene con la expresión 1.18 (Klinzing et al., 2010):

$$f_{col-fric} = \lambda_z^* * \frac{V_p}{V_a} \quad (1.18)$$

donde:

- $\lambda_z^*$  Constante de colisión y fricción (adim).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).

Sumando los dos factores, el factor de fricción por la interacción del aire con los sólidos ( $\lambda_z$ ) se presenta en la expresión 1.19:

$$\lambda_z = \frac{2 * \beta}{V_p * V_p^{-1} * Fr_1^2} + \lambda_z^* * \frac{V_p}{V_a} \quad (1.19)$$

donde:

- $\lambda_z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\beta$  Relación de velocidad final de caída libre y velocidad de partícula (adim).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $Fr_1$  Número de Froude 1 ( $Fr_1 = V_a^2 / (g * D)$ ) con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $\lambda_z^*$  Constante de colisión y fricción (adim).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_z^*$  Constante de colisión y fricción (adim).

Por correlaciones experimentales, el factor de fricción por la interacción del aire con los sólidos se obtiene con la correlación dada por Stegmaier y Weber descrita en Michaelides et al. (2007):

$$\lambda_z = K * r_m^a * Fr_{2-va}^b * Fr_{2-wf}^c * \left(\frac{D}{D_p}\right)^d \quad (1.20)$$

donde:

- $\lambda_z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $Fr_{2-va}$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = V_a/(g * D)^{0.5}$ ) con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $Fr_{2-wf}$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = w_f/(g * D)^{0.5}$ ) con respecto a velocidad final de caída libre (adim).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $K$  Constante de factor de fricción (m).

Los valores de la constante de factor de fricción ( $K$ ) y el valor de los exponentes (a, b, c y d) dependen del diámetro del sólido, los cuales se obtienen de la tabla 1.

**Tabla 1**

*Constante de factor de fricción y exponentes de la ecuación de Stegmaier y Weber para obtener el factor por la interacción del aire con los sólidos*

Material/Investigador	K	a	b	c	D
$D_p < 0.5mm$ / Stegmaier	2.1	-0.3	-1	0.25	0.1
$D_p < 0.5mm$ / Weber	0.082	-0.3	-0.86	0.25	0.1

Fuente. Multiphase Flow handbook p. 384 (Michaelides, 2007).

### 1.2.2. Zona de aceleración

La zona de aceleración es el tramo donde los sólidos, que ingresan al sistema con una velocidad cero, son acelerados hasta alcanzar una velocidad constante, llamada también la velocidad de partícula, momento en que el flujo bifásico alcanza el estado estable como se aprecia en la figura 4. Cabe resaltar que, en las salidas de los cambios de dirección del flujo, existirá una longitud de re-aceleración donde los sólidos vuelven a alcanzar la velocidad de partícula.

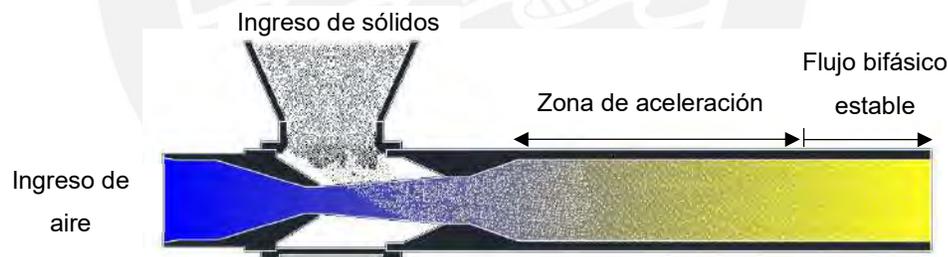
En sistemas de tuberías con longitudes cortas, como el banco de ensayo a diseñar, la longitud de aceleración es indispensable conocerla para medir el gradiente de presión en los tramos donde el flujo sea estable.

La longitud de la zona de aceleración se obtiene mediante la expresión 1.21 (Rose & Duckworth, 1969):

$$L_{acc} = 6 * D * \left(\frac{D}{D_p}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{\rho_m}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(r_m * \frac{\pi}{4} * \frac{V_a}{(g*D)^{0.5}}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.21)$$

donde:

- $L_{acc}$  Longitud de aceleración (m).
- $D$  Diámetro de tubería (m).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $kg/m^3$ ).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $kg/m^3$ ).



**Figura 4**

*Zona de aceleración.*

Nota. Elaboración propia.

La energía que se necesita para acelerar las partículas que se van introduciendo se refleja en una disminución de presión en la zona de aceleración. La disminución de presión en la zona de aceleración se obtiene mediante la expresión 1.22 (Klinzing *et al.*, 2010):

$$\Delta P_{acc} = \frac{r_m * \rho_a * V_a * V_p}{1000} \quad (1.22)$$

donde:

- $\Delta P_{acc}$  Disminución de presión estática en la zona de aceleración (kPa).

- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).

### 1.2.3. Zona de cambios de dirección

El mecanismo físico en los cambios de dirección comprende una desaceleración del fluido bifásico en la zona anterior a los codos, y una re-aceleración del flujo bifásico en la zona posterior a los codos como se aprecia en la figura 5.

El mayor porcentaje de la disminución de presión estática, en los cambios de dirección, se origina por la re-aceleración de la partícula; mientras que, un mínimo porcentaje se produce por la fricción en los codos. La disminución de presión en las zonas de cambios de dirección se obtiene con la correlación que proporciona Chamber y Marcus (Michaelides et al., 2007):

$$\Delta P_{cod} = B * (1 + r_m) * \frac{\rho_a * V_a^2}{2 * 1000} \quad (1.23)$$

donde:

- $\Delta P_{cod}$  Disminución de presión en cambios de dirección (kPa).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $B$  Coeficiente de pérdidas en codos (adim).

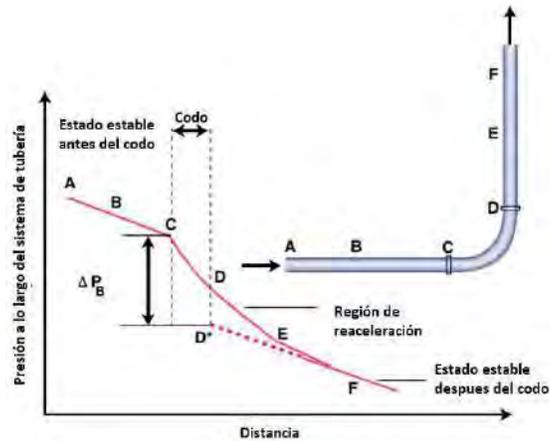
El valor del coeficiente de pérdidas en codos ( $B$ ) se obtiene según la tabla 2.

**Tabla 2**

*Coeficiente de disminución de presión en codos según la relación entre radio de curvatura y diámetro interno de tubería*

Relación de radio de curvatura y diámetro interno de tubería (adim)	Coeficiente de pérdidas en codos (adim)
2	1.5
4	0.75
6	0.5

Fuente. "Understanding bend in pneumatic conveying system" (Dhodapkar, Solt, & Klinzing, 2009)



**Figura 5**

*Disminución de presión estática en el paso del flujo por el cambio de dirección*

Nota. Tomada de "Understanding bend in pneumatic conveying system" (Dhodapkar, Solt, & Klinzing, 2009).

#### 1.2.4. Velocidad de partícula

La velocidad de partícula es la velocidad que alcanza la partícula en el estado estable de una fase diluida. Debido a la complejidad de su medición, existen correlaciones experimentales para calcular el valor de la velocidad de partícula.

Para la velocidad de partícula en transporte horizontal, se obtiene con la expresión 1.24 (Hinkle, 1953):

$$V_{ph} = V_a * (1 - 0.008 * (D_p * 10^3)^{0.3} * \rho_m^{0.5}) \quad (1.24)$$

donde:

- $V_{ph}$  Velocidad de partícula en fase diluida en transporte horizontal (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $\text{kg/m}^3$ ).

Para transporte vertical, se han desarrollado análisis experimentales de los cuales la velocidad de partícula se obtiene, con buena exactitud, mediante la expresión 1.25 (Mani et al., 2018):

$$V_{pv} = V_a - w_f \quad (1.25)$$

donde:

- $V_{ph}$  Velocidad de partícula en fase diluida en transporte horizontal (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).

### 1.3. Flujo bifásico de material no suspendido – Fase densa-tapón

El transporte neumático en fase densa-tapón está recibiendo mucha atención de parte de la comunidad científica debido a sus ventajas frente a la fase diluida. Sin embargo, debido a la complejidad del mecanismo físico implicado en el transporte neumático con alta concentración de sólidos, el diseño de los sistemas de transporte en fase densa-tapón todavía tiene dificultades. Como describe Lecreps (2011), uno de los primeros investigadores fue Konrad, el cual aplica la teoría de silos de Jansen, y la ecuación de pérdida de presión proporcionado por Ergun para un lecho estático en un tapón en transporte para desarrollar el estado de esfuerzo, y derivar una expresión para la disminución de presión estática en fase densa-tapón. Este desarrollo realizado por Konrad ha tomado relevancia, ya que distintos autores (Klinzing; Mi; Yi; Wypych) han continuado las premisas de Konrad para describir el mecanismo físico en el transporte neumático de fase densa-tapón (Klinzing, 2001).

#### 1.3.1. Mecanismo físico de la fase densa tapón en el estado transitorio

Como se aprecia en la figura 6, el patrón con el que se traslada el material en estado estable es por “tapones” moviéndose en dirección del flujo. Entre cada tapón, hay un intervalo de aire y partículas depositadas en la parte inferior de la tubería.



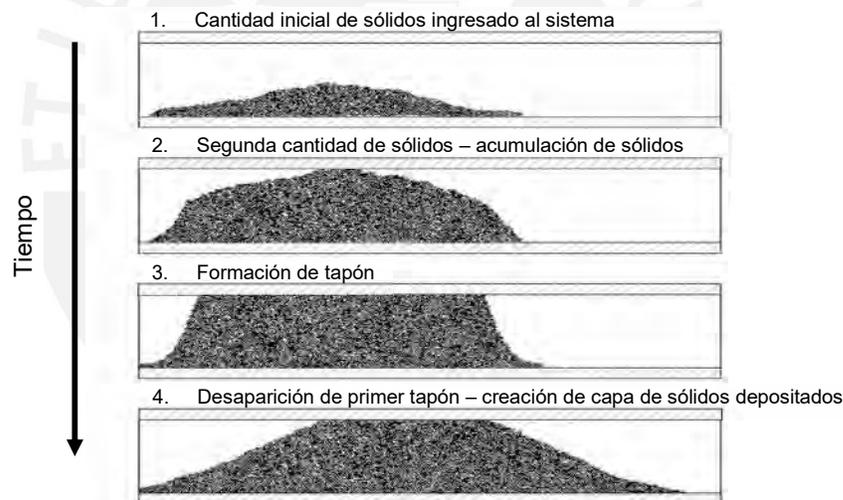
**Figura 6**

*Patrón de fase densa-tapón en estado estable*

Nota. Tomado de “Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids” (Mi, 1994).

El transporte en fase densa tapón se realiza debido a que el tapón barre una cantidad de partículas que se encuentran delante de él; es decir, barre las partículas depositadas, y va dejando detrás de él la misma cantidad de partículas. Este mecanismo se da a lo largo de toda la tubería.

Como se aprecia en la figura 7, en el estado de transición de la fase densa-tapón, la cantidad inicial de sólidos, que ingresa al sistema, quedan depositadas en la parte inferior de la tubería y permanecen estacionarias. Luego, la siguiente cantidad de sólidos se ubican encima de la cantidad inicial de sólidos; así sucede con las siguientes cantidades hasta ocupar toda la sección de la tubería resultando la formación de un tapón. Con el tapón formado, el fluido transporta el tapón mediante mecanismo descrito en el párrafo anterior. Es así que el primer tapón desaparece luego de cierta distancia al no encontrar partículas en su trayectoria; de esta forma, se crea una capa de sólidos depositadas en la parte inferior de la tubería. Repitiendo el proceso anterior, se origina el segundo tapón y desaparece luego de depositar una capa de sólidos contiguo a la capa de sólidos depositadas por el primer tapón. Con los siguientes tapones se repetirá el proceso hasta que se forme una capa estacionaria a lo largo de toda la tubería, momento en que empieza el transporte en fase densa-tapón en estado estacionario.



**Figura 7**

*Secuencia de formación y desaparición de tapón – etapa de transición fase densa-tapón*

Nota. Adaptado de “Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids” (Mi, 1994).

### **1.3.2. Mecanismo físico de la fase densa tapón en el estado estable**

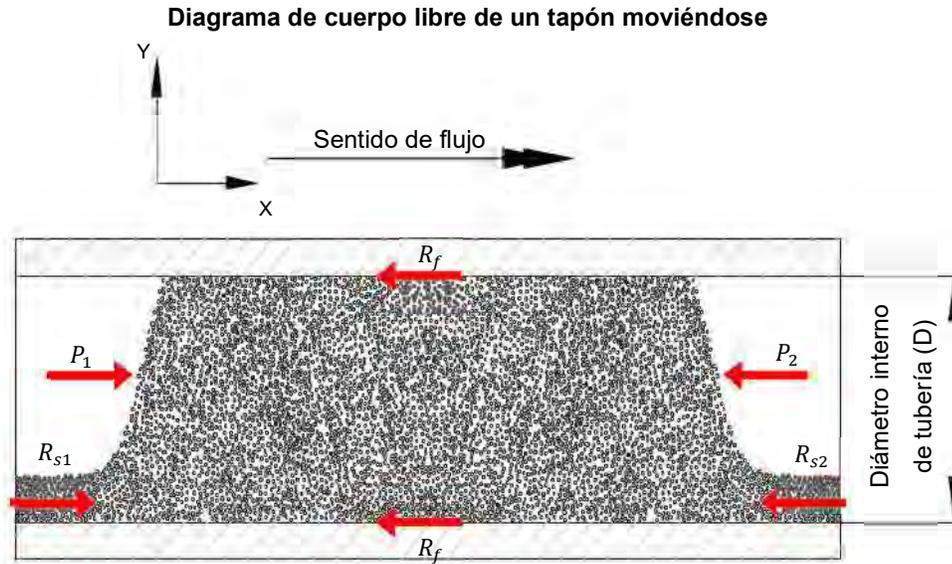
Para desarrollar el mecanismo físico de la fase densa-tapón, se utilizará la conceptualización que realizó Mi en su investigación (Mi, 1994), la cual proporciona una expresión teórica-empírica para el cálculo de la disminución de presión estática en el transporte neumático de fase densa-tapón. El uso de esta expresión ha sido evaluado por Sánchez, quien concluye que el modelo es preciso para estimar la pérdida de

presión en fase densa tapón. Los resultados en los ensayos realizados muestran una diferencia del 25%, que es un rango aceptable para una estimación (Sanchez, 2005).

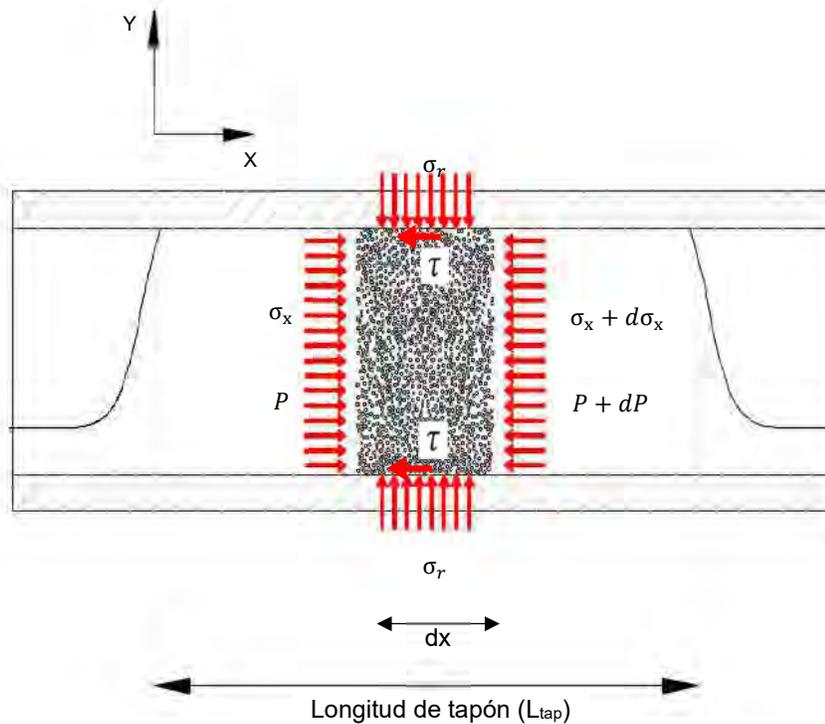
Como se aprecia en la figura 6, en el movimiento de los tapones, los sólidos ocupan todo el volumen; por lo cual, el tapón puede considerarse como un bloque de sólidos en transporte. Siguiendo lo investigado por Konrad, Mi utilizó los principios de la teoría de silos para describir los esfuerzos en un bloque de sólidos en movimiento, y desarrollar una expresión para calcular la disminución de presión estática en el tapón (Mi, 1994).

Tal como acontece en los silos donde el bloque de sólidos está sometido a esfuerzos axiales y de corte, el bloque de sólidos en transporte está sometido a esfuerzos. Como se aprecia en la figura 8, un tapón está sometido al esfuerzo de compresión ( $\sigma_x$ ) debido a las resistencias que proporciona las capas de partículas depositadas delante y detrás, el esfuerzo radial ( $\sigma_r$ ) debido a la reacción de la pared interna de la tubería al esfuerzo de compresión, y el peso de los sólidos en el tapón, el fuerza de corte ( $\tau$ ) entre el tapón y la pared interna de la tubería, y la fuerza producida por la presión en los extremos del tapón (P).

Los esfuerzos que actúan en un tapón en transporte se describen mediante el círculo de Mohr como se muestra en la figura 9. También, en este diagrama, se describen los lugares geométricos donde un tapón puede fallar; es decir, pierde su comportamiento de bloque rígido. El bloque de sólidos falla por dos mecanismos, los cuales se describirán más adelante.



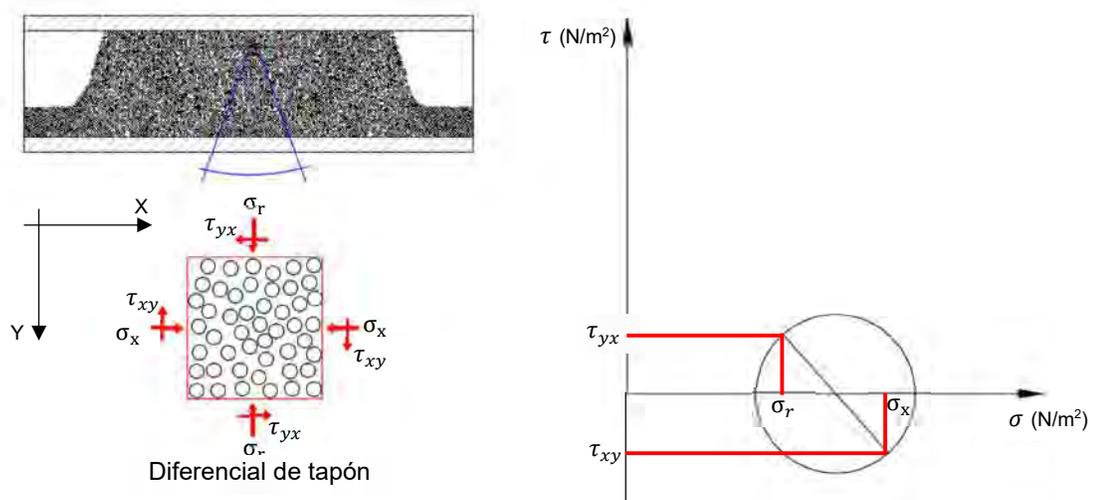
**Estado de esfuerzo en un diferencial de tapón moviéndose**



**Figura 8**

*Diagrama de cuerpo libre y estado de esfuerzo en un diferencial de tapón en transporte en tubería horizontal*

Nota. Adaptado de "Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids" (Mi, 1994).



**Figura 9**

*Círculo de Mohr representando estado de esfuerzo en un diferencial de tapón*

Nota. Elaboración propia.

### 1.3.2.1. Estado de esfuerzo en un tapón

Antes de desarrollar el estado de esfuerzo en el tapón, es necesario mencionar los mecanismos de falla que ocurren en el transporte del tapón. Como se describió anteriormente, en el transporte neumático de fase densa, se considera el tapón como un bloque rígido de sólidos similar al comportamiento de los materiales en un silo. Relacionando la teoría de silos con la fase densa, el tapón puede fallar; es decir, el bloque de sólidos no se comporta rigidamente (se desmorona), por deslizamiento entre los sólidos dentro del bloque, o por deslizamiento en la frontera entre los sólidos del bloque y la pared de la tubería.

La falla por deslizamiento entre sólidos, dentro del bloque, ocurre en un plano donde se aplica una combinación de esfuerzo cortante y esfuerzo axial de compresión. Estos esfuerzos se pueden medir utilizando el ensayador de Jansem para cada material. Asimismo, el límite de falla de este desplazamiento se describe con una recta denotada por EYL en el diagrama de Mohr. El ángulo, que forma la recta EYL con el eje de las abscisas, se conoce como ángulo de fricción interno ( $\phi$ ), y la intercepción con el eje de esfuerzo cortante se conoce como constante de cohesión ( $c$ ). Por consiguiente, la recta de falla EYL se describe mediante la expresión 1.26:

$$\tau = \tan(\phi) * \sigma_n + C \quad (1.26)$$

donde:

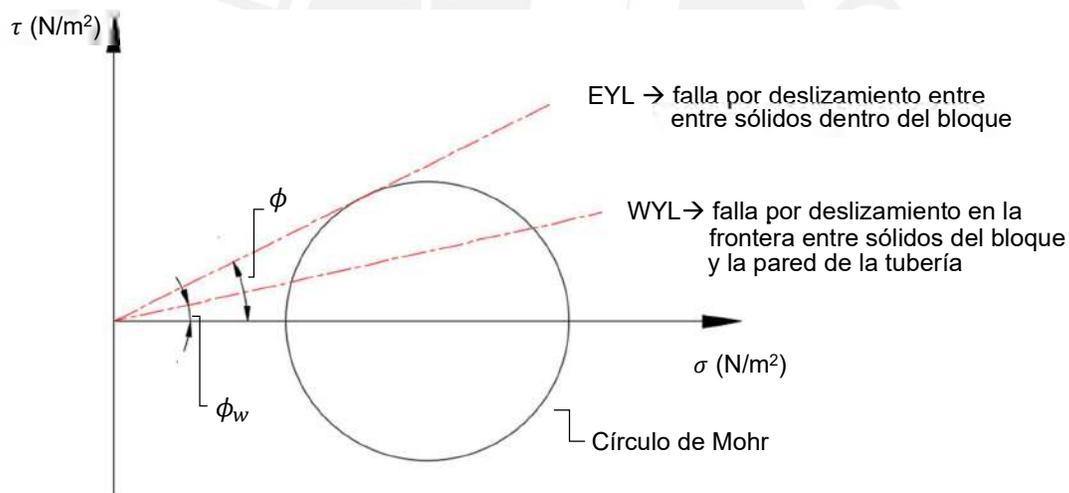
- $\tau$  Esfuerzo cortante (N/m<sup>2</sup>).
- $\phi_w$  Ángulo de fricción de pared (adim).
- $\sigma_n$  Esfuerzo normal (N/m<sup>2</sup>).
- $c$  Coeficiente de cohesión entre partículas (adim).

Para los materiales granulares, la constante de cohesión es igual a cero. Por consiguiente, la recta de falla EYL pasa por el origen como se aprecia en la figura 10.

$$\tau = \tan(\phi) * \sigma_n \quad (1.27)$$

donde:

- $\tau$  Esfuerzo cortante (N/m<sup>2</sup>).
- $\phi_w$  Ángulo de fricción de pared (adim).
- $\sigma_n$  Esfuerzo normal (N/m<sup>2</sup>).



**Figura 10**

*Representación del lugar geométrico de fallas en un tapón móvil en el diagrama de Mohr*

Nota. Adaptado de "Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids" (Mi, 1994).

La falla por deslizamiento en las fronteras entre el bloque de sólidos y pared del recipiente; o en nuestro caso, la pared de la tubería, ocurre cuando los valores del esfuerzo cortante y esfuerzo axial de compresión llegan a unos valores particulares, que son menores a los esfuerzos en el deslizamiento entre sólidos dentro del bloque. El límite de falla de este deslizamiento se describe con una recta denotada por WYL en el

diagrama de Mohr. Esta recta pasa por el origen y forma un ángulo con el eje de las abscisas, que se conoce como ángulo de fricción de pared ( $\phi_w$ ), como se aprecia en la figura 10. Por consiguiente, la recta de falla WYL se describe con la expresión 1.28.

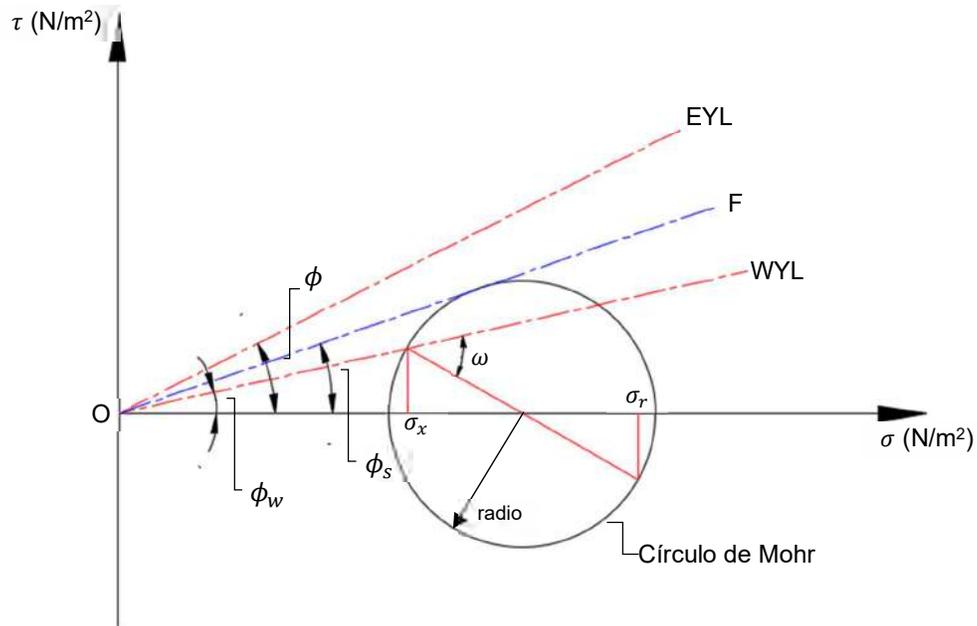
$$\tau = \tan(\phi_w) * \sigma_n \quad (1.28)$$

Donde:

- $\tau$  Esfuerzo cortante (N/m<sup>2</sup>).
- $\phi_w$  Ángulo de fricción de pared (adim).
- $\sigma_n$  Esfuerzo normal (N/m<sup>2</sup>).

Estos límites de fallas son dependiente, exclusivamente, de las propiedades de los materiales, por lo que cada material tiene un ángulo de fricción interno, y un ángulo de fricción de pared únicos.

Ya descritos los tipos de falla que pueden ocurrir en un tapón; a continuación, se desarrolla el estado de esfuerzos para un tapón en transporte. En las observaciones hecha por Mi (1994) durante el transporte neumático en fase densa-tapón, los sólidos contenidos en un tapón están fijos entre si, y el tapón fluye como un bloque de sólidos rígido en la dirección del flujo del aire. Asimismo, se observa que el deslizamiento se produce en las fronteras entre el tapón y la pared de la tubería. Estas características indican que el estado de esfuerzo de un diferencial de tapón en transporte, como se muestra en la figura 8, se describe con un círculo de Mohr que corta en 2 puntos (A y D) a la recta WYL, la cual es el límite de falla por deslizamiento en las fronteras. En la figura 11, se representa el estado de esfuerzos en el diagrama de Mohr con las rectas EYL y WYL. Asimismo, se ha trazado una recta OF que pasa por el origen y es tangente con el círculo de Mohr. El ángulo que forma esta recta con el eje de las abscisas se conoce como el ángulo de fricción estático ( $\phi_s$ ). Este ángulo es una propiedad del flujo de cada material; es decir, cada material que va ser transportado en fase-densa tendrá un ángulo de fricción estática.



**Figura 11**

*Representación del estado de esfuerzo de un tapón en el diagrama de Mohr*

Nota. Adaptado de "Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids" (Mi, 1994).

### 1.3.2.2. Esfuerzo axial de compresión en un tapón

El esfuerzo axial de compresión es causado por las fuerzas de reacción de las capas estacionaria en el lado frontal, y el lado anterior del tapón, las cuales son denotadas por  $R_{s1}$  y  $R_{s2}$  en la figura 8.

Las fuerzas de reacción se hallan mediante un balance de momento entre los sólidos que se trasladan desde la capa estacionaria hacia el tapón. Si tomamos como referencia el tapón, los sólidos van hacia el tapón con la misma velocidad que se mueve el tapón, es decir, a la velocidad tapón ( $U_{tap}$ ). Por lo tanto, aplicando el concepto de momento para un flujo:

$$R_{s2} = \dot{m}_{cap} * U_{tap} \quad (1.29)$$

donde:

- $R_{s2}$  Fuerza de resistencia de la capa estacionaria al tapón en el lado frontal (N).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $\dot{m}_{cap}$  Flujo másico de material trasladándose al tapón (kg/s).

El flujo másico de material trasladándose al tapón ( $\dot{m}_{cap}$ ) es la cantidad de sólidos que van desde la capa estacionaria hacia el tapón con la misma velocidad del tapón. Aplicando continuidad másica, el flujo másico de los sólidos, trasladándose al tapón, se obtiene con la expresión 1.30:

$$\dot{m}_{cap} = \rho_{am} * A_{st} * U_{tap} \quad (1.30)$$

donde:

- $\dot{m}_{cap}$  Flujo másico de material trasladándose al tapón (kg/s).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $A_{st}$  Sección transversal de capa estacionaria (m<sup>2</sup>).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).

Sustituyendo la expresión 1.30 en la expresión 1.29, la fuerza de reacción de la capa estacionaria al tapón en el lado frontal; o también, en la posición final ( $x=L_{tap}$ ), se obtiene mediante la expresión 1.31:

$$R_{s2} = \rho_{am} * A_{st} * U_{tap}^2 \quad (1.31)$$

donde:

- $R_{s2}$  Fuerza de resistencia de la capa estacionaria al tapón en el lado frontal (N).
- $A_{st}$  Sección transversal de capa estacionaria (m<sup>2</sup>).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).

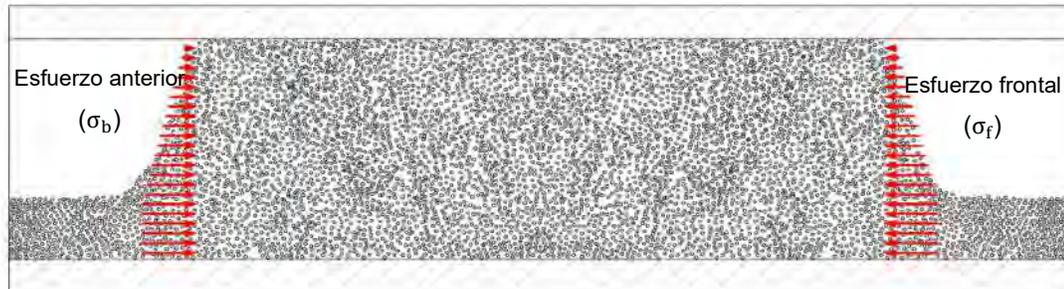
Como se aprecia en la figura 12, la reacción de la capa estacionaria al tapón no es uniforme en toda el área transversal del tapón; sin embargo, para fines prácticos, se considera una distribución uniforme en toda el área ocupada por el tapón. Por lo tanto, el esfuerzo axial de compresión en la posición final se obtiene con la expresión 1.32:

$$\sigma_f = \frac{A_{st} * \rho_{am} * U_{tap}^2}{A_{it}} \quad (1.32)$$

donde:

- $\sigma_f$  Esfuerzo axial en posición final de tapón (N/m<sup>2</sup>).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $A_{st}$  Sección transversal de capa estacionaria (m<sup>2</sup>).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).

- $A_{it}$  Sección interna de la tubería ( $m^2$ ).



**Figura 12**

*Distribución real del esfuerzo de compresión en posición frontal y anterior de un tapón*

Nota. Adaptado de “Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids” (Mi, 1994).

Sustituyendo el cociente entre el área de la sección de capa estacionario ( $A_{st}$ ), y el área de la sección de la tubería ( $A_{it}$ ), por el coeficiente de relación entre secciones de tapón y capa estacionaria ( $\alpha$ ), el cual se halla mediante una correlación teórica-empírica que se detallará más adelante, el esfuerzo axial se obtiene con la expresión 1.33:

$$\sigma_f = \alpha * \rho_{am} * U_{tap}^2 \quad (1.33)$$

donde:

- $\sigma_f$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón ( $m/s$ ).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material particulado ( $kg/m^3$ ).
- $\alpha$  Coeficiente de relación entre secciones de tapón y capa estacionaria (adim).

Según las deducciones de Konrad y Mi, los esfuerzos axiales de compresión en el lado frontal y lado anterior son similares. Por consiguiente, el esfuerzo provocado por la capa estacionaria en la parte anterior del tapón ( $\sigma_b$ ) se obtiene con la expresión 1.34:

$$\sigma_b = \alpha * \rho_{am} * U_{tap}^2 \quad (1.34)$$

donde:

- $\sigma_b$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón ( $m/s$ ).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material particulado ( $kg/m^3$ ).
- $\alpha$  Coeficiente de relación entre secciones de tapón y capa estacionaria (adim).

### 1.3.2.3. Esfuerzo radial en un tapón movable

#### Componente de esfuerzo radial debido a la reacción del esfuerzo axial de compresión

Como se mencionó, el esfuerzo radial tiene dos componentes. El primer componente ( $\sigma_{rx}$ ) es originado por reacción de la pared interna de la tubería al esfuerzo axial de compresión ( $\sigma_x$ ). Esta transmisión de esfuerzo está en función de un coeficiente de transmisión de esfuerzo ( $\lambda_{ct}$ ) similar a la teoría de silo. Debido a la complejidad para su cálculo, el coeficiente de transmisión de esfuerzo se halla mediante una correlación teórico-empírica, que se detalla líneas abajo, y es independiente de la orientación de la tubería, es decir, es el mismo para transporte horizontal y vertical:

$$\sigma_{rx} = \lambda_{ct} * \sigma_x \quad (1.35)$$

donde:

- $\sigma_{rx}$  Esfuerzo radial originado por esfuerzo axial de compresión (N/m<sup>2</sup>).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).

El coeficiente de transmisión de esfuerzo se halla mediante relaciones geométricas en el digrama de Mohr mostrado en la figura 11. De estas relaciones, el coeficiente de transmisión de esfuerzo se obtiene con la expresión 1.36, la cual depende del ángulo de fricción de pared ( $\phi_w$ ) y el ángulo estático de fricción ( $\phi_s$ ):

$$\lambda_{ct} = \frac{1 - \text{sen}(\phi_s) * \cos(\omega - \phi_w)}{1 + \text{sen}(\phi_s) * \cos(\omega - \phi_w)} \quad (1.36)$$

$$\text{sen}(\omega) = \frac{\text{sen}(\phi_w)}{\text{sen}(\phi_s)} \quad (1.37)$$

donde:

- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).

Como se mencionó anteriormente, el ángulo estático de fricción es propiedad del flujo de material. Para hallar el valor de este ángulo, Mi (1994) desarrolló una correlación teórica-empírica, considerando los valores obtenidos en sus ensayos realizados mostrados en la tabla 3. El valor del ángulo estático de fricción se obtiene mediante la expresión 1.38:

$$\phi_s = \frac{4}{3} * \phi_w * \rho_{amr}^{\frac{1}{3}} \quad (1.38)$$

donde:

- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).
- $\rho_{amr}$  Densidad aparente de material relativa con respecto a la densidad del agua a 4° C (kg/m<sup>3</sup>).

**Tabla 3**

*Valores obtenidos en ensayos del ángulo estático de fricción*

Material	Pellets de plásticos (negro)	Pellets de plásticos (blanco)	Granos de trigo	Grano de cebada
$\phi_s$	15.75	13.40	20.08	2

Fuente. "Low-velocity pneumatic transportation of bulk solids" (Mi, 1994)

### **Componente de esfuerzo radial debido al peso de los sólidos dentro del tapón**

El segundo componente del esfuerzo radial es el esfuerzo debido al peso de los sólidos que están dentro del tapón ( $\sigma_{rp}$ ). Este esfuerzo se considera actuando en toda la tubería interna y se obtiene mediante la expresión 1.39:

$$\sigma_{rp} = (1 + \cos\theta) * \rho_{am} * g * R \quad (1.39)$$

donde:

- $\sigma_{rp}$  Esfuerzo radial por peso de sólidos (N/m<sup>2</sup>).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $R$  Radio de interior de tubería (m).
- $\theta$  Ángulo de posición (sexagesimal).

Sumando los componentes del esfuerzo radial, este se obtiene con la expresión 1.40:

$$\sigma_r = \lambda_{ct} * \sigma_x + (1 + \cos\theta) * \rho_{am} * g * R \quad (1.40)$$

donde:

- $\sigma_r$  Esfuerzo radial por peso de sólidos (N/m<sup>2</sup>).

- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\sigma_x$  Esfuerzo axial de compresión (N/m<sup>2</sup>).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $R$  Radio de interior de tubería (m).
- $\theta$  Ángulo de posición (sexagesimal).

#### 1.3.2.4. Esfuerzo cortante en un tapón movable

Del diagrama de Mohr en la figura 11, el esfuerzo cortante en el diferencial de tapón se obtiene con la expresión 1.41:

$$\tau = \mu_w * (\sigma_r) \quad (1.41)$$

donde:

- $\tau$  Esfuerzo cortante (N/m<sup>2</sup>).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $\sigma_r$  Esfuerzo radial (N/m<sup>2</sup>).

#### 1.3.2.5. Velocidad de tapón

Mi (1994) en sus ensayos de transporte neumático en fase densa con pellets de plásticos, granos de trigo, y granos de cebada encontró que la velocidad de tapón depende y varía linealmente respecto a la velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema como se aprecia en la figura 13.

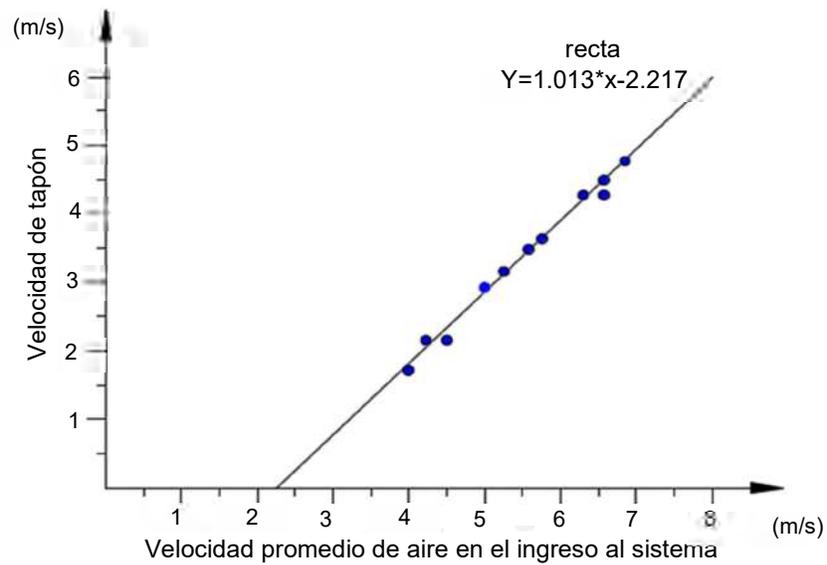
En la figura 13, se observa que la recta no cruza por el origen, lo cual significa que es necesario una velocidad promedio mínima del aire en el ingreso para que se origine el transporte neumático en fase densa tapón.

Conociendo este comportamiento, la velocidad tapón se halla mediante la ecuación de la recta descrita por la expresión 1.42:

$$U_{tap} = K_v * (V_a - V_{mint}) \quad (1.42)$$

donde:

- $U_{tap}$  Velocidad tapón (m/s).
- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_{mint}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s).



**Figura 13**

Gráfico velocidad de tapón versus velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema

Nota. Adaptado de "Low-velocity pneumatic conveying of bulk solids" (Mi, 1994).

La constante de velocidad ( $K_v$ ) y la velocidad promedio mínima de aire en el ingreso al sistema para el desarrollo de fase densa-tapón ( $V_{mint}$ ) dependen de las propiedades del flujo de cada material:

$$K_v = f(\varepsilon, D_p, \rho_{am}, \phi_s, \phi_w) \quad (1.43)$$

donde:

- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).

$$V_{mint} = f(\varepsilon, D_p, \rho_{am}, \phi_s, \phi_w) \quad (1.44)$$

donde:

- $V_{mint}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s)
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).

- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).

Con los datos de los ensayos, que se muestran en la tabla 4, Mi (1994) desarrolló las siguientes correlaciones para hallar la constante de velocidad ( $K_v$ ), y la velocidad promedio mínima de aire en el ingreso al sistema para el desarrollo de fase densa tapón ( $V_{mint}$ ) con respecto a las propiedades del flujo:

$$K_v = 105 * \frac{\varepsilon * D_p}{D} * \left( \frac{\tan(\phi_w)}{\tan(\phi_s)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.45)$$

donde:

- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimales).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimales).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

$$V_{mtap} = \frac{\rho_{am} * g * \tan(\phi_w) * \varepsilon^3 * D_p}{180 * (1 - \varepsilon) * \mu} \quad (1.46)$$

donde:

- $V_{mtap}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire ( $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$ ).
- $\phi_w$  Ángulo de fricción de pared (sexagesimal).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).

**Tabla 4**

Valores obtenidos en ensayos realizados de la constante de velocidad y la velocidad promedio mínima de aire en el ingreso al sistema para el desarrollo de fase densa-tapón

Variables	Pellets de plásticos (negro)	Pellets de plásticos (blanco)	Granos de trigo	Grano de cebada
$K_v$	0.08273	1.059	1.013	1.359
$\phi_s$	1.023	1.566	2.189	2.77

Fuente. "Low-velocity pneumatic transportation of bulk solids" (Mi, 1994)

### 1.3.2.6. Disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías horizontales

Ya conocido los esfuerzos en el diferencial de tapón mostrado en la figura 8, y el estado de esfuerzo del mismo, se realiza el balance de fuerzas considerando el movimiento del tapón uniforme, del cual se obtiene la expresión 1.47 que describe el movimiento del tapón en estado estable:

$$\frac{dp}{dx} + \frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{\pi * D * \mu_w * (\lambda_{ct} * \sigma_x + \rho_{am} * g * R)}{A_{it}} = 0 \quad (1.47)$$

donde:

- $dp$  diferencial de presión estática (kPa).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\sigma_x$  Esfuerzo axial en posición final de tapón (N/m<sup>2</sup>).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $R$  Radio interno de tubería (m).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $dx$  diferencial de tapón en el eje longitudinal (m).

Para simplificar el cálculo, se asume las siguientes suposiciones.

- a) El gradiente de presión es constante en la longitud del tapón.
- b) El flujo del aire solo fluye en la dirección axial del tapón.

- c) Se considera uniforme el movimiento del tapón una vez alcanzado el estado estacionario.
- d) El esfuerzo axial y el esfuerzo radial, que se origina por el esfuerzo de compresión axial, solo son dependiente de la longitud del tapón.
- e) La relación entre el esfuerzo axial y el esfuerzo radial, que es originado por el esfuerzo de compresión axial, es constante en todo el tapón.
- f) La longitud del tapón es mucho mayor que el diámetro de la tubería ( $L_{tap} \gg D$ ).
- g) Los sólidos a transportarse en fase densa-tapón son materiales no cohesivos.

Considerando las suposiciones anteriores, la expresión 1.47 se puede simplificar a la expresión 1.48.

$$\frac{d\sigma_x}{dx} + \frac{4*\mu_w*\lambda_{ct}}{D} * \sigma_x - \frac{\Delta p}{L_{tap}} + 2 * \mu_w * \rho_{am} * g = 0 \quad (1.48)$$

donde:

- $\Delta p$  Disminución de presión estática en un tapón (Pa).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\sigma_x$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $kg/m^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $dx$  diferencial de tapón en el eje longitudinal (m).

La solución a la expresión 1.48 se presenta mediante la expresión 1.49 teniendo como variable dependiente el esfuerzo axial ( $\sigma_x$ ), y variable independiente a la posición longitudinal en el tapón ( $x$ ):

$$\sigma_x = C_0 * e^{\frac{4*\mu_w*\lambda_{ct}}{D}*x} + \left( \frac{\Delta p}{L_{tap}} - 2 * \rho_{am} * g * \mu_w \right) * \frac{D}{4*\mu_w*\lambda_{ct}} \quad (1.49)$$

donde:

- $\sigma_x$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $\Delta p$  Disminución de presión estática en un tapón (Pa).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).

- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).
- $x$  posición en el eje longitudinal (m).
- $C_0$  Constante de integracion (adim).

Se hallan los esfuerzos axiales en las condiciones límites, que tienen lugar en la posición inicial del tapon  $x=0$  y final  $x=L_{tap}$ ; es decir, los esfuerzos axiales de compresión en el lado anterior, y el frontal del tapón ( $\sigma_b$  y  $\sigma_f$ ), respectivamente. Se reemplaza los valores hallados de los esfuerzos en las condiciones límites por la constante de integración; por consiguiente, se deriva la expresión 1.50:

$$\sigma_f - \sigma_b * e^{\frac{4*\mu_w*\lambda_{ct}}{D}*L_{tap}} = \left(1 - e^{\frac{4*\mu_w*\lambda_{ct}}{D}*L_{tap}}\right) * \left(\frac{\Delta p}{L_{tap}} - 2 * \rho_{am} * g * \mu_w\right) * \frac{D}{4*\mu_w*\lambda_{ct}} \quad (1.50)$$

donde:

- $\sigma_f$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $\text{N/m}^2$ ).
- $\sigma_b$  Esfuerzo axial en posición anterior de tapón ( $\text{N/m}^2$ ).
- $\Delta p$  Disminución de presión estática en un tapón (Pa).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).

En la expresión 1.50, se observa que para hallar la disminución de presión en un tapón, se debe conocer los esfuerzos axiales de compresión en el lado frontal, y anterior del tapón ( $\sigma_f$  y  $\sigma_b$ ). Estos han sido desarrollados en el apartado 1.3.2.2, en el cual se presentan las expresiones 1.33 y 1.34, para hallar los esfuerzos axiales de compresión; además, se indica que estos esfuerzos son iguales. Al reemplazar la expresión 1.33 y 1.34 en la expresión 1.50, se obtiene la disminución de presión estática en un tapón, la cual se obtiene mediante la expresión 1.51.

$$\frac{\Delta p}{L_{tap}} = \frac{4*\mu_w*\lambda_{ct}}{D} * \alpha * \rho_{am} * U_{tap}^2 + 2 * \rho_{am} * g * \mu_w \quad (1.51)$$

donde:

- $\Delta p$  Disminución de presión estática en un tapón (Pa).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).
- $\alpha$  Relación entre el área de la sección transversal del tapón y el área de la sección transversal de la capa estacionaria (adim).

En la expresión 1.51, la relación entre el área de la sección transversal de tapón, y el área de la sección transversal de la capa estacionaria ( $\alpha$ ) es desconocida. Para hallar el valor de la relación de áreas, Konrad, como se describe en la publicación de Mi (1994), desarrolló una correlación que ha sido validada por investigadores. Esta correlación se presenta en la expresión 1.52:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left( \frac{U_{tap}}{0.542 * (g * D)^{0.5}} \right)} \quad (1.52)$$

donde:

- $\alpha$  Relación entre el área de la sección transversal del tapón y el área de la sección transversal de la capa estacionaria (adim).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).

Al reemplazar la expresión 1.52 en la expresión 1.51, se obtiene la expresión 1.53 con la cual se halla la disminución de presión estática en un tapón.

$$\frac{\Delta p}{L_{tap}} = \frac{4 * \mu_w * \lambda_{ct}}{D} * \frac{1}{1 + \left( \frac{U_{tap}}{0.542 * (g * D)^{0.5}} \right)} * \rho_{am} * U_{tap}^2 + 2 * \rho_{am} * g * \mu_w \quad (1.53)$$

La expresión 1.53 representa la disminución de presión estática para un solo tapón; sin embargo, en una tubería están fluyendo una cantidad de tapones. Para hallar la disminución de presión estática en toda la tubería, se debe calcular la suma de longitud de todos los tapones en transporte dentro de la tubería para reemplazar este valor en la expresión 1.53 por la longitud de tapón ( $L_{tap}$ ).

La masa de todos los tapones en transporte se calcula multiplicando el tiempo que demora un tapón en recorrer toda la tubería por el flujo másico de material. Este tiempo se determina dividiendo la longitud total de tubería entre la velocidad del tapón como se muestra en la expresión 1.54. El flujo másico de los sólidos en transporte es conocido para todos los sistemas.

$$T_{tap} = \frac{L_{tub}}{U_{tap}} \quad (1.54)$$

donde:

- $T_{tap}$  Tiempo que un tapón recorre la tubería (s).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).

Por consiguiente, la masa de todos los tapones en transporte en la tubería se obtiene mediante la expresión 1.55.

$$m_m = \dot{m}_m * T_{tap} \quad (1.55)$$

donde:

- $m_m$  Masa de tapones en transporte (kg).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $T_{tap}$  Tiempo que demora un tapón en recorrer la tubería (s).

Asímismo, la masa de todos los tapones en transporte se obtiene al multiplicar la densidad aparente por el volumen ocupado por los tapones en la tubería. El volumen ocupado por todos los tapones se obtiene mediante la expresión 1.56

$$Vol_{tt} = A_{it} * (1 - \alpha) * L_{tub} \quad (1.56)$$

donde:

- $Vol_{tt}$  Volumen ocupado por todos los tapones en la tubería (m<sup>3</sup>).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $\alpha$  Relación entre el área de la sección transversal del tapón y el área de la sección transversal de la capa estacionaria (adim).

Por consiguiente, la masa de todos los tapones en transporte en la tubería se obtiene mediante la expresión 1.57.

$$m_m = \rho_{am} * Vol_{tt} \quad (1.57)$$

donde:

- $m_m$  Masa de tapones en transporte (kg).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $Vol_{tt}$  Volumen ocupado por todos los tapones en la tubería (m<sup>3</sup>).

Al igualar la expresión 1.55 con la expresión 1.57, se obtiene la expresión 1.58 para calcular la longitud total de todos los tapones en la tubería.

$$L_{tt} = \frac{\dot{m}_m * L_{tub}}{3.6 * A_{it} * (1 - \alpha) * \rho_{am} * U_{tap}} \quad (1.58)$$

donde:

- $L_{tt}$  Longitud total de tapones en la tubería (m).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $\alpha$  Relación entre el área de la sección transversal del tapón y el área de la sección transversal de la capa estacionaria (adim).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

Una vez determinada la longitud total de tapones en la tubería ( $L_{tt}$ ), se reemplaza esta variable por la longitud de tapón ( $L_{tap}$ ), y se realiza un cambio de variable del número de Froude 2 ( $Fr_{2-U_{tap}}$ ) por la velocidad tapón en la expresión 1.53 para obtener la expresión 1.59, con la cual se calcula la disminución de presión estática en fase densa-tapón para transporte horizontal.

$$\Delta P_{th} = \left( 1 + 1.084 * \lambda_{ct} * Fr_{2-U_{tap}}^{0.5} + 0.542 * Fr_{2-U_{tap}}^{-0.5} \right) * \frac{2 * g * \mu_w * \dot{m}_m * L_{tub}}{1000 * A_{it} * U_{tap}} \quad (1.59)$$

donde:

- $\Delta P_{th}$  Disminución de presión estática en fase densa tapón para transporte horizontal (kPa).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

- $Fr_2$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = U_{tap}/(g * D)^{0.5}$ ) con respecto a velocidad de tapón (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).

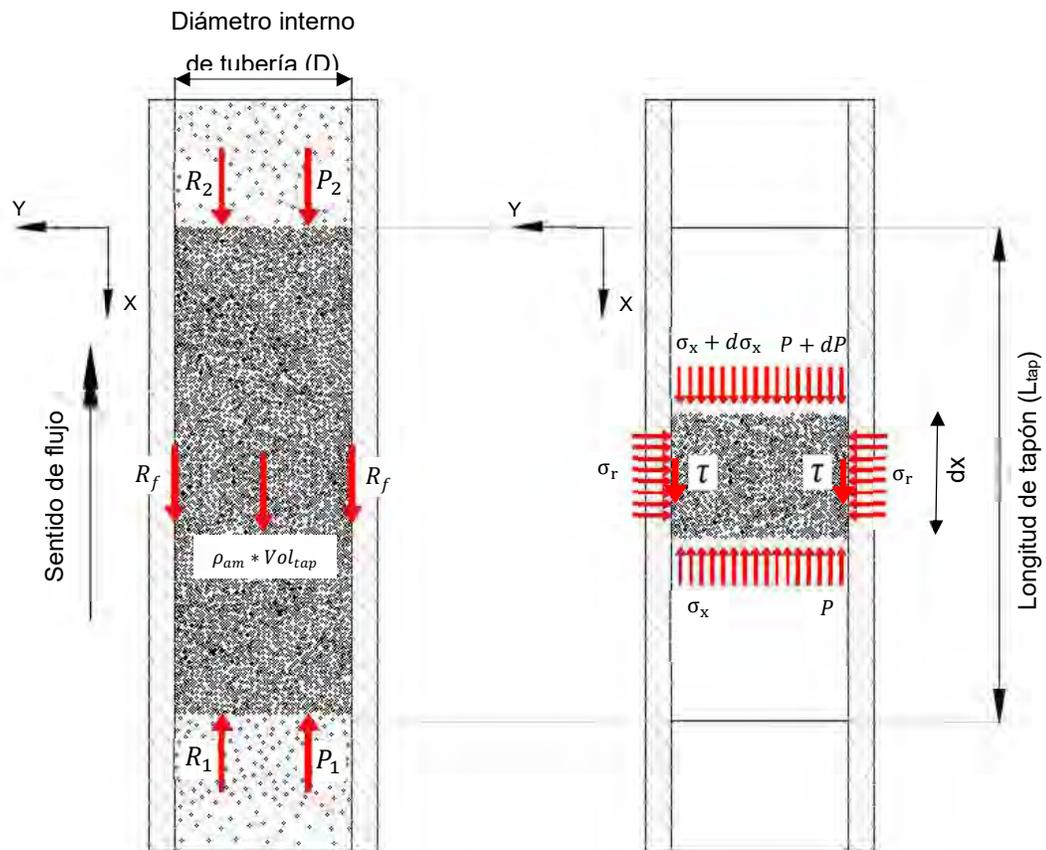
### 1.3.2.7. Disminución de presión estática en fase densa-tapón para transporte vertical

Para calcular la disminución de presión estática en fase densa tapón para transporte vertical, se realiza el balance de fuerzas en un diferencial del tapón en transporte en el eje "X", ver figura 14. Considerando el movimiento del tapón a velocidad constante, se obtiene la expresión 1.60 que describe el movimiento del tapón en estado estable.

$$\frac{dP}{dx} + \frac{d\sigma_x}{dx} + 4 * \frac{\tau}{D} + \rho_{am} * g = 0 \quad (1.60)$$

Donde:

- $dP$  diferencial de presión estática (Pa).
- $\sigma_x$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $\tau$  Esfuerzo cortante ( $N/m^2$ ).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $kg/m^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $dx$  diferencial de tapón en el eje longitudinal (m).



**Figura 14**

*Diagrama de cuerpo libre y estado de esfuerzos en un diferencial de tapón en transporte en tubería vertical*

Nota. Adaptado de "Modeling and experimental validation of pressure drop for pneumatic plug conveying" (Niederreiter & Sommer, 2004).

Para simplificar el desarrollo, se asume las siguientes suposiciones:

- El gradiente de presión es constante en la longitud del tapón.
- El flujo del aire solo fluye en la dirección axial del tapón.
- El movimiento del tapón es uniforme una vez alcanzado el estado estacionario.
- El esfuerzo axial y el esfuerzo radial, que se originan por el esfuerzo de compresión axial, solo dependen de la longitud del tapón.
- La relación entre el esfuerzo axial y el esfuerzo radial, que es originado por el esfuerzo de compresión axial, es constante en todo el tapón.
- La longitud del tapón es mucho mayor que el diámetro de la tubería ( $L_{tap} \gg D$ ).

Considerando las suposiciones anteriores, se deriva la expresión 1.61 para hallar la disminución de presión estática. Para ello, se requiere conocer el valor del axial esfuerzo en la posición final del tapón ( $\sigma_f$ ).

$$\frac{\Delta P_{tapv}}{L_{tap}} = \rho_{am} * g + \frac{4 * \mu_w * (\lambda_{ct} + 1) * \sigma_f}{D} + \frac{4 * \mu_w * (\lambda_{ct} + 1) * c * \cos(\phi_s) * \cos(\omega + \phi_w)}{D} + \frac{4 * c_w}{D} \quad (1.61)$$

donde:

- $\Delta P_{tapv}$  Disminución de presión estática en un tapón para tubería vertical (Pa).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\sigma_f$  Esfuerzo axial en posición final de tapón ( $N/m^2$ ).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $kg/m^3$ ).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $dx$  Diferencial de tapón en el eje longitudinal (m).
- $c$  Constante de cohesión entre sólidos (adim).
- $c_w$  Constante de cohesión entre sólidos y pared (adim).

En la expresión 1.61, la constante de cohesión entre sólidos ( $c$ ) y la constante de cohesión entre sólidos y pared ( $c_w$ ) tienen un valor igual a cero para materiales no cohesivos. Asimismo, el esfuerzo axial en posición final ( $\sigma_f$ ) tiene un valor igual a cero, según los ensayos de diferentes investigadores (Niederreiter & Sommer, 2004).

Simplificando la expresión 1.61, la disminución de presión estática en un tapón para materiales no cohesivos se obtiene mediante la expresión 1.62:

$$\Delta P_{tapv} = \rho_{am} * g * L_{tap} \quad (1.62)$$

donde:

- $\Delta P_{tapv}$  Disminución de presión estática en un tapón para tubería vertical (Pa).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $kg/m^3$ ).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).

Asimismo, Klinzing encontró que el 95% de la disminución de presión en fase densa-tapón, para tuberías verticales, es responsabilidad del levantamiento del peso del tapón, según los resultados de sus ensayos (Klinzing & Borzone, 1987). Por lo tanto, para una

mejor estimación de la disminución de presión en cada tapón, se utilizará la siguiente expresión 1.63:

$$\Delta P_{tv} = \frac{\rho_{am} * g * L_{tap}}{1000 * 0.95} \quad (1.63)$$

donde:

- $\Delta P_{tv}$  Disminución de presión estática en un tapón para tubería vertical (kPa).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $\text{m/s}^2$ ).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).

### 1.3.2.8. Método para el cálculo de la disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías horizontales

La disminución de presión estática en fase densa-tapón se calculará mediante el método de Mi (Mi & Wypych, 1994). Este método ha sido evaluado por Sánchez, quien concluye que el modelo es preciso para estimar la disminución de presión en fase densa tapón. Los resultados en las pruebas muestran una diferencia del 25% con respecto a los valores medidos. Este rango es aceptado para una estimación de la disminución de presión (Sanchez, 2005).

La disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías horizontales se obtiene mediante iteraciones. Antes de realizar la iteración, se deben conocer los siguientes datos de entrada

- Flujo másico de sólidos
- Flujo másico del aire
- Características de la tubería: diámetro interno y longitud
- Propiedades del material: diámetro de partícula, densidad de material, ángulo de fricción interno, ángulo de fricción de pared en fase densa
- El coeficiente de transmisión de esfuerzo, el cual se calcula con las expresiones 1.36 y 1.37.

Una vez obtenido los datos de entradas, el procedimiento de iteración es el siguiente:

1. Asumir una disminución de presión, la cual será verificada al final.
2. Calcular la densidad media considerando que es igual a la media aritmética entre la densidad inicial y densidad final. La densidad del fluido es únicamente

dependiente de la presión. La temperatura se considera constante en todo el recorrido.

3. Calcular la velocidad de aire promedio considerando la densidad media obtenida en el punto anterior.
4. Calcular la velocidad de tapón reemplazando la velocidad de aire promedio en la expresión 1.42.
5. Calcular la disminución de presión estática reemplazado la velocidad de tapón en la expresión 1.59. El número de Froude está en función de la velocidad de tapón.
6. Por último, verificar la caída de presión asumida con la hallada. Se considera el límite de convergencia igual a +/-1% de error de la cantidad asumida.

#### **1.3.2.9. Método para el cálculo de la disminución de presión estática en fase densa-tapón para tuberías verticales**

La expresión 1.63 permite hallar la disminución de presión en cada tapón para tuberías verticales; sin embargo, para calcular la disminución de presión en el transporte vertical es necesario determinar el número de tapones en transporte. En la actualidad, no se cuenta con una expresión para hallar la cantidad de tapones en transporte. Por lo tanto, la disminución de presión para tubería verticales se considera igual a la disminución de presión en un tapón con la misma longitud de la tubería vertical. Este método de cálculo solo se utilizará para tuberías de longitud corta, ya que, mediante este método, se sobreestima la disminución de presión.

### **1.4. Componentes del sistema de transporte neumático**

El sistema de transporte neumático consta de cuatro componentes, los cuales se describen a continuación.

#### **1.4.1. Suministro de aire**

El suministro de aire proporciona la energía al sistema. Para el sistema con presión positiva, se utilizan compresores, sopladores y ventiladores; y, para el transporte con presión negativa, se utilizan bombas de vacío.

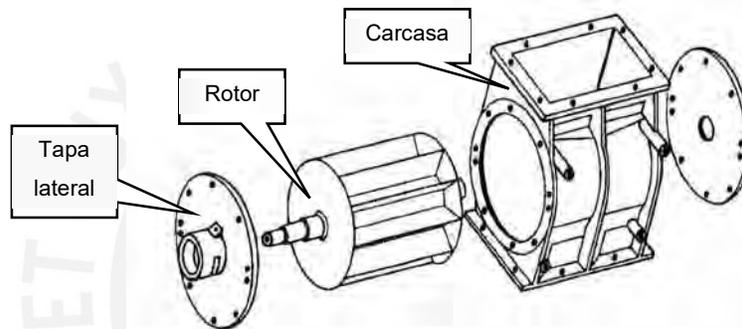
#### **1.4.2. Sistema de alimentación**

Este sistema es crucial para el buen funcionamiento del transporte neumático. En esta zona, se mezcla el material a transportar con el flujo de aire. Dependiendo de las

características del material y el flujo másico de material que se quiere transportar, se utilizan toberas de succión, inyectores tipo Venturi, válvulas rotativas, entre otros.

#### 1.4.2.1. Fundamentos teóricos de válvula rotativas

Las válvulas rotativas cumplen eficazmente las funciones de alimentación y sello de aire, por lo cual son llamadas bloqueador de aire rotativo. Estas constan de dos componentes. El primer componente es el rotor, el cual lo constituyen el eje y las paletas que forman los bolsillos. Estos elementos están unidos de forma simétricamente radial. El segundo componente es la carcasa que tiene la forma adecuada para la eficaz operación de la válvula rotativa.



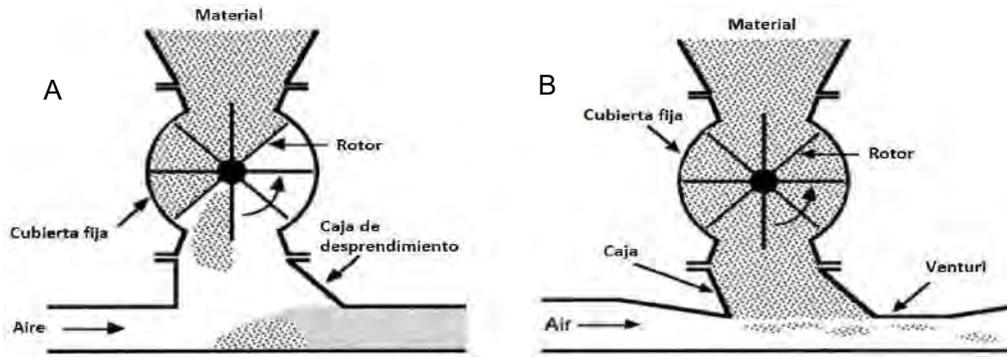
**Figura 15**

*Válvula rotativa y sus componentes*

Nota. Adaptado de "Pneumatic Conveying: A theoretical and practical approach" (Klinzing, 2010).

El mecanismo de las válvulas rotativas empieza con el ingreso del material por el orificio superior. Seguidamente, este material llena los bolsillos que trasladarán el material de la parte superior al orificio inferior de la válvula. En la parte inferior, por efectos de la gravedad, el material caerá hacia la tubería generando la alimentación de material al sistema.

Las válvulas rotativas se pueden encontrar en 2 modelos, según el tipo de material a transportar. Las válvulas rotativas con caja de desprendimiento son apropiadas para material granular, y las válvulas rotativas con Venturi son especiales para materiales cohesivos.



**Figura 16**

*Tipo de válvula rotativas según material a transportar*

Nota: A) Válvula rotativa con caja de desprendimiento B) Válvula rotativa con Venturi. Tomado de "Pneumatic Points to Ponder" (Solt, 1994).

### **Fugas de aire en la válvula rotativa**

En el transcurso de este mecanismo de alimentación, se origina la fuga de aire desde la tubería hacia la parte superior, debido al gradiente de presión que existe. Esta fuga de aire disminuye la capacidad de llenado de los bolsillos.

La fuga del aire es inevitable. Estas fugas se producen por 3 razones, las cuales son las siguientes:

1. El retorno de los bolsillos vacíos después de dejar el material.
2. La holgura entre las paletas y la carcasa.
3. El sellado incompleto del eje con la carcasa.

Las dos primeras razones son las que causan mayores fugas. Estas fugas se pueden estimar con el método de Marcus el cual es apropiado para bajas presiones (Hastie et al., 2001).

Para las fugas por el retorno de los bolsillos, se utiliza la siguiente expresión (Hastie et al., 2001).

$$\dot{V}_{fb} = \frac{D_r^2}{4} * \pi * L_r * n * 60 \quad (1.64)$$

donde:

- $\dot{V}_{fb}$  Caudal de aire de fuga por el retorno de los bolsillos (m<sup>3</sup>/h).
- $D_r$  Diámetro del rotor (m).
- $L_r$  Longitud de rotor (m).
- $n$  Revoluciones por minuto (rpm) .

Para las fugas a través de la holgura entre las paletas y carcasa, se calculará con la siguiente expresión (Hastie *et al.*, 2001).

$$\dot{V}_{fh} = 36 * k_e * A_f * \left( \frac{2 * \Delta p_{vr}}{\rho_i} \right)^{0.5} * 3600 \quad (1.65)$$

donde:

- $\dot{V}_{fh}$  Caudal de aire de fuga por holgura entre paletas y carcasa (m<sup>3</sup>/h).
- $A_f$  Área de fuga a través de los lados y extremos de válvula rotativa (m<sup>2</sup>).
- $\Delta p_{vr}$  Diferencial de presión a través de válvula rotativa (Pa).
- $\rho_{iv}$  Densidad de aire en el lado inferior de válvula rotativa (kg/m<sup>3</sup>).
- $k_e$  Constante de expansión del gas (adim).

El área de fuga ( $A_f$ ) y la constante de expansión de gas se obtienen con las expresiones 1.66 y 1.67 respectivamente (Hastie *et al.*, 2001).

$$A_f = 2 * L_r * h_{pl} + 2 * D_r * h_{pe} \quad (1.66)$$

donde:

- $A_f$  Área de fuga (m<sup>2</sup>).
- $L_r$  Longitud del rotor (m).
- $D_r$  Diámetro del rotor (m).
- $h_{pr}$  Holgura entre rotor de válvula rotativa y carcasa en los lados (m).
- $h_{pe}$  Holgura entre rotor de válvula rotativa y carcasa en los extremos (m).

$$K_e = \frac{1}{3.5} * \left( 4.35 - \frac{P_{iv}}{P_{sv}} \right) - 0.2 \quad (1.67)$$

donde:

- $k_e$  Constante de expansión de gases
- $f_f$  Factor de llenado (adim)
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>)

Para considerar la diferencia de presión en la válvula rotativa, Marcus proporciona una expresión para hallar el total de fuga de aire (Hastie *et al.*, 2001).

$$\dot{V}_{ft} = \frac{P_{iv}}{P_{sv}} * (\dot{V}_{fb} + \dot{V}_{fh}) \quad (1.68)$$

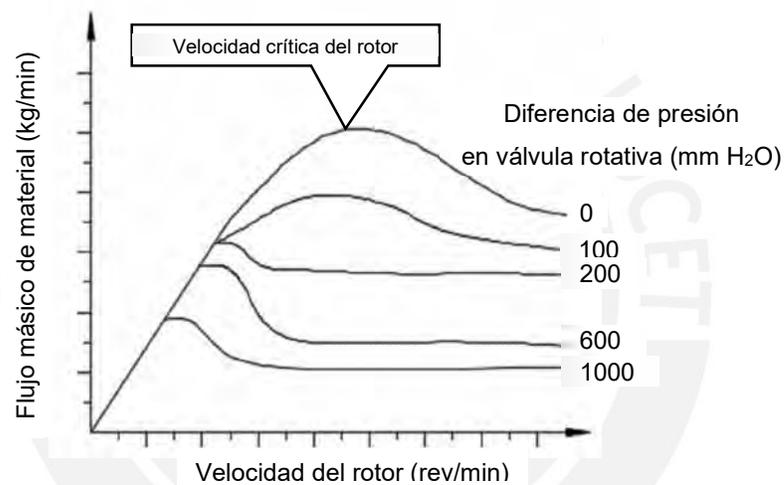
Donde:

- $\dot{V}_{ft}$  Caudal de aire de fuga total (m<sup>3</sup>/h).

- $\dot{V}_{fb}$  Caudal de aire de fuga por el retorno de los bolsillos ( $m^3/h$ ).
- $\dot{V}_{fh}$  Caudal de aire de fuga por holgura entre paletas y carcasa ( $m^3/h$ ).
- $P_{iv}$  Presión del aire en el lado inferior de válvula rotativa (Pa).
- $P_{sv}$  Presión del aire en el lado superior de válvula rotativa (Pa).

### Análisis y medición del flujo de material en válvulas rotativas

En las válvulas rotativas, el flujo de material depende de la velocidad de rotación del rotor. Como se puede ver en la figura 17, el flujo másico es proporcional a la velocidad de rotor hasta la velocidad crítica del rotor. Después de dicha velocidad, el flujo de material disminuye de manera considerable con otro patrón.



**Figura 17**

*Flujo de material de frejoles versus velocidad del rotor*

Nota. Adaptado de "The Interaction between Rotary Valves and Pneumatic Conveying Pipelines" (Kessel, 1985).

Antes de la velocidad crítica del rotor, el flujo de material se calcula con la expresión.

$$\dot{m}_m = f_c * \rho_{am} * Vol_e * n * 60 \quad (1.69)$$

donde:

- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $f_c$  Factor de carga (adim).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material ( $kg/m^3$ ).
- $Vol_e$  Volumen efectivo ( $m^3$ ).

- $n$  Número de revoluciones por minuto (rpm).

El factor de carga ( $f_c$ ) es igual a la unidad para materiales granulares, ya que estos tienen una gran fluidez (Kessel, 1985).

Después de la velocidad de rotor crítica, el flujo de material ha sido estudiado por diferentes investigadores entre ellos Jotaki y Reed, quienes han desarrollado expresiones teóricas similares. Para el presente diseño, se utilizará la expresión de Reed (Kessel, 1985).

Reed proporciona un modelo de llenado de bolsillos, el cual contempla las características del material y la geometría de la válvula rotativa. En este modelo se considera la caída de las partículas hacia al bolsillo por su peso con una oposición de arrastre de partícula por el aire. Reed proporciona la expresión 1.70 para obtener el flujo másico de material (Kessel, 1985).

$$\dot{m}_m = \frac{3600 * n * \rho_{am} * a_e * \pi * D_r * g}{60 * K_m} * \left( \frac{60 * l_e}{\pi * D_r * n} - \frac{1}{K_m} * \left( 1 - e^{-\frac{60 * l_{entrv} * K_m}{\pi * D_r * n}} \right) \right) \quad (1.70)$$

donde:

- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/h).
- $K_m$  Factor de llenado (adim/s).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $D_r$  Diámetro de rotor (m).
- $a_e$  Ancho de entrada (m).
- $l_e$  Longitud de entrada (m).
- $n$  Número de revoluciones por minuto (rev/min).
- $g$  Aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>).

Cabe señalar que al igualar las expresiones 1.69 y 1.70, se obtiene la velocidad crítica del rotor.

### 1.4.3. Sistema de tuberías

El sistema de tuberías lo conforman las cañerías por donde recorre el flujo bifásico. Estas cañerías pueden formarse por tramos dispuestos de forma horizontal y vertical unidos por un codo largo o uniones bridadas. El sistema de tuberías es flexible, ya que puede instalarse en la intemperie o empotradas.

#### **1.4.4. Sistema de separación y recolección**

Al finalizar el transporte, se encuentra el separador de aire-sólido, el cual tiene como principal función la separación, y la descarga del material. Según los diferentes diámetros y densidades de las partículas, se utilizan filtros, ciclones y cámaras de sedimentación.

##### **1.4.4.1. Fundamentos teóricos de separador de ciclón**

El ciclón es el dispositivo más utilizado para la recolección de materiales en la industria. El ciclón es similar a una cámara de sedimentación, pero este utiliza la aceleración centrífuga en lugar de la aceleración gravitacional para la separación de material.

Las características principales del separador de ciclón son las siguientes:

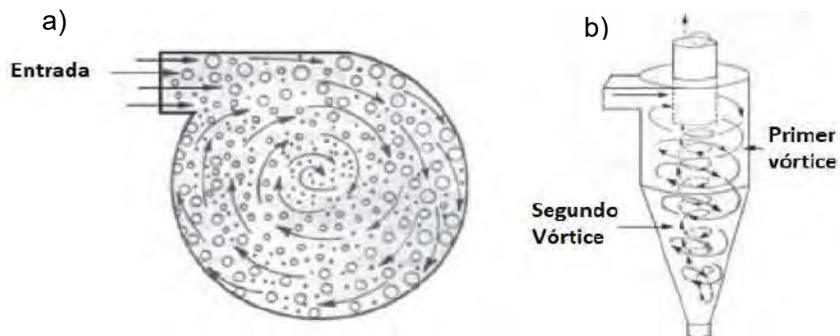
- Dispositivos adecuados para separar materiales mayores a 5  $\mu\text{m}$ .
- Presentan eficiencias de recolección mayores al 90%.
- Facilidad para realizar el mantenimiento, ya que son construcciones simples.
- Facilidad para fabricarlos con una amplia gama de materiales.
- Resistencia a operaciones con alta temperatura y presiones.

##### **Mecanismo de funcionamiento**

El flujo bifásico ingresa de forma tangencial por un orificio rectangular. El flujo toma una trayectoria circunferencial formando un doble vórtice como se aprecia en la figura 18a. El primer vórtice desciende hasta el ápice de la sección cónica por el lado externo. Luego, el segundo vórtice asciende en el lado interno debido a la geometría de la sección cónica del ciclón, y sale por un ducto vertical como se aprecia en la gráfica 18b. Los sólidos más pesados, debido a la fuerza centrífuga, se mueven hacia las paredes y caen hacia el orificio inferior, ya que la fuerza de la gravedad es mayor a la fuerza de arrastre del gas en estos lugares.

##### **Partes principales y proporciones geométricas de un ciclón**

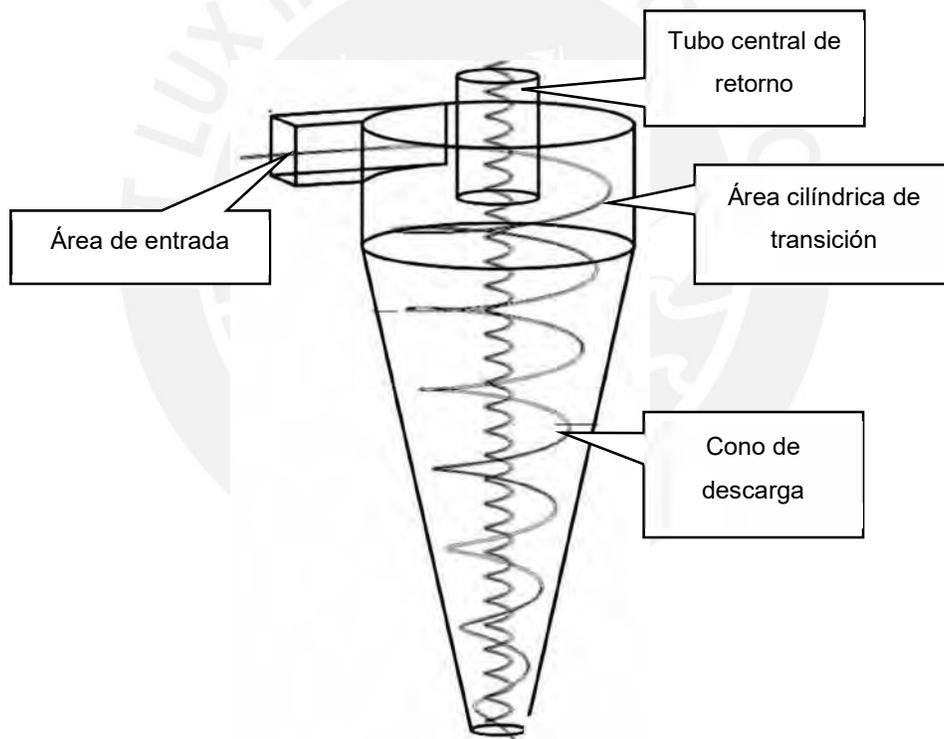
Los ciclones se dividen en cuatro partes principales, y corresponden a: área de entrada, el área cilíndrica de transición, el cono de descarga, y el tubo central de retorno como se aprecia en la figura 19.



**Figura 18**

*Descripción gráfica de mecanismo de funcionamiento de un ciclón*

Nota. A) Vista superior de la separación de sólidos en un ciclón; B) Vista frontal de los vórtices en un ciclón. Tomado de “*Diseño Óptimo de ciclones*” (Echeverri, 2006).



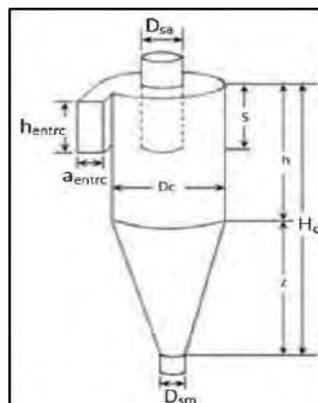
**Figura 19**

*Partes principales de un ciclón*

Nota. Elaboración propia.

En la figura 20, se muestra las proporciones geométricas para la construcción de un ciclón de entrada tangencial.

Diámetro de ciclón ( $D_c$ )
Altura de entrada ( $h_{\text{entrc}}$ )
Ancho de entrada ( $a_{\text{entrc}}$ )
Diámetro de salida ( $h_{\text{entrc}}$ )
Altura parte cilíndrica ( $h$ )
Altura parte cónica ( $z$ )
Altura total del ciclón ( $H_c$ )
Diámetro salida de partículas ( $D_{sm}$ )



**Figura 20**

*Proporciones geométricas para la construcción de un ciclón*

Nota: Tomado de "Diseño óptimo de ciclones" (Echeverri, 2006).

### Descripción de las familias de ciclones

Las familias de ciclones se forman basados en su diseño con proporciones definidas para cada familia. Estas familias son las siguientes: la familia de ciclones convencionales, la familia de ciclones de alta eficiencia, y la familia de ciclones de alta capacidad.

Los ciclones de alta eficiencia están diseñados para obtener mayor separación de materiales que los ciclones convencionales, pero a la vez aumenta la caída de presión, lo que aumenta el costo de operación. Por otro lado, los ciclones de alta capacidad solo remueven partículas mayores a  $20 \mu\text{m}$ , pero tienen una eficiencia de recolección muy baja (Echeverri, 2006).

**Tabla 5**

*Eficiencia de remoción para diferentes familias de ciclones*

Familia de ciclones	Eficiencia de recolección (%)		
	Partículas totales suspendidas (PST)	Partículas con diámetro menor a $10 \mu\text{m}$ (PM10)	Partículas con diámetro menor a $2.5 \mu\text{m}$ (PM2.5)
<b>Convencionales</b>	70 - 90	30 - 90	0 - 40
<b>Alta eficiencia</b>	80 - 99	60 - 95	20 - 70
<b>Alta capacidad</b>	80 - 99	10 - 40	0 - 10

Fuente. "Diseño óptimo de ciclones" (Echeverri, 2006).

### Diseño clásico de ciclón (CCD)

El procedimiento CCD fue desarrollado por Lapple en 1949. Este procedimiento es considerado un método estándar en el diseño de los ciclones, además es aceptado por la comunidad ingenieril. Lapple y posteriores investigadores determinaron las dimensiones óptimas de los ciclones en relación al diámetro del ciclón. Estos trabajos proporcionaron lo que actualmente se conoce como ciclones estándares. En la tabla 6, se muestra los ciclones estándares para la familia de alta eficiencia.

**Tabla 6**

*Dimensiones estándares de familias de ciclones de alta eficiencia*

Dimensión	Relación	Tipo de ciclón		
		Stairmand	Swift	Echeverri
<b>Diámetro del ciclón</b>	$D_c/D_c$	1	1	1
<b>Atura de entrada</b>	$h_{entrc}/D_c$	0.5	0.44	0.5
<b>Ancho de entrada</b>	$a_{entrc}/D_c$	0.2	0.21	0.2
<b>Altura del cilindro de salida de aire</b>	$S/D_c$	0.5	0.5	0.625
<b>Diámetro del cilindro de salida de aire</b>	$D_{sa}/D_c$	0.5	0.4	0.5
<b>Altura parte cilíndrica</b>	$h/D_c$	1.5	1.4	1.5
<b>Altura parte cónica</b>	$z/D_c$	2.5	2.5	2.5
<b>Altura total del ciclón</b>	$H_c/D_c$	4	3.9	4
<b>Diámetro salida de partículas</b>	$D_{sm}/D_c$	0.375	0.4	0.375
<b>Factor de configuración</b>	$G$	551.22	698.65	585.71

Fuente. "Diseño Óptimo de Ciclones" (Echeverri, 2006).

### Mínimo diámetro de partícula separable con un 100% de eficiencia

Como se describió anteriormente, el flujo bifásico realiza giros dentro del ciclón. El número mínimo de vórtices que el gas realiza se calcula con la siguiente expresión de Lapple (Bashir, 2015):

$$N_e = \frac{1}{h_{entrc}} * \left( h + \frac{z}{2} \right) \quad (1.71)$$

donde:

- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $h_{entrc}$  Altura del ingreso a ciclón (m).
- $h$  Altura parte cilíndrica (m).

- $z$  Altura parte cónica (m).

El tiempo de residencia es el tiempo en el cual las partículas se mueven hacia las paredes del ciclón. Este tiempo se puede calcular de la siguiente expresión:

$$\Delta t = \frac{\pi * D_c * N_e}{V_{ic}} \quad (1.72)$$

donde:

- $\Delta t$  tiempo para realizar los giros dentro del ciclón (s).
- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).

La máxima distancia radial que viajará la partícula es el ancho del orificio de entrada ( $a_{entrc}$ ). Asumiendo que la fuerza centrífuga acelera rápidamente a la partícula hasta su velocidad final, la cual es constante cuando las fuerzas actuando en la partícula se equilibran. En el caso de los ciclones, la fuerza centrífuga y la fuerza de arrastre se igualan; por lo tanto, la velocidad final se obtiene mediante la expresión 1.73:

$$w_f = \frac{a_{entrc}}{\Delta t} \quad (1.73)$$

donde:

- $w_f$  Velocidad final (m/s).
- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $\Delta t$  Tiempo que la partícula emplea hasta alcanzar la velocidad final (s).

Por otro lado, la velocidad final para el régimen de Stokes, en el cual se encuentra el flujo bifásico en un ciclón, se calcula mediante la expresión 1.74:

$$w_f = \frac{D_p^2 * (\rho_p - \rho_a) * V_{ic}^2}{18 * \eta * \left(\frac{D_c}{2}\right)} \quad (1.74)$$

- $w_f$  Velocidad final (m/s).
- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $\rho_a$  Densidad de aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $D_p$  Diámetro de partícula (m).

De las ecuaciones 1.71, 1.72, 1.73 y 1.74, se puede despejar el diámetro de partícula que queda suspendido en el vórtice:

$$D_{pr} = \left( \frac{9 * \mu * a_{entrc}}{\pi * N_e * V_{ic} * (\rho_p - \rho_a)} \right)^{0.5} \quad (1.75)$$

donde:

- $D_p$  Diámetro de partícula ( $\mu\text{m}$ ).
- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).
- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $\rho_a$  Densidad de aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $D_p$  Diámetro de partícula (m).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ).

A partir de este diámetro, el ciclón puede recolectar el material con una eficiencia del 100%. Sin embargo, las experiencias realizadas por los investigadores indican que esta expresión falla en predecir este diámetro. Por lo que, el diámetro de partícula mínimo separable con una precisión del 100%, se obtiene de la expresión semi-empírica 1.76 (Cooper & Alley, 2011):

$$D_{pm} = \left( \frac{9 * \mu * a_{entrc}}{2 * \pi * N_e * V_{ic} * (\rho_p - \rho_a)} \right)^{0.5} \quad (1.76)$$

Donde:

- $D_{pm}$  Diámetro de partícula mínimo para una eficiencia del 100% ( $\mu\text{m}$ ).
- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).
- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $\rho_a$  Densidad de aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $D_p$  Diámetro de partícula (m).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ).

### **Eficiencia de recolección**

La eficiencia de recolección será determinada mediante la teoría de Leith y Litch, ya que es el método con mayor precisión. El método toma en cuenta las propiedades físicas

del material, el flujo de aire de arrastre, y, además, las relaciones entre las proporciones del ciclón (Echeverri, 2006).

Para calcular la eficiencia de recolección, primero se debe calcular la eficiencia fraccionaria por intervalos de tamaño de partícula. Esta eficiencia se halla con la siguiente expresión:

$$\eta_i = 1 - e^{-2 * \left( \frac{G * t_i * Q_g * (n+1)}{D_c^3} \right)^{\frac{0.5}{n+1}}} \quad (1.77)$$

donde

- $\eta_i$  Eficiencia parcial (adim).
- $G$  Factor de configuración (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $t_i$  Tiempo de relajación para cada partícula (s).
- $Q_g$  Caudal de gas (m<sup>3</sup>/s).
- $n$  Exponente de vórtice (adim).

El exponente de vórtice ( $n$ ) y el tiempo de relajación ( $t_i$ ) se obtienen con las expresiones 1.78 y 1.79, respectivamente:

$$n = 1 - (1 - 0,67 * D_c^{0.14}) * \left( \frac{T}{283} \right)^{0.3} \quad (1.78)$$

donde

- $n$  Exponente de vórtice (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $T$  Temperatura (K).

$$t_i = \frac{\rho_m * D_p^2}{18 * \mu} \quad (1.79)$$

donde

- $t_i$  Tiempo de relajación para cada partícula (s).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire (Pa·s).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_m$  Densidad del material (Kg/m<sup>3</sup>).

Seguidamente, se calcula la eficiencia total como el promedio ponderado de las eficiencias fraccionarias ( $\eta_i$ ), y el porcentaje en masa ( $\%m_i$ ) de cada intervalo de tamaño de partícula.

$$\eta_t = \sum \eta_i * \%m_i \quad (1.80)$$

donde

- $\eta_t$  Eficiencia total (adim).
- $\eta_i$  Eficiencia parcial (adim).
- $\%m_i$  Porcentaje en masa del intervalo parcial (%).

### Disminución de presión en el ciclón

Para hallar la disminución de presión, se utilizará la expresión 1.81 propuesta por Sheperd y Lapple (Echeverri, 2006):

$$\Delta P_c = \frac{1}{2000} * \rho_a * V_{ic}^2 * N_H \quad (1.81)$$

donde:

- $\Delta P_c$  Disminución de presión estática en el ciclón (kPa).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $N_H$  Número de cabezas (adim).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).

El número de cabezas<sup>2</sup> ( $N_H$ ) se obtiene mediante la expresión 1.82, la cual se presenta a continuación.

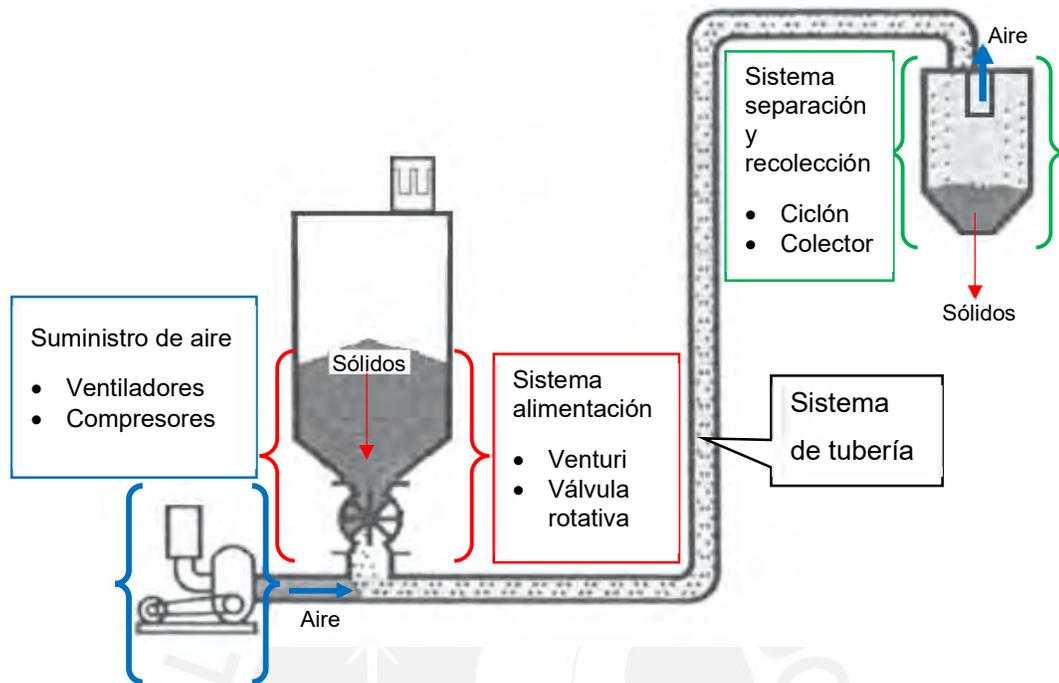
$$N_H = K_{ca} * \frac{a_{entrc} * h_{entrc}}{D_{sm}^2} \quad (1.82)$$

donde:

- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $h_{entrc}$  Altura de entrada (m).
- $D_{sm}$  Diámetro de salida de ciclón (m).
- $K_{ca}$  Constante, toma el valor de 16 para entradas tangenciales (Echeverri, 2006).

---

<sup>2</sup> El número de cabezas se define como el promedio de la presión dinámica en el ingreso al ciclón (Shepherd & Lapple, 1939)



**Figura 21**

*Componentes del sistema de transporte neumático*

Nota. Elaboración propia

## 1.5. Parámetros importantes en los sistemas de transporte neumático

### 1.5.1. Flujo de material ( $\dot{m}_m$ )

El flujo de material es la cantidad de masa de sólidos por unidad de tiempo que el sistema transporta. Los sistemas de transporte neumático pueden alcanzar flujos máxicos de material de hasta 40 toneladas por hora.

### 1.5.2. Razón de mezcla ( $r_m$ )

La razón de mezcla es la relación entre el flujo másico de material, y el flujo másico del aire en el transporte. Asimismo, este es un parámetro principal porque, junto a la velocidad de transporte, define la fase de transporte. En general, para sistemas de grandes dimensiones, la razón de mezcla es menor a 15 en la fase diluida, y es mayor a 15 hasta 800 aproximadamente para la fase densa.

$$r_m = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} \quad (1.83)$$

donde:

- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\dot{m}_a$  Flujo másico de aire (kg/s).

El flujo másico de aire, también, se puede obtener en función de la densidad y la velocidad de promedio al ingreso al sistema:

$$\dot{m}_a = \rho_a * V_a * A_{it} \quad (1.84)$$

donde:

- $\dot{m}_a$  Flujo másico de aire (kg/s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

Por consiguiente, la razón de mezcla se obtiene con la expresión 1.85:

$$r_m = \frac{\dot{m}_m}{\rho_a * V_a * A_{it}} \quad (1.85)$$

donde:

- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

### 1.5.3. Ratio volumétrico ( $\epsilon$ )

El ratio volumétrico se define como la relación entre el volumen ocupado por el aire dentro de una sección de tubería, y el volumen total de la sección de tubería.

$$\epsilon = \frac{Vol_a}{Vol_a + Vol_s} \quad (1.86)$$

donde:

- $\epsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $Vol_a$  Volumen ocupado por el aire en una sección de tubería (m<sup>3</sup>).
- $Vol_s$  Volumen ocupado por sólidos en una sección de tubería (m<sup>3</sup>).

Aplicar esta ecuación en la realidad es muy dificultoso, conociendo otras variables se puede calcular aproximadamente el ratio volumétrico. La siguiente expresión es utilizada para obtener el ratio volumétrico en fase diluida, ya sea en transporte vertical o horizontal (Michaelides, Crowe, & Schwarzkopf, 2007):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}_m}{A_{it} \cdot \rho_m \cdot V_p} \quad (1.87)$$

donde:

- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $V_p$  Velocidad de partícula en fase diluida (m/s).

Para la fase densa tapón, el ratio volumétrico se calcula con la expresión 1.88, debido a la compactación de los materiales en el transporte.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{mg}}{\rho_m} \quad (1.88)$$

donde:

- $\rho_{mg}$  Densidad de material a granel (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).

#### 1.5.4. Velocidad de transición ( $V_{sal}$ )

La velocidad de transición es la mínima velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema que origina el transporte estable en fase diluida. Para material granulado, la velocidad de transición es igual a la velocidad de sedimentación.

Para obtener la velocidad de transición, los investigadores han desarrollado correlaciones, las cuales están en función de las características del material a transportar, y las características del sistema de transporte neumático. Para materiales granulares, el investigador Ochi (1991) dedujo una correlación para la velocidad de transición tomando en cuenta que esta coincide con la mínima caída de presión, y asumiendo que la disminución de presión por la fricción entre sólidos es cero. De esta manera, derivando la expresión 1.89, que representa la disminución de presión con respecto a la velocidad promedio de aire en el ingreso, e igualando a cero, se obtiene la expresión 1.92 que permite hallar la velocidad de transición.

Ecuación de Barth.

$$\Delta P_d = \Delta P_a + \Delta P_s = 0.5 * (\lambda_L + \lambda_z * \mu) * \frac{L_{tub}}{D} * \rho_a * V_a^2 \quad (1.89)$$

Para bajas velocidades

$$\lambda_z = \lambda_{susp} \quad (1.90)$$

$$\lambda_z = \frac{2 * \beta}{V_p * V_a^{-1} * Fr_1^2} \quad (1.91)$$

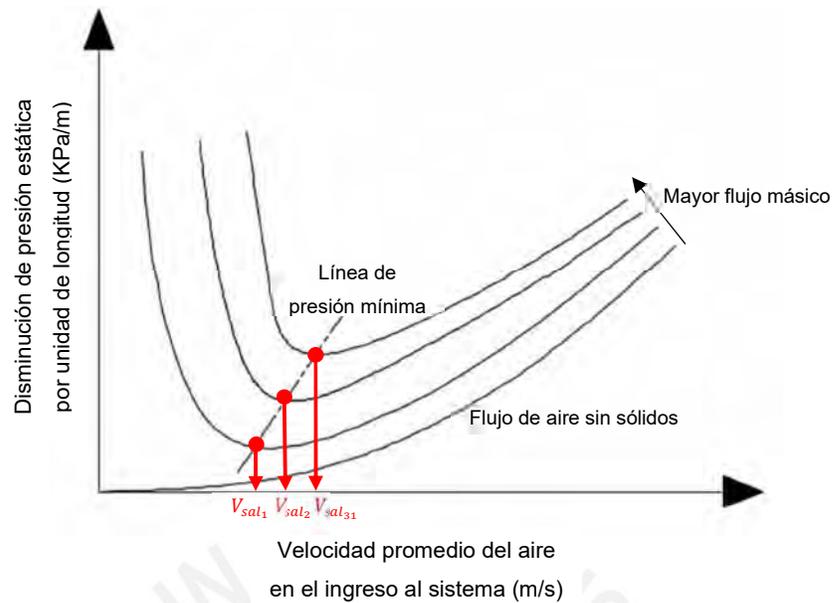
donde:

- $\Delta P_d$  Disminución de presión estática en fase (Pa).
- $\lambda_z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $\beta$  Relación de velocidad final de caída libre y velocidad de partícula (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).
- $Fr_1$  Número de Froude 1  $Fr_1 = V_a^2 / (G * D)$  con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

$$Fr_{1-sal} = 1.05 * f_s^{0.47} * Fr_{1-w_f}^{0.82} * r_m^{0.25} \quad (1.92)$$

Donde:

- $Fr_{1-v_{sal}}$  Número de Froude 2 ( $Fr_1 = V_{sal}^2 / (g * D)$ ) con respecto a velocidad de transición (adim).
- $V_{sal}$  Velocidad de transición (m/s).
- $Fr_{1-w_f}$  Número de Froude 2 ( $Fr_1 = w_f^2 / (g * D)$ ) con respecto a velocidad de transición (adim).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $f_s$  Factor de fricción (adim).



**Figura 22**

*Representación de las velocidades de transición en el diagrama de estado*

Nota. Elaboración propia

#### 1.5.4.1. Velocidad final de caída libre ( $w_f$ )

En el caso del transporte neumático, la velocidad final de caída libre es la velocidad que alcanza el sólido cuando la fuerza de suspensión, y la fuerza de la gravedad se igualan; es decir, el sólido se encuentra suspendido en el flujo de aire. La velocidad final de caída libre se calcula mediante dos enfoques, los cuales se describen a continuación.

El primer enfoque está relacionado a una velocidad final para una sola partícula dentro de la tubería, este enfoque es el más utilizado en las correlaciones para transporte neumático. El segundo enfoque está relacionado a una velocidad final para varias partículas dentro de la tubería.

Para hallar la velocidad final de caída libre, se tomará en cuenta el primer enfoque, donde se equilibran las fuerzas de suspensión, según el régimen del flujo, y la fuerza de gravedad. A continuación, se muestran las expresiones para hallar la velocidad final de caída libre, según el régimen y el número de Reynolds con respecto a la velocidad final de caída libre ( $R_{pf}$ ) (Klinzing *et al.*, 2010).

Para régimen intermedio, la velocidad final de caída libre se obtiene con la expresión 1.93.

$$w_f = \frac{0.153 * g^{0.71} * D_p^{1.14} * (\rho_m - \rho_a)^{0.71}}{\rho_a^{0.29} * \eta^{0.43}} \quad (1.93)$$

El número de Reynold se debe encontrar dentro del siguiente rango.

$$0.5 < Rpf = \frac{\rho_a * V_a * D}{\mu} < 500 \quad (1.94)$$

Para régimen de Newton, la velocidad final de caída libre se obtiene con la expresión 1.95 (Klinzing et al., 2010).

$$w_f = 1.74 * \left( \frac{D_p * (\rho_m - \rho_a) * g}{\rho} \right)^{0.5} \quad (1.95)$$

$$500 < Rpf = \frac{\rho_a * V_a * D}{\mu} < 2 * 10^5 \quad (1.96)$$

Para régimen supercrítico, la velocidad final de caída libre se obtiene con la expresión 1.97 (Klinzing et al., 2010).

$$w_f = 3.65 * \left( \frac{D_p * (\rho_m - \rho_a) * g}{\rho} \right)^{0.5} \quad (1.97)$$

$$Rpf = \frac{\rho_a * V_a * D}{\mu} > 2 * 10^5 \quad (1.98)$$

donde:

- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $R_e$  Número de Reynolds (adim).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire (Pa·s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

Para considerar la forma no esférica de las partículas, a la velocidad final se debe multiplicar por un factor como se muestra en la siguiente expresión:

$$w_{f\psi} = w_f * 0.843 * \log \left( \frac{\psi}{0.065} \right) \quad (1.99)$$

donde:

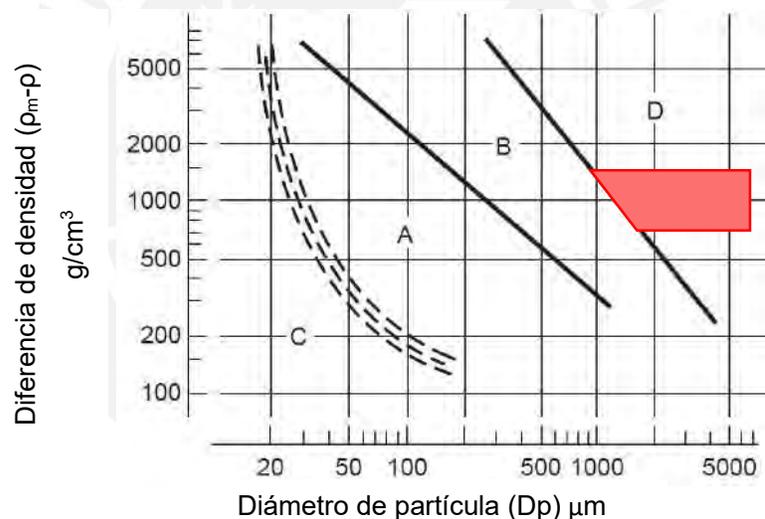
- $w_{f\psi}$  Velocidad final de caída libre considerando sólidos no esféricos (m/s).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $\psi$  Coeficiente de forma (adim).

## CAPÍTULO 2

### Diseño de ingeniería básica del banco de ensayo de transporte neumático

#### 2.1. Caracterización de materiales a ensayar

El banco de ensayo de transporte neumático, por su finalidad, transportará sólidos en fase diluida como densa. En fase diluida, se puede transportar cualquier material; sin embargo, en fase densa tapón los materiales deben de cumplir ciertas características. En primer lugar, las partículas del material deben tener dimensiones entre el rango de 2 a 6 mm. Asimismo, la distribución de tamaños debe ser uniforme. En segundo lugar, el material debe poseer la capacidad de permitir el paso del flujo aire entre sus intersticios; es decir, el material posee una alta permeabilidad. Los materiales, que cumplen con las características mencionadas, son los materiales agrupados en el grupo D del diagrama de Geldart, como se aprecia en la figura 23.



**Figura 23**

*Clasificación de materiales apropiados para el transporte neumático en fase diluida y fase densa tapón en el diagrama de Geldart*

Nota. Adaptado de "Pneumatic Conveying Design Guide" (Mills, 2015).

Para el banco de ensayo a diseñar, se considerará el grupo de materiales cuyos diámetros de partícula tienen valores entre 2 a 6 milímetros, y densidades con valores entre  $500 \text{ kg/m}^3$  y  $1700 \text{ kg/m}^3$ . Este grupo de materiales contempla a aquellos empleados en la industria plástica, industria textil, industria alimentaria e industria agropecuaria (Mills, 2015).

Para el cálculo del banco de ensayo de transporte neumático, se seleccionará 2 materiales de referencia cuyas características están dentro del rango seleccionado.

a) Pellets de polietileno de alta densidad

- Diámetro de partícula 4,0 mm.
- Densidad de material:  $920 \text{ kg/m}^3$ .
- Densidad aparente:  $540 \text{ kg/m}^3$ .

b) Granos de trigo

- Diámetro de partícula 3,47 mm.
- Densidad de material:  $1450 \text{ kg/m}^3$ .
- Densidad aparente:  $820 \text{ kg/m}^3$ .



**Figura 24**

*Pellets de polietileno y granos de trigo*

Nota. Elaboración propia. a) Pellets de polietileno; b) Granos de trigo

## 2.2. Modelo conceptual del banco de ensayo de transporte neumático

El banco de ensayo debe cumplir con el fin de proporcionar la información del transporte neumático de materiales granulares; para ello, en el funcionamiento del banco de ensayo, se debe considerar los procesos mostrados en la figura 25, los cuales se describen a continuación.

- El proceso de la recopilación de las características y datos de los materiales a ensayar.
- El suministro de aire: en este se desarrolla la compresión, ingreso, control y medición del flujo de aire al sistema de transporte neumático.

- El suministro y dosificación del material granular: este proceso comprende el ingreso y la dosificación del material a transportar en el sistema.
- La transición: en este proceso se realiza la mezcla del flujo de aire y el material a transportar. En el proceso de transición de fase diluida, se considera una longitud para el desarrollo total del flujo bifásico.
- La realización de ensayo: en este proceso, el flujo bifásico se ha desarrollado totalmente y se toman las mediciones respectivas de presión.
- Separación y recolección de material: este proceso comprende la separación del aire y material transportado, asimismo se reintegra el material al proceso de alimentación y dosificación.
- Medición y adquisición de datos. este proceso incluye la medición de la velocidad del flujo en el ingreso al transporte neumático y la medición de presión en el tramo de ensayo.
- Procesamiento de datos: los resultados de las mediciones se analizan y estudian.
- Información del transporte neumático: se presenta la información del transporte neumático; dígame, diagrama de fase de transporte neumático y consumo energético específico.

Para dimensionar el banco de ensayo, se debe conocer la longitud de la zona de aceleración que se alcanza en la fase diluida. Esta longitud se calcula mediante la ecuación 1.21:

$$L_{acc} = 6 * D * \left(\frac{D}{D_p}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{\rho_m}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(r_m * \frac{\pi}{4} * \frac{V_a}{(g * D)^{0.5}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

- $L_{acc}$  Longitud de aceleración (m).
- $D$  Diámetro de tubería (m).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $kg/m^3$ ).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $kg/m^3$ ).

Para el banco de ensayo, la mayor longitud se obtendrá bajo las siguientes condiciones.

- El banco de ensayo transporta un flujo másico máximo de 200 kg/h.
- El diámetro interior de la tubería de transporte es de 0,05 m.
- La máxima densidad y mínimo tamaño de diámetro en el grupo de materiales seleccionados son 1500 kg/m<sup>3</sup> y 0,002 m, respectivamente.
- La velocidad máxima del aire en el ingreso del sistema de transporte neumático es de 28 m/s, y la densidad del aire al ingreso en promedio de 1,22 kg/m<sup>3</sup>.

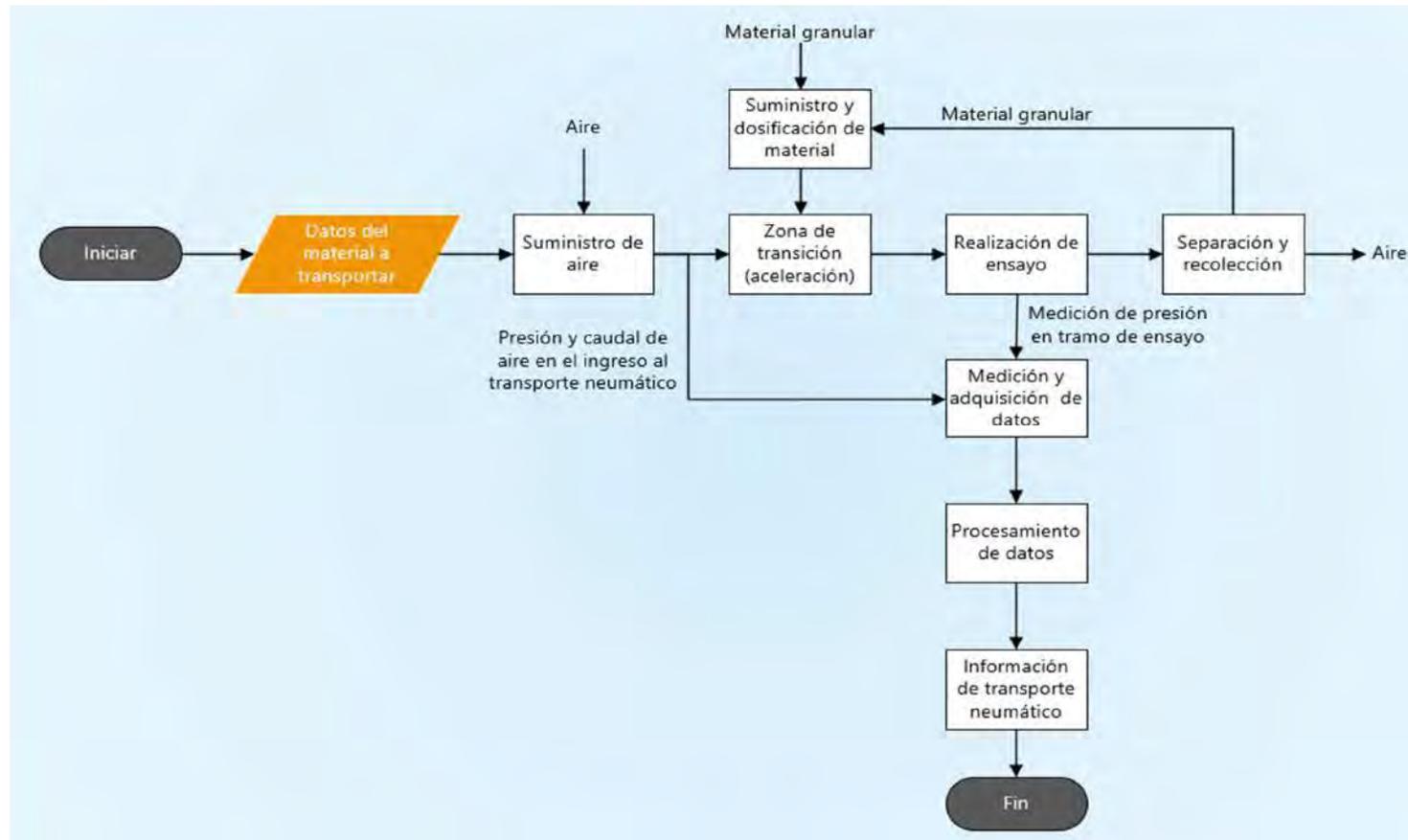
Con estas consideraciones, la relación de mezcla es 0,92. Reemplazando los valores en la ecuación 1.21, la mayor longitud de zona aceleración es la siguiente:

$$L_{acc} = 6 * (5,0 * 10^{-2}) * \left(\frac{5,0 * 10^{-2}}{2,0 * 10^{-3}}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{1,5 * 10^3}{1,22}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(0,92 * \frac{\pi}{4} * \frac{2,80 * 10}{(9,8 * (5,0 * 10^{-2}))^{0,5}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$L_{acc} = 5,15 \text{ m}$$

También, cabe resaltar que después de los cambios de dirección se encuentra una longitud de re-aceleración, la cual es aproximadamente 50 veces el diámetro de la tubería (Uematsu). Esta longitud de re-aceleración se considerará en el dimensionamiento del banco de ensayo.

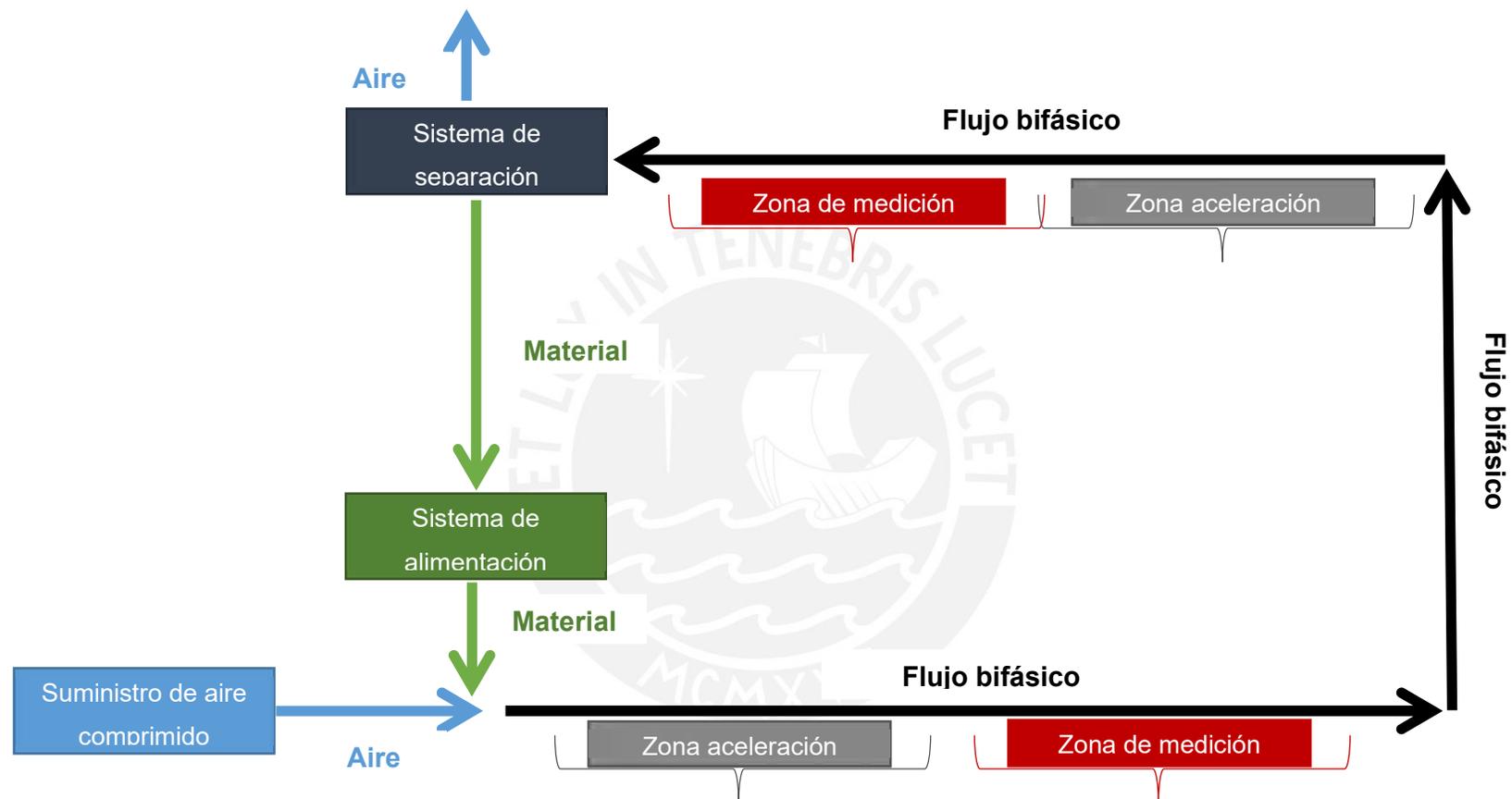
El banco de ensayo debe permitir una recirculación del material; por lo tanto, la configuración del banco de ensayo será con un segmento horizontal inferior de marcha, un segmento vertical y un segmento horizontal superior de retorno como se representa en la figura 26. Teniendo en cuenta la mayor longitud de aceleración calculada y la recomendación del investigador Klinzing (2021), quien indica que es apropiado colocar medidores de presión a cada metro, el segmento horizontal inferior medirá 9,2 m desde el ingreso del material, lo cual permite la medición de presión en cuatro puntos al final del segmento, igualmente el segmento horizontal superior tendrá la misma medida que el segmento horizontal inferior. Por otro lado, se considera un tramo de transporte vertical de 2 m para permitir la re-aceleración del flujo bifásico, y evitar atoramientos.



**Figura 25**

*Modelo conceptual del banco de ensayo de transporte neumático*

Nota. Elaboración propia.



**Figura 26**

*Esquema técnico del banco de ensayo de transporte neumático*

Nota. Elaboración propia.

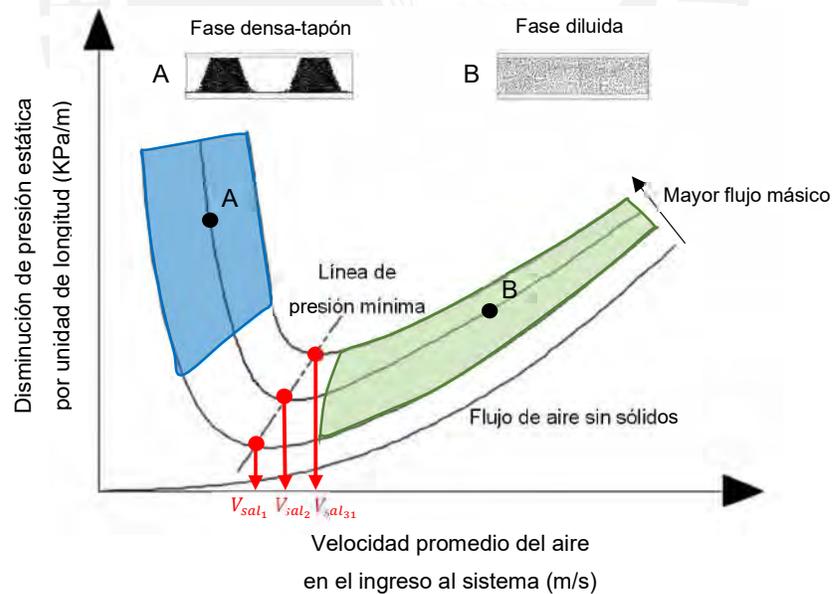
## 2.3. Pérdida de energía en el transporte neumático

La pérdida de energía en el transporte se refleja en la disminución de la presión estática debido a la fricción entre el fluido y las partículas como, también, la fricción entre el fluido y las paredes de la tubería.

Antes de realizar los cálculos de pérdida de energía, se debe conocer la velocidad de ingreso del aire que permita definir el transporte neumático en la fase diluida o en fase densa.

### 2.3.1. Cálculo de la velocidad de transición ( $V_{sal}$ )

Como se mencionó en el apartado 1.1.5.4, la velocidad de transición permite definir la fase a la cual se transportarán los sólidos. El transporte en fase diluida se originará cuando la velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema sea mayor a la velocidad de transición; mientras que, el transporte en fase densa se originará cuando la velocidad del aire en el ingreso al sistema sea menor a la velocidad de transición. La representación gráfica de las condiciones para generar el desarrollo de una fase de transporte neumático se aprecia en la figura 27.



**Figura 27**

*Transporte neumático en fase tapón y fase diluida con respecto a la velocidad de transición*

Nota. Elaboración propia

A continuación, se hallarán la velocidad de transición para los pellets de polietileno y los granos de trigo. La velocidad de transición se hallará con la expresión 1.72.

$$Fr_{1-sal} = 1,05 * f_s^{0.47} * Fr_{1-w_f}^{0.82} * r_m^{0.25} V_{sal}$$

donde:

- $Fr_{1-v_{sal}}$  Número de Froude 2 ( $Fr_1 = V_{sal}^2 / (g * D)$ ) con respecto a velocidad de transición (adim).
- $V_{sal}$  Velocidad de transición (m/s).
- $Fr_{1-w_f}$  Número de Froude 2 ( $Fr_1 = w_f^2 / (g * D)$ ) con respecto a velocidad de transición (adim).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $f_s$  Factor de fricción (adim).

### 2.3.1.1. Velocidad de transición para los pellets de polietileno

Para hallar la velocidad de transición, se requiere conocer el factor de fricción de partícula, velocidad final y razón de mezcla.

#### Cálculo del factor de fricción ( $f_s$ )

El valor del factor de fricción de partícula para los pellets de polietileno es 0,36 (Ochi, 1991).

#### Cálculo de velocidad final ( $w_f$ )

La velocidad final depende del número de Reynolds. Para el régimen de Newton, la velocidad final para sólidos con forma esférica se obtiene con expresión 1.74 mencionada en la sección 1.1.5.5.

$$w_f = 1,74 * \left( \frac{D_p * (\rho_m - \rho_a) * g}{\rho} \right)^{0.5}$$

donde:

- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).

- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire se considera a una temperatura de 20°C  $\mu = 1,8 \cdot 10^{-5}$  (Pa·s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

Sustituyendo los valores para pellets de polietileno en la expresión 1.75

$$w_f = 1,74 * \left( \frac{(4,0 * 10^{-3}) * (9,1 * 10^2 - 1,22) * 9,81}{1,22} \right)^{0,5}$$

$$w_f = 9,41 \frac{m}{s}$$

Se verifica que el número de Reynolds con respecto a la velocidad final de caída libre ( $R_{pf}$ ) se encuentre en el régimen de Newton mediante la expresión 1.76.

$$5,0 * 10^2 < R_{pf} = \frac{\rho_a * V_a D}{\mu} < 2,0 * 10^5$$

donde:

- $R_e$  Número de Reynolds (adim).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire a una temperatura de 20°C  $\mu = 1,8 * 10^{-5}$  (Pa·s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

Sustituyendo los valores para pellets de polietileno en la expresión 1.76

$$5,0 * 10^2 < R_{pf} = \frac{1,22 * 9,41 * (4,0 * 10^{-3})}{1,8 * 10^{-5}} < 2,0 * 10^5$$

$$500 < R_{pf} = 2,55 * 10^3 < 2 * 10^5$$

El valor hallado se encuentra en el régimen de newton.

La velocidad final para sólidos esféricos de polietileno es 9,41 m/s. Sin embargo, para encontrar la velocidad final con la forma real, no esférica, de los pellets de polietileno se halla con la expresión 1.79, la cual adhiere la incertidumbre según la forma del sólido.

$$w_{f\psi} \left[ \frac{m}{s} \right] = w_f * 0,843 * \log \left( \frac{\psi}{0,065} \right)$$

donde:

- $w_{f\psi}$  Velocidad final de caída libre considerando sólidos no esféricos (m/s).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $\psi$  Coeficiente de forma (adim).

Se considerará, por su forma, a los pellets de polietileno como un cilindro cuyo diámetro es igual a su altura; por lo tanto, el factor de forma es 0,87 (Kuni et al., 1991). Sustituyendo los valores en la expresión 1.79:

$$w_{f\psi} = 9,41 * 0,843 * \log\left(\frac{0,87}{0,065}\right)$$

$$w_{f0,87} = 8,93 \frac{m}{s}$$

#### **Cálculo de razón de mezcla con respecto a la velocidad de transición ( $r_{mvsal}$ )**

La razón de mezcla se obtiene con la expresión 1.66.

$$r_m = \frac{\dot{m}_m}{\rho_a * V_a * A_{it}}$$

donde:

- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

Considerando que la situación más crítica ocurre cuando se transporta el máximo flujo másico de material, que es igual a 200 kg/h ( $5,5 * 10^{-2}$  kg/s), y siendo la temperatura 20° C, la densidad de aire al ingreso 1,22 kg/m<sup>3</sup>, la razón de mezcla con respecto a la velocidad de transición será la siguiente:

$$r_{mvsal} = \frac{5,5 * 10^{-2}}{1,22 * (1,96 * 10^{-3}) * V_{sal}}$$

Al reemplazar el factor de fricción, velocidad final y razón de mezcla con respecto a la velocidad de transición en la expresión 1.72, se obtiene la velocidad de transición para los pellets de polietileno.

$$\frac{V_{sal}}{(9,8 * (5,0 * 10^{-2}))^{0.5}} = 1,05 * 0,36^{0.47} * \left( \frac{8,92}{(9,8 * (4,0 * 10^{-3}))^{0.5}} \right)^{0.82} * \left( \frac{5,5 * 10^{-2}}{1,22 * (1,96 * 10^{-3}) * V_{sal}} \right)^{0.25}$$

$$V_{sal} = 12,09 \frac{m}{s}$$

### 2.3.1.2. Velocidad de transición para granos de trigo

De la misma manera, se obtiene la velocidad de transición para los granos de trigo.

#### Cálculo del factor de fricción de partícula ( $f_s$ )

El valor del factor de fricción de partícula para los granos de trigo es 0,4 (Ochi, 1991).

#### Cálculo de velocidad final ( $w_f$ )

La velocidad final para sólidos esféricos de granos de trigo se obtiene con la expresión 1.75 en el régimen de Newton.

$$w_f = 11,05 \frac{m}{s}$$

Se verifica que el número de Reynolds se encuentra entre el rango del régimen de Newton.

$$5,0 * 10^2 < R_{pf} = 2,54 * 10^3 < 2,0 * 10^5$$

Para hallar la velocidad final para sólidos de trigo con forma real, se considera un factor de forma igual a 0,87 en la expresión 1.79.

$$w_{f_{0.87}} = 10,49 \frac{m}{s}$$

#### Cálculo de razón de mezcla con respecto a la velocidad de transición ( $r_{m_{Vsal}}$ )

La razón de mezcla con respecto a la velocidad de transición se obtiene con la expresión 1.66.

$$r_{m_{Vsal}} = \frac{5,5 * 10^{-2}}{1,22 * (1,96 * 10^{-3}) * V_{sal}}$$

Reemplazando los valores de factor de fricción, velocidad final y razón de mezcla, con respecto a la velocidad de transición, en la expresión 1.72.

$$V_{sal} = 13,45 \frac{m}{s}$$

Para garantizar la fase diluida, se utilizará una velocidad mayor a la velocidad de transición. Para pellets de polietileno, se considerará la velocidad promedio de aire en el ingreso igual a 26 m/s y, para los granos de trigo, la velocidad promedio de aire en el ingreso es igual a 28 m/s.

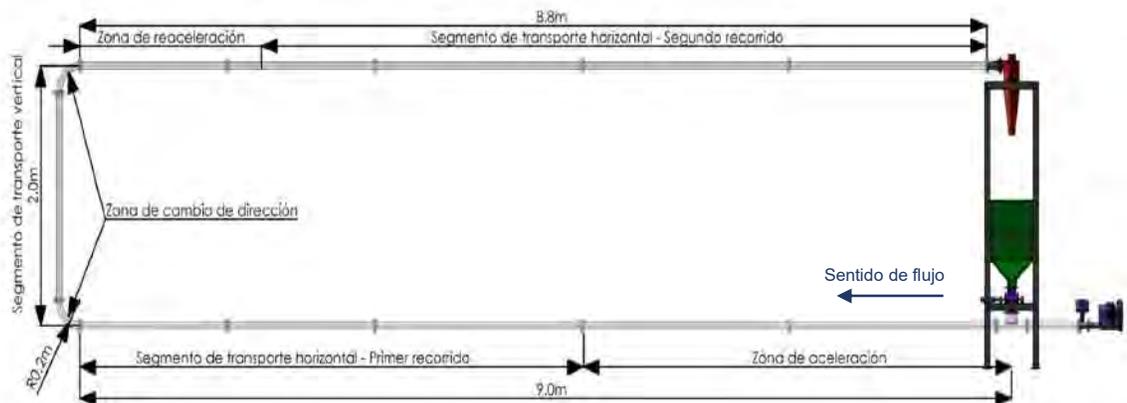
### **2.3.2. Disminución de presión estática en el transporte de fase diluida**

Se desarrollará el cálculo para los pellets de polietileno con la velocidad promedio de aire en el ingreso igual a 26 m/s, lo cual proporcionará un rango de trabajo apropiado para los ensayos en fase diluida.

La disminución de presión estática en los segmentos de aceleración, segmentos de transporte horizontal, segmentos de transporte vertical, y los segmentos de cambios de dirección se halla con diferentes expresiones; sin embargo, la disminución de la presión estática total en fase diluida se obtiene sumando aritméticamente la disminución en cada segmento.

Para el procedimiento de cálculo, el sistema de tuberías se dividirá en 4 segmentos como se aprecia en la figura 28.

1. Segmento de aceleración. Se ubica desde el punto de ingreso del material hasta el fin de la zona de aceleración.
2. Segmento de transporte horizontal. Consta de dos recorridos que son subsiguientes a las zonas de aceleración y zona de re-aceleración, respectivamente.
3. Segmento de transporte vertical. Consta de un recorrido de 2m.
4. Segmento de cambio de dirección. Incluye las zonas de re-aceleración, cuya longitud es de 50 veces el diámetro de la tubería (Uematsu).



**Figura 28**

*Segmentación de sistema de tubería para el cálculo de la disminución de presión en fase diluida*

Nota. Elaboración propia.

### 2.3.2.1. Disminución de presión para transporte de pellets de polietileno

A continuación, se calculará la disminución de presión en los 4 segmentos del sistema de tuberías.

#### Disminución de presión en el segmento de aceleración

La disminución de presión en el segmento de aceleración se obtiene con la expresión 1.22.

$$\Delta P_{acc} = \frac{r_m * \rho_a * V_a * V_p}{1000}$$

donde:

- $\Delta P_{acc}$  Disminución de presión estática en la zona de aceleración (kPa).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_a$  Densidad del aire a 20°C (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_p$  Velocidad de partícula (m/s).

Para calcular la disminución de presión, se requiere calcular la velocidad de partícula en transporte horizontal de fase densa, la cual se obtiene con la expresión 1.24.

$$V_{ph} = V_a * (1 - 0,008 * (D_p * 10^{-3})^{0.3} * \rho_m^{0.5})$$

donde:

- $V_{ph}$  Velocidad de partícula en fase diluida en transporte horizontal (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_m$  Densidad de material ( $\text{kg/m}^3$ ).

Remplazando los valores para pellets de polietileno en la expresión 1.24, se calcula la velocidad de partícula:

$$V_{ph} = (2,6 * 10) * \left(1 - 0,008 * ((4,0 * 10^{-3}) * 10^3)^{0,3} * (9,2 * 10^2)^{0,5}\right)$$

$$V_{ph} = 16,43 \frac{m}{s}$$

Asimismo, se calcula la razón de mezcla máxima mediante la expresión 1.66:

$$r_m = \frac{\dot{m}_m}{\rho_a * V_a * A_{it}}$$

donde:

- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\rho_a$  Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería ( $\text{m}^2$ ).

Reemplazando los valores en la expresión 1.66, se obtiene la relación de mezcla:

$$r_{m_{max}} = \frac{5,5 * 10^{-2}}{1,22 * (1,96 * 10^{-3}) * (2,6 * 10)}$$

$$r_{m_{max}} = 8,85 * 10^{-1} \text{ adim}$$

Sustituyendo los valores en la expresión 1.22, se calcula la disminución de presión en el segmento de aceleración:

$$\Delta P_{acc} = \frac{(8,85 * 10^{-1}) * 1,22 * (2,6 * 10) * 16,44}{1000}$$

$$\Delta P_{acc} = 0,44 \text{ kPa}$$

### Disminución de presión en el segmento de transporte horizontal

La disminución de presión para segmentos de transporte horizontal en fase diluida se obtiene con la expresión 1.12:

$$\Delta P_{dh} = \frac{\rho_a * V_a^2 * L_{tub} * (\lambda_L + r_m * \lambda_Z)}{2 * D * 1000}$$

donde:

- $\Delta P_{dh}$  Disminución de presión estática en fase diluida transporte horizontal (kPa).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\lambda_Z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

Los factores de fricción son iguales en los dos recorridos del segmento de transporte horizontal; por lo tanto, para efectos del cálculo, se reemplazará la longitud de tubería horizontal por la suma de los dos recorridos en la expresión 1.12.

El factor de fricción por la interacción del aire con las paredes de tubería se obtiene con la expresión 1.14:

$$\lambda_L = \frac{0,25}{\left(\log\left(\frac{e}{(3,7 * D)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}}\right)\right)^2}$$

donde:

- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $e$  Rugosidad absoluta de la superficie interna de la tubería (m).
- $Re$  Número de Reynolds (adim).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire a una temperatura de 20°C  $\mu = 1,8 * 10^{-5}$  (Pa·s).

Se calcula el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_a * V_i * D}{\eta}$$

$$Re = \frac{1,22 * (2,6 * 10) * (5,0 * 10^{-2})}{1,8 * 10^{-5}} = 8,81 * 10^4 \text{ adm}$$

La rugosidad absoluta de la superficie interna de la tubería ( $e$ ) es  $1,5 \cdot 10^{-3}$  mm para tubos de plásticos (Chaurette, 2003). Sustituyendo los valores en la expresión 1.14, se calcula el factor de fricción por la interacción del aire con las paredes de tubería.

$$\lambda_L = \frac{0,25}{\left( \log \left( \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{(3,7 \cdot (5,0 \cdot 10^{-2}))} + \frac{5,74}{(8,81 \cdot 10^4)^{0,9}} \right) \right)^2}$$

$$\lambda_L = 1,85 \cdot 10^{-2} \text{ adm}$$

El factor de fricción por la interacción del aire con sólidos se obtiene con la expresión 1.20 mencionada en el apartado 1.1.2.1:

$$\lambda_z = K * r_m^a * Fr_{2-va}^b * Fr_{2-wf}^c * \left( \frac{D}{D_p} \right)^d$$

donde:

- $\lambda_z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $Fr_{2-va}$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = V_a / (g * D)^{0,5}$ ) con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $Fr_{2-wf}$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = w_f / (g * D)^{0,5}$ ) con respecto a velocidad de ingreso de aire al sistema (adim).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad ( $m/s^2$ ).
- $K$  Constante de factor de fricción (adim).
- $a, b, c$  Constante de correlación (adim).

Las constantes se obtienen considerando que el diámetro de partícula de pellets de polietileno es igual a 4mm.

**Tabla 1**

Constante de factor de fricción y exponentes de la ecuación de stegmaier y weber: factor por la interacción del aire con los sólidos

Material/Investigador	K	a	b	c	D
$D_p < 0.5mm$ / Stegmaier	2.1	-0.3	-1	0.25	0.1
$D_p < 0.5mm$ / Weber	0.082	-0.3	-0.86	0.25	0.1

Fuente. Multiphase Flow handbook p. 384 (Michaelides, 2007).

Reemplazando los valores en la expresión 1.18, se obtiene el factor por la interacción del aire y sólidos:

$$\lambda_z = 0,082 * r_m^{-0.3} * Fr_{2-Va}^{-0.86} * Fr_{2-wf}^{0.25} * \left(\frac{D}{D_p}\right)^{0.1}$$

$$\lambda_z = 0,082 * (8,85 * 10^{-1})^{-0.3} * \left(\frac{(2,6 * 10)^2}{9,8 * (5,0 * 10^{-2})}\right)^{-0.86} * \left(\frac{8,93^2}{9,8 * (4,0 * 10^{-3})}\right)^{0.25} * \left(\frac{5,0 * 10^{-2}}{4,0 * 10^{-3}}\right)^{0.1}$$

$$\lambda_z = 1,5 * 10^{-3} \text{ adm}$$

Una vez obtenido los factores de fricción, se requiere hallar la longitud en el primer recorrido, la cual es la diferencia entre la longitud de la tubería horizontal inferior y la longitud de aceleración. La longitud de aceleración se obtiene con la expresión 1.21:

$$L_{acc} = 6 * D * \left(\frac{D}{D_p}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{\rho_m}{\rho_a}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(r_m * \frac{\pi}{4} * \frac{V_a}{(g * D)^{0.5}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

donde:

- $L_{acc}$  Longitud de aceleración (m).
- $D$  Diámetro de tubería (m).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).

Sustituyendo los valores para pellets de polietileno en la expresión 1.21.

$$L_{acc} = 6 * 5,0 * 10^{-2} * \left(\frac{5,0 * 10^{-2}}{4,0 * 10^{-3}}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{9,2 * 10}{1,22}\right)^{\frac{1}{6}} * \left(r_m * \frac{\pi}{4} * \frac{2,6 * 10}{(9,8 * (5,0 * 10^{-2})^{0.5})}\right)^{\frac{1}{3}}$$

La razón de mezcla de mezcla máxima, que se obtuvo anteriormente, es la siguiente:

$$r_{m_{max}} = 8,85 * 10^{-1} \text{ adm}$$

Sustituyendo la razón de mezcla máxima en la expresión 1.21, se obtiene la longitud de aceleración:

$$L_{acc} = 4,1 \text{ m}$$

Por lo tanto, la longitud del primer recorrido se obtiene restando:

$$L_{recorrido1} = L_{tubh_{inf}} - L_{acc}$$

$$L_{recorrido1} = 9,0 - 4,1 = 4,9 \text{ m}$$

Por otra parte, la longitud en el segundo recorrido es la diferencia entre la longitud de la tubería horizontal superior, y la longitud de re-aceleración. La longitud de re-aceleración es 50 veces el diámetro de tubería (Uematsu).

$$L_{re-ac} = 50 * (5,0 * 10^{-2}) = 2,5 \text{ m}$$

$$L_{recorrido2} = L_{tubh_{sup}} - L_{re-ac}$$

$$L_{recorrido2} = 8,8 - 2,5 = 6,30 \text{ m}$$

Por lo tanto, la longitud total del segmento de transporte horizontal es la siguiente:

$$L_{st} = 4,9 + 6,3 = 11,2 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 1.12

$$\Delta P_{dh} = \frac{1,22 * (2,6 * 10)^2 * 11,2 * ((1,85 * 10^{-2}) + (8,85 * 10^{-1}) * (1,5 * 10^{-3}))}{2 * (5,0 * 10^{-2}) * 1000}$$

$$\Delta P_{dh} = 1,83 \text{ kPa}$$

### Disminución de presión para el segmento de transporte vertical

La disminución de presión en transporte vertical se halla mediante la expresión 1.13, como se mencionó en la sección 1.1.2.1:

$$\Delta P_{dv} = \frac{\rho_a * V_a^2 * L_{tub} * (\lambda_L + r_m * \lambda_Z)}{2 * D * 1000} + \frac{\rho_m * (1 - \varepsilon) * H * g + \varepsilon * \rho_a * H * g}{1000}$$

donde:

- $\Delta P_{dv}$  Disminución de presión estática en fase diluida transporte vertical (kPa).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería (m).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $\lambda_z$  Factor de fricción por la interacción del aire con sólidos (adim).
- $\lambda_L$  Factor de fricción por la interacción del aire con paredes de tubería (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $H$  Longitud de tramo vertical (m).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).

En la expresión 1.13, los valores de los factores de fricción son los mismo que los calculados para el segmento horizontal:

$$\lambda_L = 1,85 * 10^{-2} \text{ adm}$$

$$\lambda_z = 1,5 * 10^{-3} \text{ adm}$$

El Ratio volumétrico se obtiene con la expresión 1.68:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}_m}{A_{it} * \rho_m * V_p}$$

donde:

- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $V_p$  Velocidad de partícula en fase diluida (m/s).

En la expresión 1.68, se requiere calcular el valor de la velocidad de partícula  $V_p$  para hallar el Ratio volumétrico. Para ello, se utilizará la expresión 1.25 dada en la sección 1.1.2.4:

$$V_{pv} = V_a - w_f$$

donde:

- $V_{ph}$  Velocidad de partícula en fase diluida en transporte horizontal (m/s).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).

- $w_f$  Velocidad final de caída libre (m/s).

Reemplazando valores:

$$V_{pv} = (2,6 * 10) - 8,93 = 17,07 \frac{m}{s}$$

Se reemplaza la velocidad de partícula para hallar el ratio volumétrico:

$$\varepsilon = 1 - \frac{5,5 * 10^{-2}}{(1,96 * 10^{-3}) * (9,2 * 10) * 17,07} = 9,98 * 10^{-1} \text{ adm}$$

Sustituyendo los valores en la expresión 1.13, se calcula la disminución de presión en el segmento de transporte vertical:

$$\Delta P_{dv} = \frac{1,22 * (2,6 * 10)^2 * 2 * ((1,85 * 10^{-2}) + (8,85 * 10^{-3}) * (1,5 * 10^{-3}))}{2 * (5,0 * 10^{-2}) * 1000} + \frac{(9,2 * 10^2) * (1 - 9,98 * 10^{-1}) * 2 * 9,8 + 9,98 * 10^{-1} * 1,22 * 2 * 9,8}{1000}$$

$$\Delta P_{dv} = 0.39 \text{ kPa}$$

### Disminución de presión en el segmento de cambio de dirección

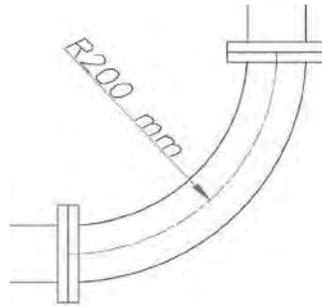
La disminución de presión en los codos se obtiene con la expresión 1.23 dada en la sección 1.1.2.3. Recordar que esta expresión también considera la caída en el tramo de re-aceleración:

$$\Delta P_{cod} = B * (1 + r_m) * \frac{\rho_a * V_a^2}{2 * 1000}$$

donde:

- $\Delta P_{cod}$  Disminución de presión en cambios de dirección (kPa).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $r_m$  Razón de mezcla (adim).
- $B$  Coeficiente de pérdidas en codos (adim).

De la tabla 2, se obtiene el valor del coeficiente de pérdidas en los codos, teniendo en cuenta la relación del radio de curvatura, y diámetro interno de tubería. El radio de curvatura en el sistema de tuberías es de  $2,0 * 10^2$  mm como se aprecia en la figura 29.

**Figura 29**

*Codos en el sistema de tubería*

Nota. Elaboración propia

Se calcula la relación entre el radio de curva y diámetro de tubería:

$$\frac{R_B}{D} = \frac{0,2 \text{ m}}{5,0 * 10^{-2} \text{ m}}$$

$$\frac{R_B}{D} = 4$$

De la tabla 2, el valor del coeficiente de disminución de presión en codos es igual a 0.75.

**Tabla 2**

*Coefficiente de disminución de presión en codos según la relación entre radio de curvatura y diámetro interno de tubería*

Relación de radio de curvatura y diámetro interno de tubería (adim)	Coefficiente de pérdidas en codos (adim)
2	1.5
4	0.75
6	0.5

Fuente. "Understanding bend in pneumatic conveying system" (Dhodapkar, Solt, & Klinzing, 2009).

Sustituyendo los valores en la expresión 1.23, se calcula la disminución de presión al pasar por un codo:

$$\Delta P_{cod} = 0,75 * (1 + 8,85 * 10^{-1}) * \frac{1,22 * (2,6 * 10)^2}{2 * 1000}$$

$$\Delta P_{cod} = 0,58 \text{ kPa}$$

En el segmento de cambio de dirección, existen dos codos; por lo tanto, se calcula la disminución de presión estática multiplicando por dos la expresión 1.23:

$$\Delta P_{cod} = 2 * (0,58)$$

$$\Delta P_{cod} = 1,155 \text{ kPa}$$

En el siguiente recuadro resumen, se muestra los valores de disminución de presión para cada segmento y la disminución de presión total para el transporte de los pellets de polietileno. De igual manera, se muestra los valores de disminución de presión para el transporte de los granos de trigo, al realizar el mismo procedimiento de cálculo para los granos de trigo.

**Tabla 7**

*Resumen de cálculo de la disminución de presión en transporte neumático en fase diluida para pellets de polietileno y granos de trigo*

<b>Caída de presión en fase diluida</b>			
<b>Material</b>	<b>Unidad</b>	<b>Pellets de polietileno</b>	<b>Granos de trigos</b>
Velocidad máxima de diseño	m/s	26	28
Disminución de presión en segmento de aceleración	kPa	0.44	0.469
Disminución de presión en segmento transporte horizontal	kPa	1.837	1.948
Disminución de presión en segmento transporte vertical	kPa	0.388	0.412
Disminución de presión en segmento transporte curvo	kPa	1.155	1.295
Disminución de presión en ciclón	kPa	2.595	3.01
<b>Disminución de presión total</b>	<b>kPa</b>	<b>6.415</b>	<b>7.134</b>

Fuente. Elaboración propia.

### **2.3.3. Disminución de presión estática en el transporte de fase densa**

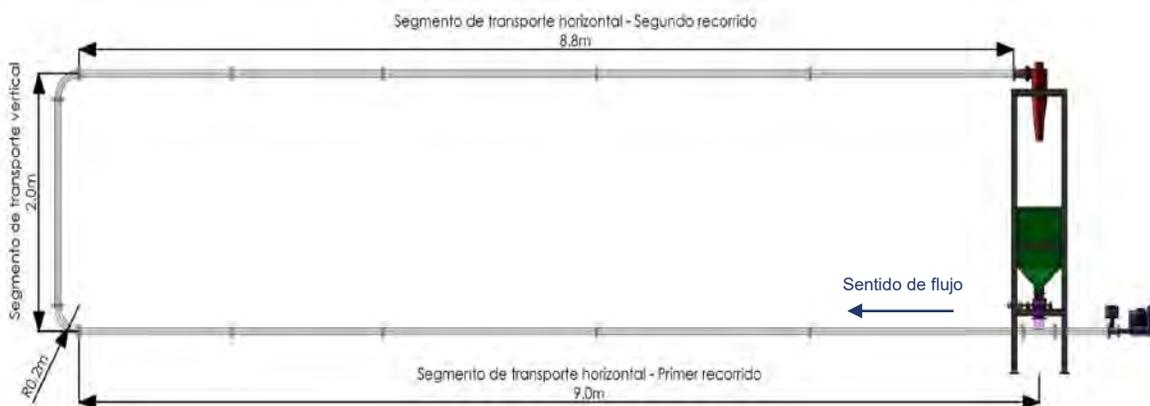
Para el procedimiento de cálculo, se dividió el sistema en 2 segmentos como se aprecia en la figura 30.

1. Segmento de transporte horizontal. Consta de dos recorridos. El primer recorrido se ubica desde el punto de ingreso hasta el primer codo, cuya longitud es de 9,0

m, y el segundo recorrido se ubica desde el segundo codo hasta la entrada al ciclón de recolección, cuya longitud es de 8,8 m.

2. Segmento de transporte vertical. Este segmento tiene una longitud de 2,0 m.

Cabe mencionar que en la fase densa no existe un tramo de aceleración, y la disminución de presión es despreciable en las curvas (Mi, 1994).



**Figura 30**

*Segmentación de sistema de tubería para el cálculo de la disminución de presión en fase Densa*  
Nota. Elaboración propia.

El procedimiento para calcular la disminución de presión en la fase densa es dependiente de las presiones en el inicio, y final de cada segmento. Por ende, se calculará empezando del segundo recorrido del segmento de transporte horizontal hasta el primer recorrido del segmento de transporte horizontal. De esta forma, la presión en el inicio del segundo recorrido del transporte horizontal es la presión final del segmento de transporte vertical, y así sucesivamente.

Para el presente cálculo, se muestra la iteración final siguiendo el procedimiento mencionado en el apartado 1.1.3.3 y 1.1.3.4.

### **2.3.3.1. Disminución de presión para transporte de pellets de polietileno en fase densa**

La velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema es un factor preponderante en la formación de la fase densa tapón. En la figura 31, se muestra la relación entre la velocidad tapón, y velocidad de aire en la entrada para pellets de polietileno, según la expresión teórica-empírica 1.42. De la figura 31, se obtiene la mínima velocidad del aire

para la fase densa tapón igual a 1,73 m/s. De esta forma, se considerará la velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema igual a 2,0 m/s para los cálculos.

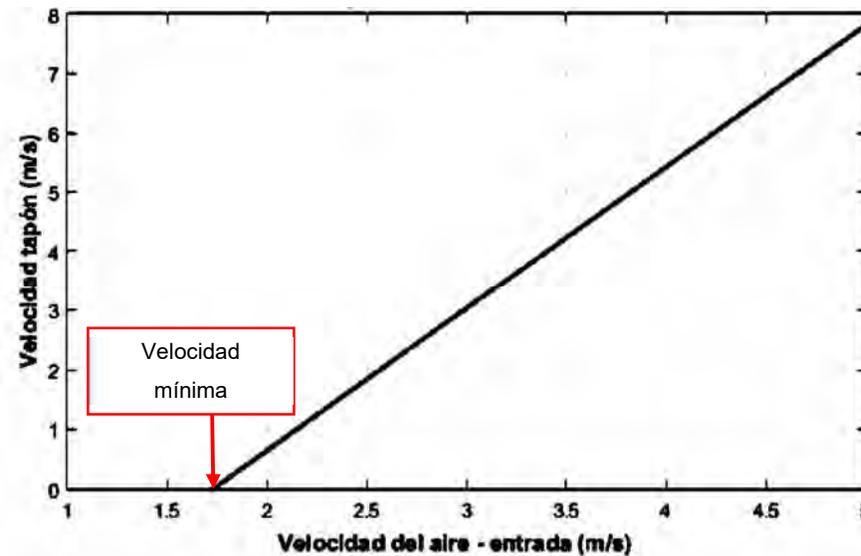


Figura 31

Velocidad promedio del aire en el ingreso al sistema mínima para generar la fase densa en pellets de polietileno

Nota. Elaboración propia

El flujo másico de aire al ingreso se obtiene con la expresión 1.65, en la cual se consideró la presión absoluta en el ingreso al sistema igual a 120 kPa, y la temperatura igual a 30°C.

$$\dot{m}_a = \rho_a * V_a * A_{it}$$

donde:

- $\dot{m}_a$  Flujo másico de aire (kg/s).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).

Sustituyendo los valores en la expresión 1.65, se calcula el flujo másico de aire en el ingreso al sistema.

$$\dot{m}_a = 1,38 * 2,0 * (1,96 * 10^{-3})$$

$$\dot{m}_a = 5,4 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Al final, se verificará si la presión de entrada asumida es la correcta considerando un límite de convergencia igual a +/-1%.

### **Disminución de presión en el segundo recorrido del segmento de transporte horizontal**

Para el cálculo de la disminución de presión, se seguirá el método de iteración descrito en el apartado 1.1.3.3. A continuación, se presentan los datos de entrada para la iteración.

- Flujo másico de pellets de polietileno: 200 kg/h.
- Flujo másico de aire: 0.005 kg/s.
- Presión de salida en el segundo recorrido: la caída de presión en el ciclón es despreciable debido a las bajas velocidad con que se transporta en la fase densa tapón. Por lo tanto, la presión de salida es igual a la presión atmosférica al nivel del mar; es decir, 101 KPa.
- Características de la tubería.
  - ✓ Diámetro interno de tubería:  $5,0 \times 10^{-2}$  m.
  - ✓ Longitud de segundo recorrido: 8,8 m.
- Propiedades de la partícula de pellets de polietileno.
  - ✓ Diámetro de partícula:  $4,0 \times 10^{-3}$  m.
  - ✓ Densidad de los pellets de polietileno:  $920 \text{ kg/m}^3$ .
  - ✓ Densidad aparente de material:  $540 \text{ kg/m}^3$ .
  - ✓ Densidad aparente relativa con respecto al agua: 0,54.
  - ✓ Ángulo de fricción interno:  $44,70^\circ$  (Mi, 1994).
  - ✓ Ángulo de fricción de pared:  $18,0^\circ$  (Vásquez, 2003).

Definidos los datos de entrada, se realiza el proceso de iteración desde el paso 1 al paso al paso 6.

#### Paso 1

Se asume una disminución de presión igual a 2.75 kPa.

#### Paso 2

La densidad media será igual a la media aritmética entre la densidad en el ingreso, y la densidad en la salida.

$$\rho_m = \frac{1}{2} * (\rho_i + \rho_f)$$

En el punto de salida, se considera la presión de salida igual a 101 KPa absoluta, y una temperatura final de 30 °C. Aplicando la ley universal de gases, la densidad final es la siguiente:

$$\rho_f = \frac{P}{R * T} = \frac{101,0}{0,286 * (273 + 30,0)}$$

$$\rho_f = 1,16 \frac{kg}{m^3}$$

Antes de calcular la densidad media, se calculará la densidad inicial dado que existe una relación entre las presiones, y la densidad al considerar la temperatura constante en todo el tramo. Esta relación es la siguiente:

$$\frac{P_i}{\rho_i} = \frac{P_f}{\rho_f}$$

Reemplazando el valor de presión inicial como la suma de la presión final más la disminución de presión asumida; por lo tanto, la densidad inicial es la siguiente:

$$\rho_i \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = \frac{(P_f + P_{asum})}{P_f} * \rho_f$$

De esta manera, la densidad media se obtiene de la siguiente forma:

$$\rho_m \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = \frac{1}{2} * \rho_f * \left( \frac{(P_f + P_{asum})}{P_f} + 1 \right)$$

Reemplazando valores, se calcula la densidad media:

$$\rho_m = \frac{1}{2} * 1,16 * \left( \frac{(101,0 + 2,75)}{101,0} + 1 \right)$$

$$\rho_m = 1,18 \frac{kg}{m^3}$$

### Paso 3

Considerando el valor de la densidad media, se halla el valor de la velocidad media del aire:

$$V_{am} \left[ \frac{m}{s} \right] = \frac{m_a}{\rho_m * A_{it}}$$

$$V_{am} = \frac{5,4 * 10^{-3}}{1,18 * (1,96 * 10^{-3})}$$

$$V_{am} = 2,33 \frac{m}{s}$$

#### Paso 4

La velocidad tapón está relacionada con la velocidad media del aire mediante la expresión 1.42:

$$U_{tap} = K_v * (V_a - V_{mint})$$

donde:

- $U_{tap}$  Velocidad tapón (m/s).
- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_{mint}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s).

Para calcular la velocidad de tapón, se requiere conocer el valor de la constante de velocidad ( $K_v$ ) y la velocidad mínima de aire en el ingreso para el desarrollo de fase densa-tapón ( $V_{mtap}$ ).

La constante de velocidad ( $K_v$ ) se obtiene con la expresión 1.45:

$$K_v = 105 * \frac{\varepsilon * D_p}{D} * \left( \frac{\tan(\phi_w)}{\tan(\phi_s)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

donde:

- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (adim).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (adim).
- $D$  Diámetro interno de tubería (m).

En la expresión 1.45, el ratio volumétrico no es conocido. Este ratio se obtiene mediante la expresión 1.69 para la fase densa tapón:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_{mg}}{\rho_m}$$

donde:

- $\rho_{mg}$  Densidad del material a granel (kg/m<sup>3</sup>).
- $\rho_m$  Densidad de material (kg/m<sup>3</sup>).

Reemplazando los valores en la expresión 1.69, se obtiene el ratio volumétrico:

$$\varepsilon = 1 - \frac{5,4 * 10^2}{9,2 * 10^2}$$

$$\varepsilon = 0,41 \text{ adm}$$

Seguidamente, se calcula la constante de velocidad sustituyendo el ratio volumétrico en la expresión 1.45:

$$K_v = 105 * 0,41 * \frac{4,0 * 10^{-3}}{5,0 * 10^{-2}} * \left( \frac{\tan(18)}{\tan(44.70)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$K_v = 2,39 \text{ adm}$$

la velocidad mínima de aire en el ingreso para el desarrollo de fase densa-tapón ( $V_{mtap}$ ) se obtiene con la expresión 1.46:

$$V_{mtap} = \frac{\rho_{am} * g * \tan(\phi_w) * \varepsilon^3 * D_p}{180 * (1 - \varepsilon) * \eta}$$

donde:

- $V_{mtap}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $\varepsilon$  Ratio volumétrico (adim).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire a una temperatura de 30°C  $\mu = 1,87 * 10^{-5}$  (Pa\*s).
- $\phi_w$  Ángulo de fricción de pared (sexagesimal).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).

Sustituyendo los valores en la expresión 1.46, se calcula la velocidad mínima en el ingreso para el desarrollo de fase densa-tapón:

$$V_{mtap} = \frac{(9,2 * 10) * 9,8 * \tan(18) * 0,41^3 * (4,0 * 10^{-3})^2}{180 * (1 - 0,41) * 1,87 * 10^{-5}}$$

$$V_{mint} = 1,67 \frac{m}{s}$$

Sustituyendo la constante de velocidad ( $K_v$ ) y la velocidad mínima de aire en el ingreso para el desarrollo de fase densa-tapón ( $V_{mtap}$ ) en la expresión 1.42, se obtiene la velocidad de tapón:

$$U_{tap} = 2,39 * (2,32 - 1,67)$$

$$U_{tap} = 1.58 \frac{m}{s}$$

### Paso 5

La disminución de presión para tuberías horizontales se obtiene con la expresión 1.59:

$$\Delta P_{th} = \left( 1 + 1.084 * \lambda_{ct} * Fr_2^{0.5} + 0.542 * Fr_2^{-0.5} \right) * \frac{2 * g * \mu_w * \dot{m}_m * L_{tub}}{1000 * A_{it} * U_{tap}}$$

donde:

- $\Delta P_{th}$  Disminución de presión estática en fase densa tapón para transporte horizontal (kPa).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $Fr_2$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = U_{tap}/(g * D)^{0.5}$ ) con respecto a velocidad de tapón (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).

Para aplicar la expresión 1.59, se debe conocer el coeficiente de transmisión de esfuerzo. Este se obtiene con las expresiones 1.36 y 1.37:

$$\lambda_{ct} = \frac{1 - \text{sen}(\phi_s) * \cos(\omega - \phi_w)}{1 + \text{sen}(\phi_s) * \cos(\omega - \phi_w)}$$

$$\text{sen}(\omega) = \frac{\text{sen}(\phi_w)}{\text{sen}(\phi_s)}$$

donde:

- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).

Con respecto al valor del ángulo estático de fricción, este se calcula con la expresión 1.38:

$$\phi_s = \frac{4}{3} * \phi_w * \rho_{amr}^{\frac{1}{3}}$$

donde:

- $\phi_s$  Ángulo estático de fricción (sexagesimal).
- $\phi_w$  Ángulo estático de fricción de pared (sexagesimal).
- $\rho_{amr}$  Densidad aparente de material relativa con respecto a la densidad del agua a 4° C (kg/m<sup>3</sup>).

Reemplazando valores, se calcula el ángulo estático de fricción:

$$\phi_s = \frac{4}{3} * 18,0 * 0,54^{\frac{1}{3}}$$

$$\phi_s = 19,54^\circ \text{ sexagesimales}$$

El ángulo de fricción de pared es propiedad de cada material, el cual es un dato de entrada. Para los pellets de polietileno, el ángulo de fricción de pared es igual a 18° (Vásquez, 2003).

Al reemplazar los valores en las expresiones 1.36 y 1.37, se obtiene el coeficiente de transmisión:

$$\lambda_{ct} = \frac{1 - \text{sen}(19,54) * \cos(60,79 - 18,0)}{1 + \text{sen}(19,54) * \cos(60,79 - 18,0)}$$

$$\lambda_{ct} = 0,60 \text{ adm}$$

Sustituyendo el coeficiente de transmisión de esfuerzo en la expresión 1.59, se calcula la disminución de presión en el segundo recorrido del segmento de transporte horizontal.

$$\Delta P_{th} = \left( 1 + 1,084 * 0,60 * \left( \frac{1,58^2}{9,8 * (5,0 * 10^{-2})} \right)^{0,5} + 0,542 * \left( \frac{1,58^2}{9,8 * 5,0 * 10^{-2}} \right)^{-0,5} \right) * \frac{2 * 9,8 * 0,32 * (5,5 * 10^{-2}) * 8,8}{1000 * (1,96 * 10^{-3}) * 1,58}$$

$$\Delta P_{th} = 2,73 \text{ kPa}$$

### Paso 6

Se verifica que la diferencia entre la disminución de presión asumida y la disminución de presión calculada está dentro del límite de convergencia:

$$\text{Diferencia} = 2,75 - 2,73 = 0,02$$

La diferencia es menor al 1% de la disminución de presión asumida; por lo tanto, se verifica que la caída de presión en el segundo recorrido del segmento es la siguiente:

$$\Delta P_{th} = 2,75 \text{ kPa}$$

Asimismo, la presión en la entrada del segundo recorrido del segmento de transporte horizontal es la suma de presión de salida más la disminución de presión.

$$P_{ini-r_{2-th}} = 101,0 + 2,75 = 103,75 \text{ kPa}$$

### Disminución de presión en el segmento de transporte vertical

Debido a la corta longitud del segmento de transporte vertical, se calculará la disminución de presión con la expresión 1.63:

$$\Delta P_{tv} = \frac{\rho_{am} * g * L_{tap}}{1000 * 0,95}$$

donde:

- $\Delta P_{tapv}$  Disminución de presión estática en un tapón para tubería vertical (kPa).
- $\rho_{am}$  Densidad aparente de material (kg/m<sup>3</sup>).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $L_{tap}$  Longitud de tapón (m).

Reemplazando los valores, se calcula la disminución de presión en el segmento de transporte vertical:

$$\Delta P_{tv} = \frac{(5,4 * 10^2) * 9,8 * 2,0}{1000 * 0,95}$$

$$\Delta P_{tv} = 11,14 \text{ kPa}$$

Asimismo, la presión al inicio del segmento de transporte vertical será igual a la suma de la presión final del segmento más la disminución de presión:

$$P_{ini-tv} = 103,75 + 11,14$$

$$P_{ini-} = 114,89 \text{ kPa}$$

### 2.3.3.2. Disminución de presión en el primer recorrido del segmento de transporte horizontal

De igual forma como se calculó la disminución de presión en el segundo recorrido, se utilizará el método de iteración para el primer recorrido del segmento de transporte vertical. A continuación, se presentan los datos de entrada.

- Flujo másico de pellets de polietileno:  $2,0 * 10^2$  kg/h.
- Flujo másico de aire:  $5,4 * 10^{-3}$  kg/s.

- Presión de salida en el primer recorrido: Esta presión es igual a la presión inicial en el segmento de transporte vertical. Del cálculo anterior, la presión de salida es 114,89 kPa.
- Características de la tubería.
  - ✓ Diámetro interno de tubería:  $5,0 \cdot 10^{-2}$  m.
  - ✓ Longitud de primer recorrido: 9.0 m.
- Propiedades de la partícula de pellets de polietileno.
  - ✓ Diámetro de partícula:  $4 \cdot 10^{-3}$  m.
  - ✓ Densidad de los pellets de polietileno:  $9,2 \cdot 10^2$  kg/m<sup>3</sup>.
  - ✓ Densidad aparente de material:  $5,4 \cdot 10^2$  kg/m<sup>3</sup>.
  - ✓ Densidad aparente relativa con respecto al agua: 0,54.
  - ✓ Ángulo de fricción interno: 44,70 ° (Mi, 1994).
  - ✓ Ángulo de fricción de pared: 18,0° (Vásquez, 2003).

Determinado los valores de entrada, se procede a realizar la iteración.

#### Paso 1

Se asume una disminución de presión igual a 4,2 KPa.

#### Paso 2

Se calcula la densidad media con la siguiente expresión:

$$\rho_m = \frac{1}{2} * \rho_f * \left( \frac{(P_f + P_{asum})}{P_f} + 1 \right)$$

Considerando en el punto de salida con una temperatura igual a 30°C, y la presión calculada en el punto inicial del segmento vertical igual a 115.32 kPa, se calcula la densidad en el punto de salida.

$$\rho_f = \frac{P}{R * T} = \frac{114,89}{0,286 * (273 + 30)}$$

$$\rho_f = 1,32 \frac{kg}{m^3}$$

Reemplazando valores, se obtiene la densidad media:

$$\rho_m = \frac{1}{2} * 1,32 * \left( \frac{(114,89 + 4,2)}{114,89} + 1 \right)$$

$$\rho_m = 1,35 \frac{kg}{m^3}$$

Paso 3

Considerando el valor de la densidad media, se obtiene la velocidad media del aire.:

$$V_{am} = \frac{5,4 * 10^{-3}}{1,35 * (1,96 * 10^{-3})}$$

$$V_{am} = 2,04 \frac{m}{s}$$

Paso 4

Aplicando la expresión 1.42, se calcula la velocidad de tapón:

$$U_{tap} = K_v * (V_a - V_{mint})$$

donde:

- $U_{tap}$  Velocidad tapón (m/s).
- $K_v$  Constante de velocidad (adim).
- $V_a$  Velocidad promedio de aire en el ingreso al sistema (m/s).
- $V_{mint}$  Velocidad mínima de aire para desarrollo de fase densa-tapón (m/s).

La constante de velocidad ( $K_v$ ) y la velocidad mínima de aire en el ingreso para el desarrollo de la fase densa-tapón están en función de las propiedades del material; por lo tanto, estas son las mismas obtenidas anteriormente:

$$K_v = 2,39 \text{ adm}$$

$$V_{mint} = 1,67 \frac{m}{s}$$

Aplicando la expresión 1.42, se obtiene la velocidad de tapón:

$$U_{tap} = 2,394 * (2,04 - 1,67)$$

$$U_{tap} = 0,88 \frac{m}{s}$$

Paso 5

Se calcula la disminución de presión con la expresión 1.59:

$$\Delta P_{th}[kPa] = \left(1 + 1.084 * \lambda_{ct} * Fr_{2-U_{tap}}^{0.5} + 0.542 * Fr_{2-U_{tap}}^{-0.5}\right) * \frac{2 * g * \mu_w * \dot{m}_m * L_{tub}}{1000 * A_{it} * U_{tap}}$$

donde:

- $\Delta P_{th}$  Disminución de presión estática en fase densa tapón para transporte horizontal (kPa).
- $\lambda_{ct}$  Coeficiente de transmisión de esfuerzo (adim).
- $U_{tap}$  Velocidad de tapón (m/s).
- $L_{tub}$  Longitud de tubería total (m).
- $A_{it}$  Sección interna de la tubería (m<sup>2</sup>).
- $Fr_2$  Número de Froude 2 ( $Fr_2 = U_{tap}/(g * D)^{0.5}$ ) con respecto a velocidad de tapón (adim).
- $\dot{m}_m$  Flujo másico de material (kg/s).
- $g$  Aceleración de gravedad (m/s<sup>2</sup>).
- $\mu_w$  Coeficiente de fricción entre pared y el tapón  $\mu_w = \tan(\phi_w)$  (adim).

El coeficiente de transmisión de esfuerzo es el mismo que en el primer recorrido por estar en función de las propiedades del material:

$$\lambda_{ct} = 0,60 \text{ adm}$$

Sustituyendo los valores en la expresión 1.59, se calcula la disminución de presión:

$$\Delta P_{th} = \left( 1 + 1,084 * 0,60 * \left( \frac{0,88^2}{9,8 * (5,0 * 10^{-2})} \right)^{0.5} + 0,542 * \left( \frac{0,88^2}{9,8 * (5,0 * 10^{-2})} \right)^{-0.5} \right) * \frac{2 * 9,8 * 0,32 * (5,5 * 10^{-2}) * 9,0}{1000 * (1,96 * 10^{-3}) * 0,88}$$

$$\Delta P_{th} = 4,17 \text{ kPa}$$

### Paso 6

Se verifica que la diferencia entre la disminución de presión asumida y la disminución de presión calculada está dentro del límite de convergencia;

$$\text{Diferencia} = 4.2 - 4.17 = 0.02 \text{ kPa}$$

La diferencia es menor al 1% de la disminución de presión asumida; por lo tanto, se verifica que la caída de presión en el segundo recorrido del segmento es la siguiente:

$$\Delta P_{th} = 4.2 \text{ kPa}$$

La presión en la entrada del primer recorrido del segmento de transporte horizontal es la suma de presión de salida más la disminución de presión:

$$P_{ini-rec1-t} = 114,89 + 4.2 = 119,10 \text{ kPa}$$

Asimismo, se verifica que la presión en el ingreso al sistema es aproximadamente 120 kPa.

En el siguiente recuadro resumen, se muestra los valores de caída de presión para cada segmento, y la caída de presión total para el transporte de los pellets de polietileno en fase densa. De igual manera, se muestra los valores de caída de presión para el transporte de los granos de trigo al realizar el mismo procedimiento de cálculo.

**Tabla 8**

*Resumen de cálculo de la disminución de presión en transporte neumático en fase densa para pellets de polietileno y granos de trigo*

<b>Disminución de presión en fase densa</b>			
<b>Material</b>	<b>Unidad</b>	<b>Pellets de polietileno</b>	<b>Granos de trigo</b>
Disminución de presión en segmento transporte horizontal – primer recorrido	kPa	4.2	5.5
Disminución de presión en segmento transporte vertical	kPa	11.14	16.75
Disminución de presión en segmento transporte horizontal – segundo recorrido	kPa	2.75	2.34
<b>Disminución de presión total</b>	<b>kPa</b>	<b>18.1</b>	<b>24.59</b>

Fuente. Elaboración propia.

#### **2.4. Selección del suministro de aire**

De los cálculos realizados, se define los requerimientos de presión y caudal de aire que debe proporcionar el suministro de aire para lograr el transporte neumático en fase densa y en fase diluida.

Para el transporte neumático de fase diluida, se obtiene la velocidad máxima promedio de aire en el ingreso igual a 28 m/s; por lo tanto, para la selección del suministro, se considerará una velocidad promedio de aire en el ingreso igual a 30 m/s. Asimismo, de la tabla 7, la máxima disminución de presión es igual a 7.134 kPa; por lo tanto, para la selección se considerará 8 kPa.

Para el transporte neumático en fase densa-tapón, se considera una velocidad promedio de aire en el ingreso máxima igual a 6 m/s. Asimismo, de la tabla 8, la máxima

disminución de presión del aire máxima es 24.59 kPa; por lo tanto, para la selección del suministro, se considerará 30 kPa.

**Tabla 9**

*Requerimientos técnicos del suministro de aire*

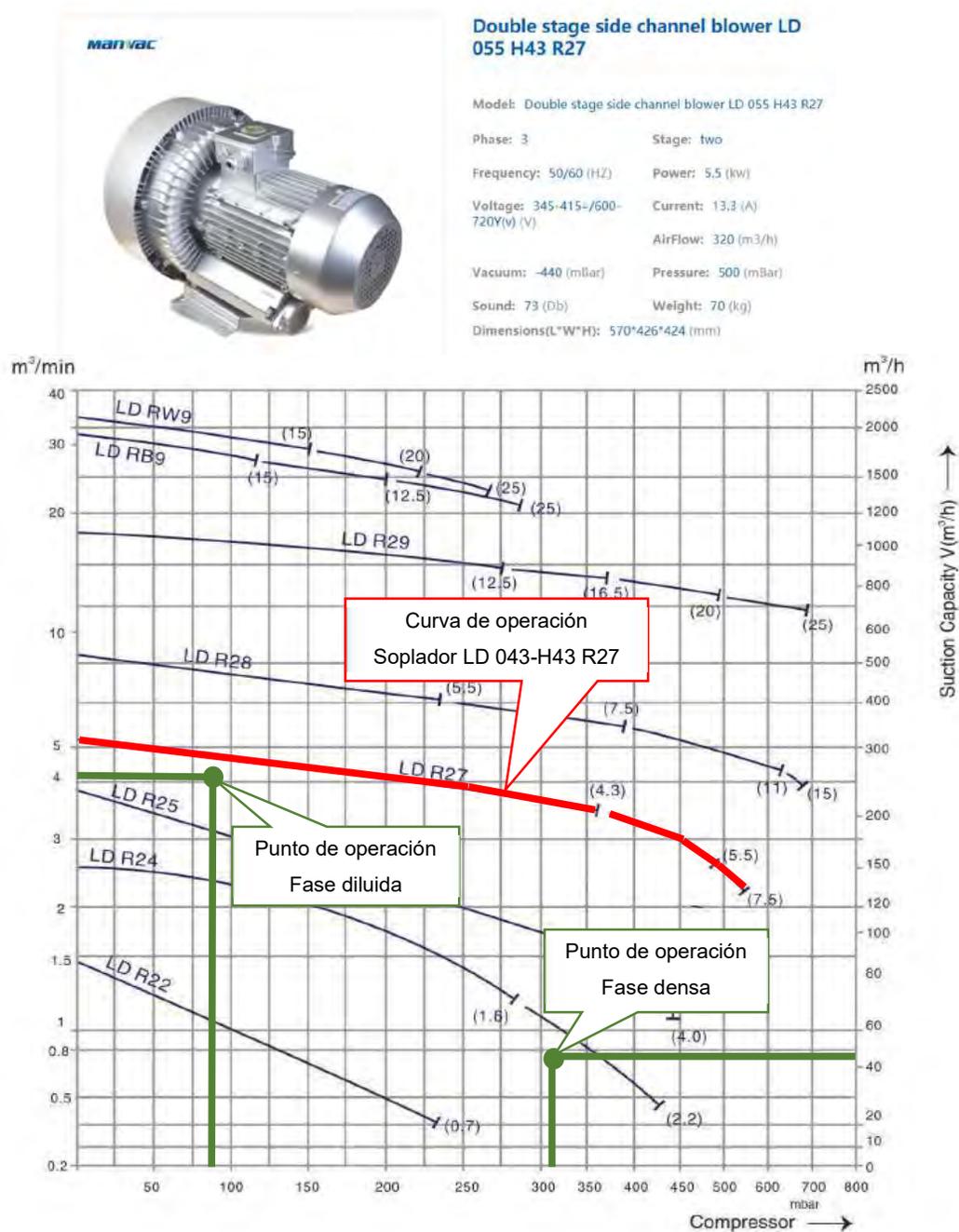
<b>Fase de transporte</b>	<b>Velocidad en el ingreso en m/s</b>	<b>Caudal en el ingreso @ Presión operación en m<sup>3</sup>/h</b>	<b>Presión operación en kPa (a)</b>
Fase diluida	30	212	109
Fase densa	6	43	131

Fuente. Elaboración propia.

A partir de estos requerimientos, se seleccionó el soplador regenerativo “LD 043 H43 R27”; a continuación, se detallan las características principales.

- Marca: Manvac.
- Modelo: Soplador regenerativo de 02 etapas
- Presión máxima: 380 mbar = 38.0 kPa.
- Caudal máximo: 320 m<sup>3</sup>/h.
- Voltaje: 380/220
- Potencia: 5.5kW.
- Corriente máxima: 10 A.

En la figura 32, se presenta los puntos de operación en fase diluida, y en fase diluida en el diagrama presión versus caudal del soplador regenerativo proporcionado por el proveedor.



**Figura 32**

*Segmentación de sistema y curva de operación de soplador regenerativo LD 043 H43 R2. Las presiones indicadas son manométricas a la salida del blower*

Nota. Por Manvac – Catalogo LD Side Channel Blower 2020 Catalogue (<http://www.manvac.cn/download/LD%20Side%20Channel%20Blower%202020.pdf>). Dominio público, 20 julio del 2021.

## 2.5. Cálculo de espesor mínimo de tubería

Para determinar el espesor de la tubería, se ha utilizado la ecuación indicada en la norma ASME B31.3 para materiales plásticos (ASME, 2020).

$$t_{tub} = \frac{P_{tub} * D}{2 * S_{fm} + P_{tub}}$$

donde:

- $t_{tub}$  Espesor de tubería (mm)
- $P_{tub}$  Presión manométrica en el interior de la tubería (kPag)
- $S_{fm}$  Esfuerzo permisible del material (kPa)
- $D$  Diámetro de tubería (mm)

El esfuerzo a la fluencia para el acrílico, material de la tubería, es igual a 69000 kPa (Lehigh Valley plastic, 2022). Por lo tanto, resolviendo la ecuación el espesor mínimo de tubería será igual:

$$t_{tub} = \frac{30 * 50}{2 * 69000 + 30}$$

$$t_{tub} = 0.011 \text{ mm}$$

Se considerará una tubería con un espesor igual a 3 mm que es el mínimo en el mercado, el cual cumple con la verificación de esfuerzos en la tubería.

## 2.6. Sistema de alimentación y dosificación

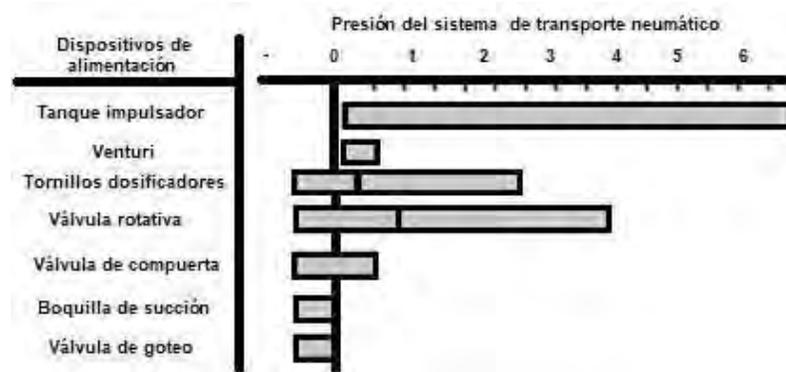
Los sistemas de alimentación son importantes para la operación del transporte neumático debido a que permiten el control y dosificación del material. Además, estos deben cumplir la función de sellar el escape del aire por la diferencia de presión. Por lo cual, los sistemas deben ser adecuadamente seleccionados para no tener inconvenientes en operación.

Los dispositivos del sistema de alimentación se dividen en tres grupos debido a la diferencia de presión que existe en la entrada y salida de material del mismo.

1. Dispositivos de alimentación de baja presión donde la diferencia de presión máxima es de 100 kPa.

2. Dispositivos de alimentación de media presión donde la diferencia de presión máxima es de 300 kPa.

3. Dispositivos de alimentación de alta presión donde la diferencia de presión máxima es de 1000 kPa.



**Figura 33**

*Dispositivos de alimentación y rangos de presión respectivos*

Nota. Adaptado de "Pneumatic Conveying Design Guide (Mills, 2004).

Para el presente sistema, se requiere un dispositivo de baja presión. Como se observa en la figura 33, existen diversos dispositivos que operan a baja presión; de los cuales, los más usados son los eyectores y las válvulas rotativas por sus ventajas de control de material y propiedades de sellado del aire.

Para escoger el dispositivo de alimentación adecuado, se evaluarán los siguientes parámetros.

- Características de los materiales a operar en el banco de ensayo de transporte neumático.
- Medición y control del flujo másico de materiales ingresando al sistema, asimismo la facilidad de la medición.
- Factibilidad de construcción y costo del dispositivo.

A continuación, se muestra la evaluación para los dos dispositivos a diseñar para el banco de ensayos.

**Tabla 10**

*Evaluación para la selección del dispositivo de alimentación a diseñar para el banco de ensayo de transporte neumático*

<b>Parámetros</b>	<b>Eyector</b>	<b>Válvula rotativa</b>	<b>Argumentación</b>
Material a operar	3	4	Materiales granulares tienen gran fluidez los cuales son más pertinentes para válvula rotativas
Medición y control	2	4	La medición del flujo de material tiene mayor facilidad en las válvulas rotativas
Manufactura	4	3	La construcción del eyector es más factible que de la válvula rotativa
<b>Promedio</b>	<b>3</b>	<b>3.6</b>	

Se calificará de 1 al 5 debido a lo adecuado para el sistema. Siendo 5 la calificación más alta.

Fuente. Elaboración propia

De la evaluación, el dispositivo de alimentación adecuado para el banco de ensayo de transporte neumático a diseñar es la válvula rotativa.

### **2.6.1. Diseño de la válvula rotativa**

El sistema de transporte neumático requiere una válvula rotativa que tenga un rendimiento confiable hasta 200 kg/h para los materiales granulares a ensayar. Además, considerando los cálculos anteriores, la mayor diferencia de presión en la válvula rotativa es 30 kPa.

#### **2.6.1.1. Diseño dimensional de rotor**

Las dimensiones del rotor son importantes para el rendimiento de la válvula rotativa. De esta manera, se dimensionó el rotor para que el rendimiento sea de 200 kg/h en el rango de materiales a ensayar. Por otra parte, el número de paletas depende del gradiente de presión que existe en la válvula rotativa. Para el presente diseño, la máxima diferencia de presión entre la parte superior (tolva abierta) y la parte inferior (interior de tubería) de la válvula rotativa es 30 kPa; por lo tanto, el rotor debe contar con seis paletas. (Shenzhong & Bingkun, 1987). En la siguiente tabla, se detalla las dimensiones del rotor.

**Tabla 11***Dimensiones de rotor de válvula rotativa*

Parte de válvula rotativa	Unidad	Dimensión
Diámetro eje	m	0.02
Diámetro rotor	m	0.07
Número de paletas	-	6
Espesor de paletas	m	0.003
Longitud efectiva de rotor	m	0.1

Fuente. Elaboración propia.

El volumen efectivo se calcula con la expresión 1.38:

$$V_{eft} = At_{re} * L_r \dots (3.8)$$

donde:

- $Vol_e$  Volumen efectivo (m/s).
- $At_r$  Área transversal del rotor efectiva (m<sup>2</sup>).
- $L_r$  Longitud del rotor (m).

Para calcular el volumen efectivo, se requiere hallar el área transversal del rotor, la cual se calculó mediante la herramienta del software Solidworks como se aprecia en la figura 34:

$$At_r = 3,08 * 10^{-3} m^2$$

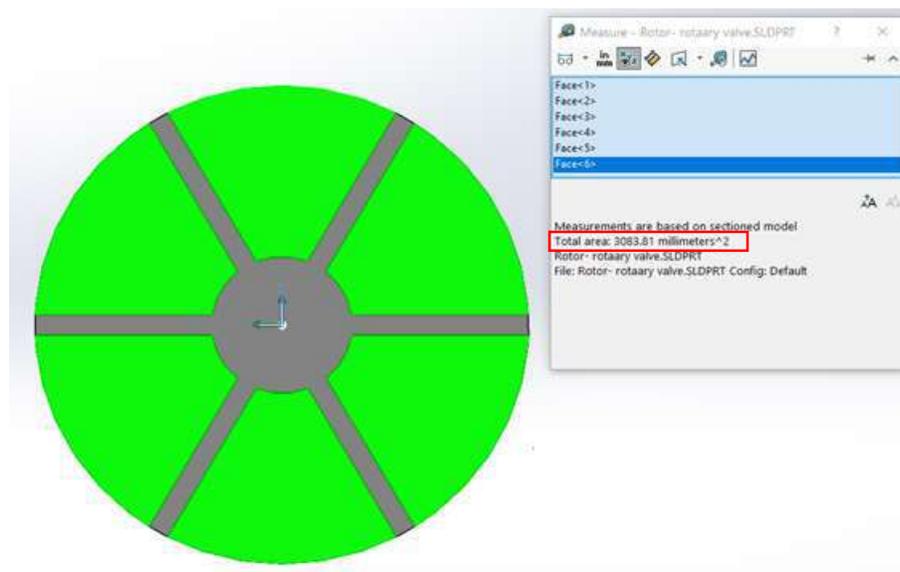
Considerando el volumen efectivo hallado, se calcula el rendimiento de flujo másico de material, que proporciona la válvula rotativa, mediante la ecuación 3.6. En la figura 35, se muestra el flujo másico de material versus las revoluciones por minuto del rotor. Para materiales granulares a ensayar, las densidades aparentes son las siguientes:

- a) Pellets de polietileno de alta densidad.
  - Densidad aparente: 540 (kg)/m<sup>3</sup>.
- b) Granos de trigo.
  - Densidad aparente: 812 (kg)/m<sup>3</sup>.

Sustituyendo en la expresión 3.8, el volumen efectivo es el siguiente:

$$Vol_e = 3,08 * 10^{-3} * 0,1$$

$$Vol_e = 3,08 * 10^{-4} m^3$$



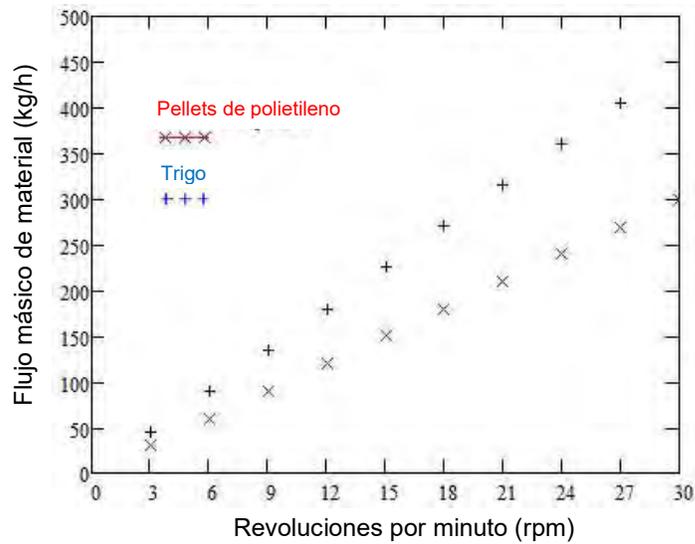
**Figura 34**

*Medida del área efectiva de rotor*

Nota. Elaboración propia mediante software Solidworks.

Como se puede observar en la figura 35, para los pellets de polietileno, el flujo másico requerido se obtiene desde 0 a 20 rpm. Por otro lado, para los granos de trigo, el flujo másico requerido se obtiene desde 0 a 13 rpm.

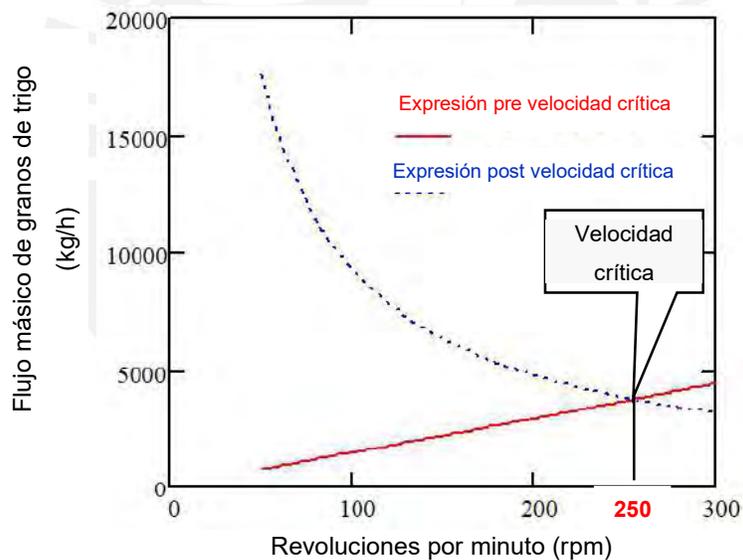
Para verificar que la válvula rotativa actúe antes de la velocidad crítica, se graficaron las expresiones 3.7 y 3.6 para encontrar la velocidad crítica de la válvula rotativa. Como se aprecia en la figura 36, las curvas se interceptan en el punto, cuya abscisa es 250 rpm aproximadamente. Por consiguiente, la velocidad crítica de válvula rotativa se considera igual a 250 revoluciones por minuto, lo cual verifica que la válvula rotativa va a operar antes de la velocidad crítica proporcionando material en proporción directa a las revoluciones por minuto.



**Figura 35**

*Flujo másico entregado por válvula rotativa para pellets de polietileno y granos de trigo*

Nota. Elaboración propia mediante software Mathcad 15.



**Figura 36**

*Velocidad crítica de válvula rotativa*

Nota. Elaboración propia mediante software Mathcad 15.

### 2.6.1.2. Selección del motor de válvula rotativa

La unidad motriz seleccionada es un motoreductor DC con un voltaje de entrada de 12V. A esta unidad se le conecta un variador de velocidad de modulación de ancho de pulso,

PWM por sus siglas en inglés, el cual permite obtener las revoluciones necesarias para el sistema de alimentación.

El par de torque necesario se calculará con el material de mayor densidad por ser el de mayor solicitud. Este par de torque debe permitir el movimiento del bolsillo copado de material, además de vencer la inercia de la válvula rotativa. A continuación, se muestra diagrama de cuerpo libre.

Aplicando el teorema de D'alembert según las fuerzas mostradas en el diagrama de cuerpo libre en la figura 37.

$$Par_{torque} = m_{bolsillos} * D_{rt} + I_{rotor} * \alpha_{rotor}$$

Donde:

- $Par_{torque}$  Par de torque (N\*m).
- $m_{bolsillo}$  masa de bolsillo lleno de material (N).
- $D_{rt}$  Distancia del centro de gravedad al centro de giro (m).
- $I_{rotor}$  Momento de inercia de rotor (kg\*m<sup>2</sup>).
- $\alpha_{rotor}$  Aceleración angular del rotor (sexagesimal/s<sup>2</sup>).

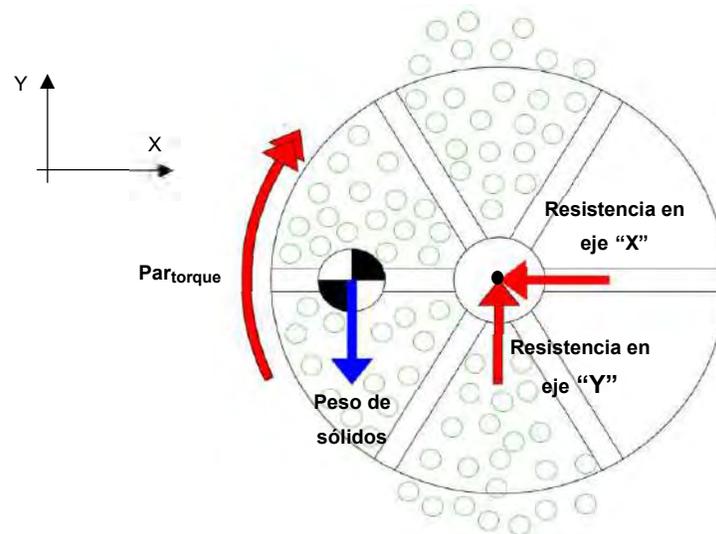
El momento de inercia es de orden despreciable; por lo tanto, se discrimina. Por lo tanto, sustituyendo los valores en la expresión anterior.

$$Par_{torque} = 1,5 * 0,02$$

$$Par_{torque} = 0,03 \text{ N} * \text{m} \cong 30,0 \text{ kg} * \text{cm}$$

Con respecto a la velocidad de giro del motor, esta velocidad se graduará mediante dispositivo PWM, el cual nos permite encender o apagar la señal del voltaje. Debido a que la velocidad es directamente proporcional al voltaje promedio, se puede variar la velocidad creando ciclos de encendido y apagado en un periodo determinado.

Sin embargo, el disminuir el voltaje promedio disminuye también el torque ejercido por el motor drásticamente. Por lo tanto, el motor se debe seleccionar considerando la velocidad mínima a girar y la disminución proporcional del par de torque.



**Figura 37**

*Diagrama de cuerpo libre del rotor de válvula rotativa*

Nota. Elaboración propia.



MODEL	VOLTAGE		NO LOAD		AT RATED LOAD		
	OPERATION RANGE	NOMINAL	SPEED	CURRENT	SPEED	CURRENT	TORQUE
			(rpm)	A	(rpm)	A	kg·cm
ET-CGM95A-12152	10.0-14.0	12.0	182	0.9	124	3.9	19
ET-CGM95A-12150	10.0-14.0	12.0	100	0.9	75	3.9	30
ET-CGM95A-1270	10.0-14.0	12.0	70	0.9	52	3.9	43
ET-CGM95A-1237	10.0-14.0	12.0	37	0.9	27	3.9	74
ET-CGM95A-1223	10.0-14.0	12.0	23	0.9	16	3.9	120

**Figura 38**

*Motoreductor ET-CGM95A-1270*

Nota. Por Etonm Motor Co – Flat Gearbox Motor ET-CGM95A.

([https://www.etonm.com/Product\\_details/963493628721713152.html](https://www.etonm.com/Product_details/963493628721713152.html)). Dominio público.

Consultado el 20 de junio del 2021.

El motor a seleccionar es un motoreductor de la marca Eton Motor modelo ET-CGM95A-1270, el cual tiene las siguientes características.

- Voltaje nominal: 12 V.
- Velocidad sin carga: 70 RPM.
- Intensidad de corriente sin carga: 0.9 A.
- Velocidad a carga máxima: 52 RPM.
- Torque a carga máxima: 40 kg·cm.
- Intensidad de corriente a carga máxima: 3.9 A.

### 2.6.2. Sistema de separación y recolección

El sistema de separación y recolección tiene la función de separar el material transportado y dirigirlo nuevamente a una tolva de recolección. Para cumplir esta función, se utilizan diversos dispositivos; sin embargo, la selección de estos dispositivos depende del tipo de operación, las características de material a recolectar, la concentración de material en el flujo bifásico, y las velocidades que tiene el flujo bifásico al ingresar. Asimismo, el dispositivo debe tener una eficiencia de recolección mayor igual al 99%.

Los dispositivos utilizados para los sistemas de separación y recolección son los siguientes:

- Cámaras de gravedad.
- Separadores centrífugos.
- Filtros de manga.
- Colectores húmedos.
- Precipitadores electrostáticos.

Los dispositivos de separación tienen un funcionamiento similar, y que contrarresta la fuerza del flujo de aire sobre la partícula; por lo tanto, la partícula se libera del flujo. Luego de ello, la partícula, por la fuerza de la gravedad, cae libremente donde encuentra un orificio de salida que la dirige hacia el lugar de recolección. A continuación, se muestra una tabla con las eficiencias de recolección, y tamaño mínimo de material para los dispositivos mencionados (Gonzales Seabra, 2011).

Para el banco de ensayo de transporte neumático, se requiere un dispositivo capaz de separar el material en las dos fases de transporte, y con una alta eficiencia para materiales granulares; por lo tanto, se va a diseñar un ciclón de alta eficiencia Stairmand.

$$Q_{ac} = 0,05 \frac{m^3}{s}$$

**Tabla 12**

*Tipos de separadores de material de un flujo bifásico*

Tipo de separador		Eficiencia máxima	Tamaño mínimo de partícula capturada (µm)
Cámara de gravedad	-	20 - 60	200
Separadores centrífugos - Ciclones	Ciclón de gran diámetro		40 - 60
	Ciclón de diámetro medio	90 - 95	20 - 30
	Ciclón de diámetro pequeño		10 - 15
Filtros de manga	-	99	0.25
Colectores húmedos	Caída de presión de 3 a 6 pulg H2O	80 - 99	2 - 3
	Alta energía		0.25 - 1
Precipitadores electrostáticos	-	95 - 99	0.25 - 1

Fuente. Elaboración propia.

### 2.6.2.1. Dimensionamiento de ciclón

La velocidad ideal de ingreso en un ciclón está en el rango de  $1,7 \cdot 10$  a  $2,5 \cdot 10$  m/s (Echeverri, 2006). Para el presente diseño se considerará una velocidad de ingreso de  $2,5 \cdot 10$  m/s; por lo tanto, el caudal de ingreso del aire será el siguiente:

El área de ingreso al ciclón ( $A_{ic}$ ) se haya dividiendo el caudal de ingreso del aire y la velocidad.

$$A_{ic} = \frac{Q_{ac}}{V_{ic}} = \frac{0,05}{2,5 * 10}$$

$$A_{ic} = 2,0 * 10^{-3} m^2$$

Asimismo, el área de ingreso se calcula multiplicando el ancho de la entrada por la altura de la entrada.

$$A_{ic} = a_{entrc} * h_{entrc}$$

El ciclón de alta eficiencia Stairmand es un ciclón estandarizado y sus proporciones geométricas se encuentran en la tabla 6. De esta tabla el valor del ancho y altura de la entrada son los siguientes:

$$h_{entrc} = 0.5 * D_c \quad \wedge \quad a_{entrc} = 0.2 * D_c$$

Reemplazando en la ecuación anterior, el área de ingreso se puede expresar mediante la siguiente expresión.

$$A_{ic} = 0.1 * D_c^2$$

Reemplazando el área de ingreso obtenido anteriormente, se obtiene el diámetro del ciclón.

$$D_c = \left( \frac{2,0 * 10^{-3}}{0,10} \right)^{0.5}$$

$$D_c = 1,4 * 10^{-1} m$$

Ya obtenido el valor del diámetro del ciclón, se utiliza las relaciones de la tabla 13 para obtener las dimensiones geométricas del ciclón.

**Tabla 13**

*Dimensiones de ciclón stairmand para banco de ensayo de transporte neumático*

<b>Ciclón de alta eficiencia Stairmand</b>				
<b>Dimensión</b>	<b>Nomenclatura</b>	<b>Relación con respecto a Dc</b>	<b>m</b>	
<i>Diámetro de ciclo</i>	Dc	1	1,4*10 <sup>-1</sup>	
<i>Altura de entrada</i>	h <sub>entrc</sub>	0.5	7,0*10 <sup>-2</sup>	
<i>ancho de entrada</i>	a <sub>entrc</sub>	0.2	2,8*10 <sup>-2</sup>	
<i>altura de salida</i>	S	0.5	7,0*10 <sup>-2</sup>	
<i>Diámetro de salida del aire</i>	D <sub>sa</sub>	0.5	7,0*10 <sup>-2</sup>	
<i>Altura parte cilíndrica</i>	h	1.5	2,1*10 <sup>-1</sup>	
<i>Altura parte cónica</i>	z	2.5	3,5*10 <sup>-1</sup>	
<i>Altura total ciclón</i>	H <sub>c</sub>	4	5,6*10 <sup>-1</sup>	
<i>Diámetro de salida de partículas</i>	D <sub>sm</sub>	0.375	5,2*10 <sup>-2</sup>	

Fuente. Elaboración propia.

### 2.6.2.2. Parámetros de operación

- Número de giros efectivos

Aplicando la expresión 1.71

$$N_e = \frac{1}{h_{entrc}} * \left( h + \frac{z}{2} \right)$$

Donde:

- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $h_{entrc}$  Altura de entrada (m).
- $h$  Altura parte cilíndrica (m).
- $z$  Altura parte cónica (m).

Reemplazando los valores, se obtiene el número de vórtice.

$$N_e = \frac{1}{7,0 * 10^{-2}} * \left( (2,1 * 10^{-1}) + \frac{(3,5 * 10^{-1})}{2} \right)$$

$$N_e = 5,5 \text{ adm}$$

- Mínimo diámetro de partícula separable con una eficiencia de 100%.

Aplicando la expresión 1.76, se obtiene el diámetro de partícula mínimo para una eficiencia de recolección del 100%.

$$D_{pm} = \left( \frac{9 * \mu * a_{entrc}}{2 * \pi * N_e * V_{ic} * (\rho_p - \rho_a)} \right)^{0.5}$$

Donde:

- $D_{pm}$  Diámetro de partícula mínimo para una eficiencia del 100% ( $\mu\text{m}$ ).
- $N_e$  Número de vórtices (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso a ciclón (m/s).
- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $\rho_a$  Densidad de aire ( $\text{kg/m}^3$ ).
- $D_p$  Diámetro de partícula (m).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire a una temperatura de 20° C  $\mu = 1.8 * 10^{-5}$  (Pa·s).

Reemplazando los valores, se obtiene el mínimo diámetro de partícula para una eficiencia de recolección del 100%.

$$D_{pm} = \left( \frac{9 * (1,80 * 10^{-5}) * (2,8 * 10^{-2})}{2 * \pi * 5,5 * (2,5 * 10) * (1,5 * 10^3 - 1,22)} \right)^{0.5}$$

$$D_{pm} = 1,87 \mu m$$

- Eficiencia de recolección

La eficiencia de recolección se hallará para el mínimo diámetro de partícula del rango de materiales a ensayar con el banco de ensayo de transporte neumático, ya que los ciclones tienen una menor eficiencia para partículas de menor tamaño. Por consiguiente, se halla la eficiencia para un material cuyo diámetro de partícula es 2 mm mediante la expresión 1.77.

$$\eta_i = 1 - e^{-2 * \left( \frac{G * t_i * V_g * (n+1)}{D_c^3} \right)^{\frac{0.5}{n+1}}}$$

Donde

- $\eta_i$  Eficiencia parcial (adim).
- $G$  Factor de configuración (adim).
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m).
- $t_i$  Tiempo de relajación para cada partícula (s).
- $V_g$  Caudal de gas (m<sup>3</sup>/s).
- $n$  Exponente de vórtice (adim).

De la tabla 6, el factor de configuración ( $G$ ) para el ciclón de alta eficiencia Stairmand le corresponde el valor de 551,22.

Aplicando la ecuación 1.78, se calcula el exponente de vórtice.

$$n = 1 - (1 - 0,67 * D_c^{0.14}) * \left( \frac{T}{283} \right)^{0.3} \dots (3.16)$$

Donde

- $n$  Exponente de vórtice (adim)
- $D_c$  Diámetro de ciclón (m)
- $T$  Temperatura (K)

Reemplazando los valores, se obtiene el exponente de vórtice.

$$n = 1 - (1 - 0,67 * (1,4 * 10^{-1})^{0,14}) * \left(\frac{293}{283}\right)^{0,3}$$

$$n = 0,51 \text{ adm}$$

Aplicando la ecuación 1.79, se calcula el tiempo de relajación.

$$t_i = \frac{\rho_m * D_p^2}{18 * \mu}$$

Donde

- $t_i$  Tiempo de relajación para cada partícula (s).
- $\mu$  Viscosidad dinámica del aire (Pa·s).
- $D_p$  Diámetro principal de partícula (m).
- $\rho_m$  Densidad del material (Kg/m<sup>3</sup>).

Reemplazando los valores, se obtiene el tiempo de relajación para partícula de 2mm.

$$t_i = \frac{(1,5 * 10^3) * (2,0 * 10^{-3})^2}{18 * (1,8 * 10^{-5})} = 18,51 \text{ s}$$

Reemplazando los valores hallados en la ecuación 3.15.

$$\eta_i = 1 - e^{-2 * \left(\frac{551,22 * 18,51 * 0,0491 * (0,5+1)}{0,14^3}\right)^{\frac{0,5}{0,5+1}}} = 1$$

La eficiencia total es igual a la eficiencia fraccionaria al solo tener un intervalo de tamaño de partícula.

$$\eta_t = 1 \cong 100\%$$

### 2.6.2.3. Caída de presión en el ciclón

Para calcular la caída de presión en el ciclón, se necesita hallar el número de cabezas de velocidad con la expresión 1.82.

$$N_H = K_{ca} * \frac{a_{entrc} * h_{entrc}}{D_{sm}^2}$$

Donde:

- $a_{entrc}$  Ancho de entrada (m).
- $h_{entrc}$  Altura de entrada (m).
- $D_{sm}$  Diámetro de salida de ciclón (m).
- $K_{ca}$  Constante, toma el valor de 16 para entradas tangenciales (Echeverri, 2006).

Reemplazando los valores, se obtiene el número de cabeza.

$$N_H = 6,40 \text{ adm}$$

Entonces aplicando la ecuación 1.81 para obtener la disminución de presión estática en el ciclón.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2000} * \rho_a * V_{ic}^2 * N_H$$

Donde:

- $\Delta P_c$  Disminución de presión estática en el ciclón (kPa).
- $\rho_a$  Densidad del aire (kg/m<sup>3</sup>).
- $N_H$  Número de vórtices (adim).
- $V_{ic}$  Velocidad de ingreso al ciclón (m/s).

Reemplazando los valores y para una velocidad de ingreso de 26 m/s, se obtiene la disminución de presión estática.

$$\Delta P_c = \frac{1}{2000} * 1,2 * (26)^2 * 6,4$$

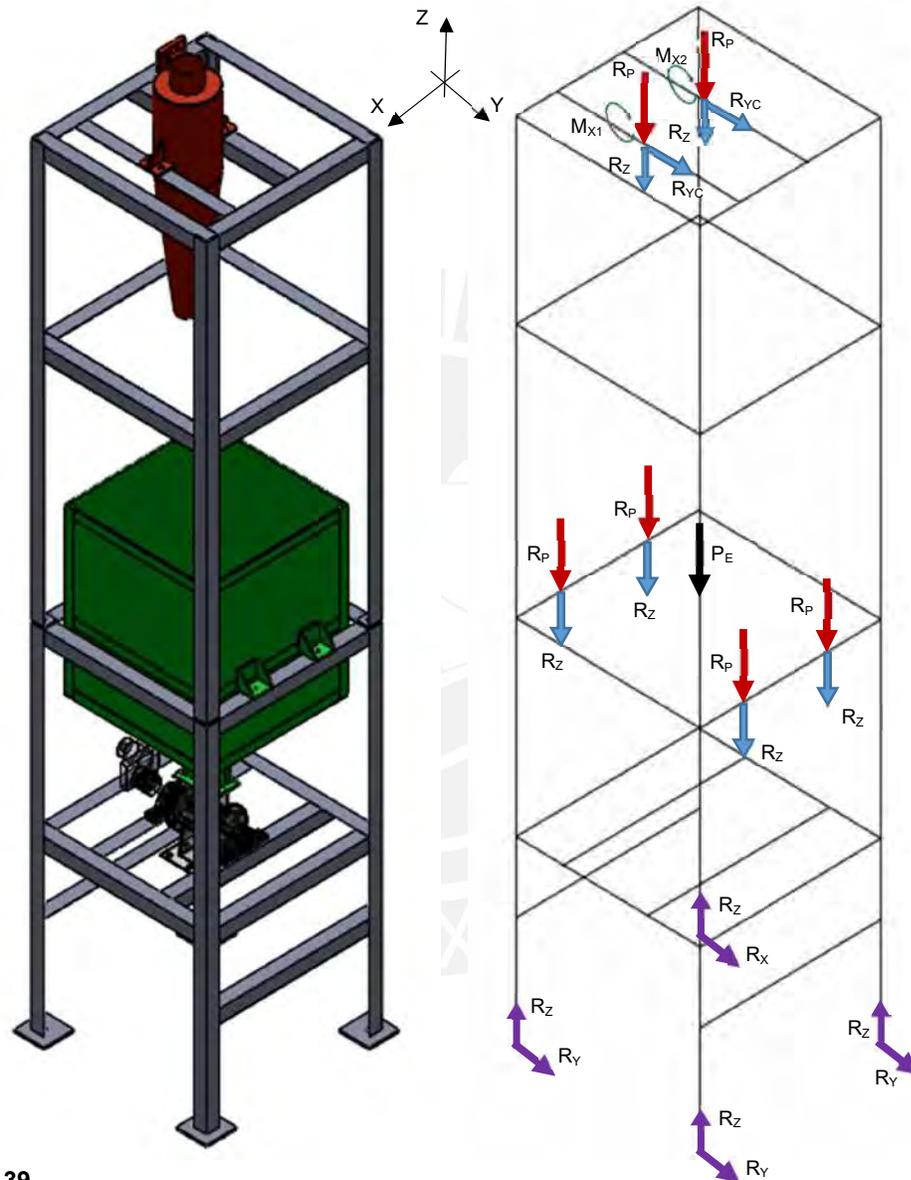
$$\Delta P_c = 2.595 \text{ kPa}$$

## 2.7. Diseño de estructura soporte para banco de ensayo

Para el banco de ensayo, se ha considerado una estructura soporte, la cual comprende la sujeción del sistema de alimentación, y la del sistema de recolección. Para el cálculo de la resistencia mecánica se seguirá el siguiente proceso. Primero, se determinarán las dimensiones y las direcciones de las cargas que están sometidas a la estructura soporte. Luego se calculará analíticamente el esfuerzo equivalente en la zona inferior de la estructura soporte; este esfuerzo se comparará con el esfuerzo obtenido por el análisis de elementos finitos en el software SOLIDWORKS. Si la comparación entre ambos esfuerzos representa una diferencia del 10%, se validará los esfuerzos hallados mediante el método de análisis de elementos finitos. Por último, el mayor esfuerzo equivalente encontrado se comparará con el esfuerzo de fluencia del material, cuyo factor de seguridad recomendado para materiales conocidos, condiciones de medio ambiente razonables, y cargas y esfuerzos que se puedan calcular con facilidad será igual a 2 (Curso de Resistencia de Materiales 2, 2014).

En la figura 39, se muestra el sistema de cargas estáticas y dinámicas, sobre la estructura soporte. Las cargas estáticas comprenden el peso de la misma estructura

soporte, y el peso de los elementos sujetos a la estructura soporte (ciclón, tolva de alimentación, accesorios, y carga en tolva de alimentación). Las cargas dinámicas corresponderían a las fuerzas de impulso producidas por los flujos de materiales, las que se determinan asumiendo el mayor flujo de material que corresponde a 200 kg/h.



**Figura 39**

*Fuerzas y momentos en la estructura soporte*

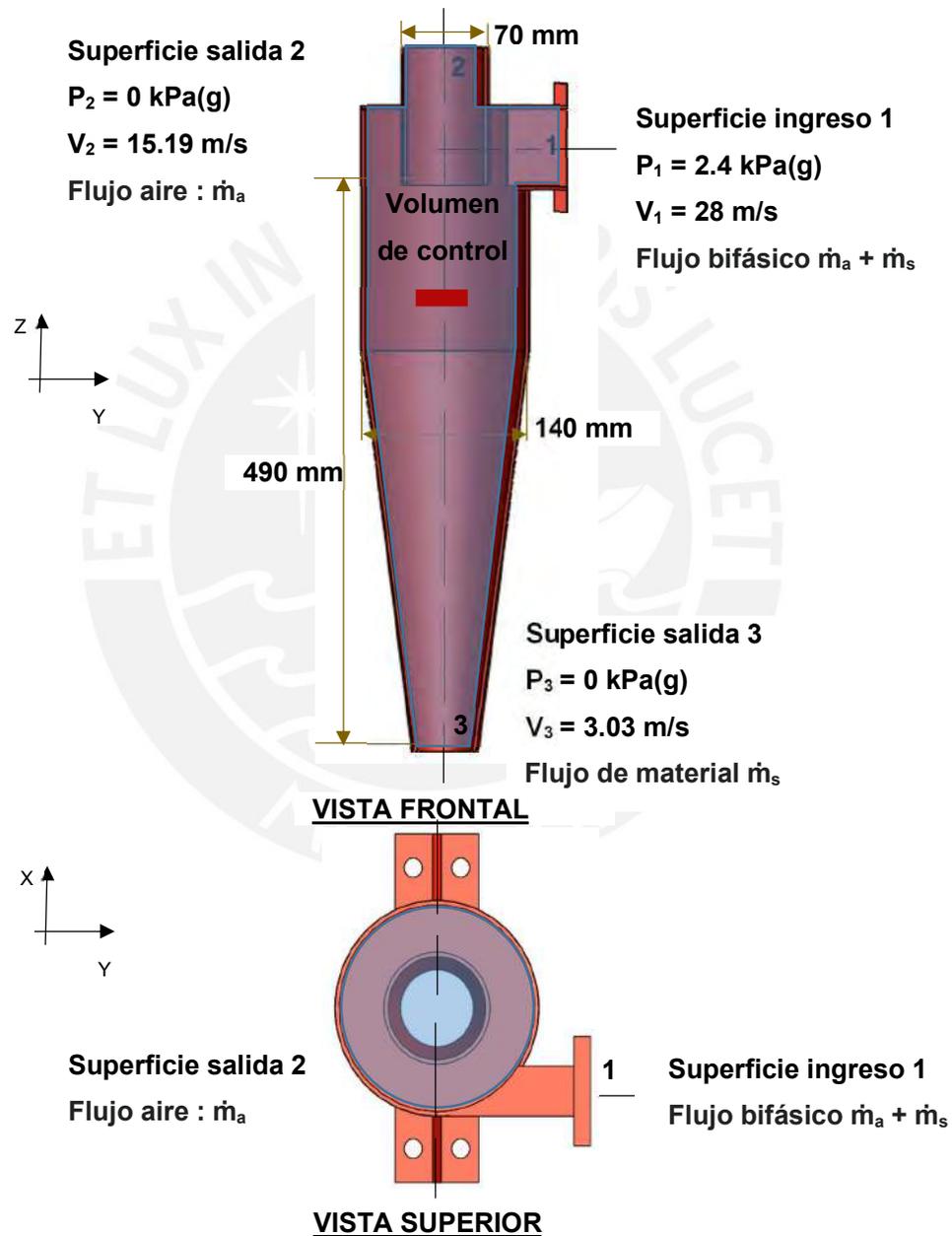
Nota. Elaboración propia

$R_{ZC}$ : Reacción en el eje Z por impulso en el ciclón (N);  $R_{YC}$ : Reacción en el eje Y por impulso en el ciclón (N);  $M_{X1C}$ : Momento en el eje X por fuerza de impulso (Nm);  $M_{X2C}$ : Momento en el eje X por fuerza de impulso (Nm);  $R_{PC}$ : Reacción por el peso del ciclón (N);  $R_{ZT}$ : Reacción en el eje Z por impulso en la tolva de alimentación (N);  $R_{PT}$ : Reacción por el peso de la tolva de alimentación, peso de la carga dentro de esta y accesorios (N);  $R_Y$ : Reacción del anclaje en el eje X (N);  $R_Z$ : Reacción del anclaje en el eje Z (N);  $P_E$ : Peso de la estructura soporte (N).

### 2.7.1. Fuerzas dinámicas en la estructura soporte

Como se observa en la figura 39, las fuerzas dinámicas son originadas por el impulso del flujo bifásico en el ciclón, y el impulso del flujo de sólidos en la tolva de alimentación.

A continuación, se calculan las fuerzas de reacción por impulso aplicando la conservación de cantidad de movimiento lineal. Ver figura 40.



**Figura 40**

*Volumen de control en ciclón stairmand*

Nota. Elaboración propia

Se asume que, la presión en la superficie de ingreso 1 es igual al valor de la disminución de presión en el ciclón hallada anteriormente en la sección 2.5.2.3, esta disminución de presión es igual a 4.04 kPa(g). Por lo tanto, la presión en la superficie de ingreso 1 es igual a 4.04 kPa (g).

La velocidad en la superficie de salida 2 ( $V_{s2}$ ) se calcula aplicando la Ley de Conservación de masa. El flujo másico de aire que ingresa al sistema de transporte neumático es el mismo que sale por la superficie de salida 2. El flujo másico de aire en el ingreso ( $\dot{m}_{a_{ing}}$ ) es el siguiente:

$$\dot{m}_{a_{ing}} = \rho_{ing} * A_{ing} * V_{ing}$$

La densidad del aire en el ingreso ( $\rho_{ing}$ ) se determina considerando una temperatura de 30 °C, y la presión requerida para el transporte neumático en fase diluida. Esta presión es igual a 4.04 kPa(g); por lo tanto, la densidad del aire en el ingreso es la siguiente:

$$\rho_{ing} = 1.216 \frac{Kg}{m^3}$$

El área de ingreso corresponde al área interna de la tubería, que es igual a 0.002 m<sup>2</sup>. Asimismo, se considera una velocidad de aire en el ingreso ( $V_{ing}$ ) igual a 28 m/s. Con estos datos, el flujo másico en el ingreso es el siguiente:

$$\dot{m}_{a_{ing}} = 1.216 * 0.002 * 28$$

$$\dot{m}_{a_{ing}} = 0.068 \frac{kg}{s}$$

Igualando el flujo másico de aire de ingreso al flujo másico de aire de salida, se puede hallar la velocidad en la superficie de la salida 2 ( $V_{s2}$ ).

$$\dot{m}_{a_{s2}} = \rho_{s2} * A_{s2} * V_{s2}$$

Considerando que las condiciones de operación en la superficie de salida 2, corresponde a la presión atmosférica, y una temperatura máxima asumida igual a 30 °C, se determina la densidad en la superficie 2 ( $\rho_{s2}$ )

$$\rho_{s2} = 1.16 \frac{Kg}{m^3}$$

Asimismo, el área de la superficie 2 ( $A_{s2}$ ) es igual a 0.004 m<sup>2</sup>. Por lo tanto, la velocidad en la superficie de la salida 2 ( $V_{s2}$ ) es la siguiente:

$$V_{s2} = 15.19 \frac{m}{s}$$

La velocidad en la superficie de salida 3 ( $V_{s3}$ ) se calcula como la velocidad que alcanza los sólidos por caída libre, desde el punto de separación del flujo bifásico, hasta la superficie de salida 3. Para ello, se cuenta con las siguientes fórmulas de caída libre.

$$V_{s3} = 0 - g * t$$

$$H_{cl} = 0 + V_0 * t + \frac{1}{2}g * t^2 \text{ m}$$

La velocidad inicial, momento de separación del flujo bifásico, es igual a 0. La distancia desde el punto de separación a la superficie de salida 3 es igual a 490mm. Con este valor, se halla el valor del tiempo de caída libre.

$$0.49 - 0 = \frac{1}{2}g * t^2$$

$$t = 0.31 \text{ s}$$

Al reemplazar el tiempo de caída libre, se determina la velocidad en la superficie de salida 3.

$$V_{s3} = 0 + 9.8 * 0.31$$

$$V_{s3} = 3.03 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Obtenidos los valores de la presión y velocidad en las superficies de entrada y salida, se realiza el balance de cantidad de movimiento lineal en los ejes Y y Z.

En el eje Y, el balance de fuerzas es el siguiente

$$\Sigma \text{Fuerzas}_{\text{ejeY}} = \dot{m}_{\text{out}} * V_{\text{outx}} - \dot{m}_{\text{in}} * V_{\text{inx}}$$

$$R_{YC} - P_1 * A_1 = -\dot{m}_1 * V_1$$

Reemplazando los valores de velocidad y presión en la ecuación de balance de movimiento lineal en el eje Y, se halla la reacción en el eje Y por impulso en el ciclón ( $R_{YC}$ ).

$$R_{YC} = 4.04 * 10^3 * (0.07 * 0.028) - (0.05 + 0.068) * 28$$

$$R_{YC} = 7.91 - 3.45 = 4.46 \text{ N}$$

De manera similar, se determina la reacción en el eje Z por impulso en el ciclón ( $R_{ZC}$ ).

$$\Sigma \text{Fuerzas}_{\text{ejeZ}} = \dot{m}_{\text{out}} * V_{\text{outY}} - \dot{m}_{\text{in}} * V_{\text{inY}}$$

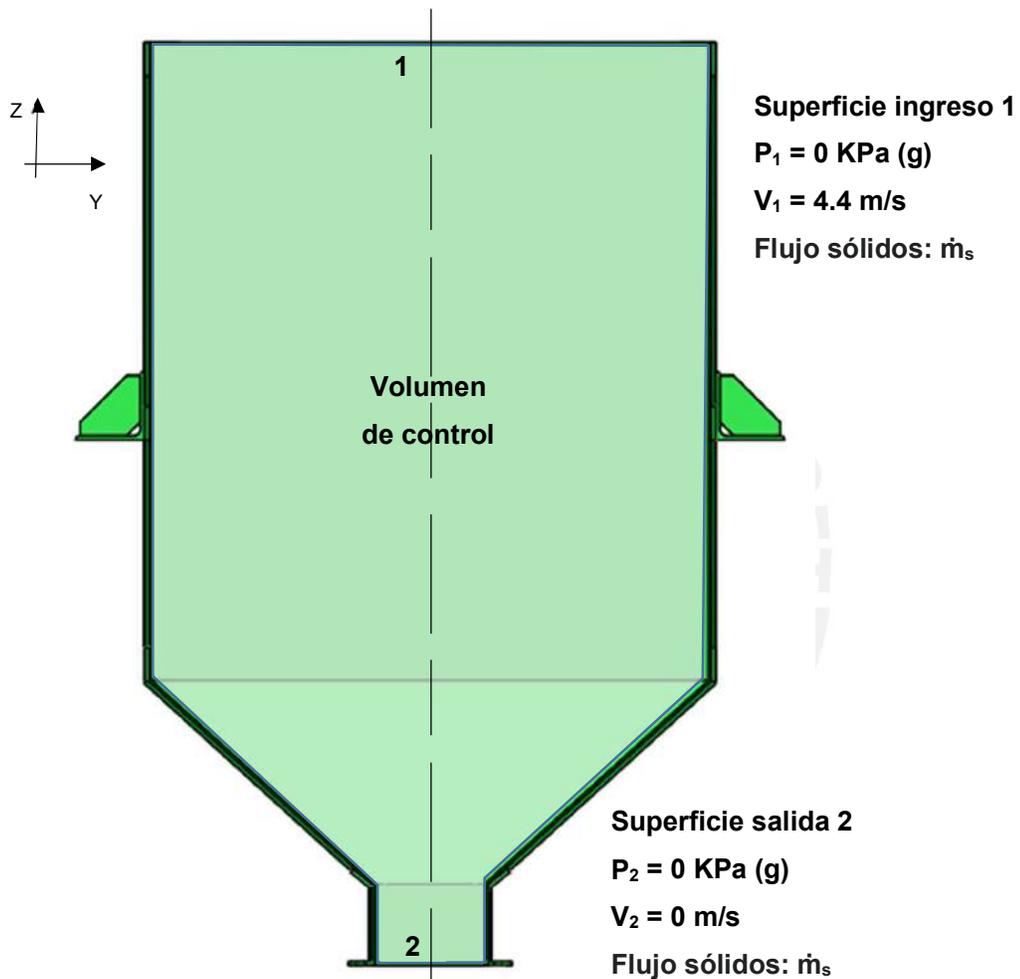
$$R_{ZC} - P_2 * A_2 + P_3 * A_3 = \dot{m}_2 * V_2 - \dot{m}_3 * V_3$$

Tomando en cuenta que las presiones en las superficies 2 y 3, que corresponden a la presión atmosférica, la reacción en el eje Z es la siguiente:

$$R_{zC} = (0.068) * 15.19 - (0.05) * 3.3$$

$$R_{zC} = 1.033 - 0.165 = 0.868 \text{ N}$$

Asimismo, se determinan las fuerzas de impulsión por el flujo de material en la tolva de alimentación. Para esto se ha considerado el volumen de control mostrado en la siguiente figura.



**Figura 41**

*Volumen de control en tolva de alimentación*

Nota. Elaboración propia

El flujo másico se considerará igual al flujo de diseño del banco de ensayo de transporte neumático que es igual a 200 Kg/h.

La velocidad en la superficie de ingreso 1, se calcula entendiendo que las partículas están en caída libre desde el ciclón. La velocidad de salida de los sólidos a la salida del ciclón es igual a la velocidad en la superficie de salida 3 ( $V_{s3}$ ), la que es igual a 3.03 m/s.

Por lo tanto, considerando que la altura del ciclón a la tolva de alimentación es igual a 0.5m, se halla el tiempo de caída libre.

$$0.5 = 3.03 * t + \frac{1}{2}g * t^2 \text{ m}$$

$$t = 0.14 \text{ s}$$

Ya obtenido el tiempo de caída libre, se puede hallar la velocidad en la superficie de ingreso 1 ( $V_{s1T}$ ), la cual es la siguiente:

$$V_{s1T} = 3.03 + 9.8 * 0.14$$

$$V_{s1T} = 4.40 \text{ m/s}$$

La velocidad en la superficie de salida 2 es aproximadamente igual a 0 m/s. Así también, las presiones en ambas superficies corresponden a la presión atmosférica. Por lo tanto, realizando el balance de cantidad de movimiento lineal en el eje Z, la reacción en el eje Z por el impulso en la tolva de alimentación ( $R_{ZT}$ ) es la siguiente

$$\Sigma \text{Fuerzas}_{ejeZ} = \dot{m}_{out} * V_{outx} - \dot{m}_{in} * V_{inx}$$

$$R_{ZT} - P_1 * A_1 + P_2 * A_2 = \dot{m}_1 * V - \dot{m}_2 * V_{21}$$

$$R_{ZT} = 0.055 * 4.4 - 0.055 * 0 = 0.242 \text{ N}$$

### 2.7.2. Fuerzas estáticas en la estructura soporte

Las fuerzas estáticas se muestran en la siguiente tabla.

**Tabla 14**

*Fuerzas estáticas en la estructura soporte*

Item	Unidad	Descripción	Peso
1	Kg	Tolva de alimentación	24
2	kg	Ciclón Stairmand	6.8
3	Kg	Carga de material en tolva de alimentación	60
4	Kg	Válvula rotativa	4
5	Kg	Accesorio	0.6
	Kg	Total	95.4

Fuente. Elaboración propia

Una vez determinadas las fuerzas dinámicas por impulsión, se hallan los momentos flectores originados por estas fuerzas sobre la estructura. Los momentos  $M_{Y1C}$  y  $M_{Y2C}$

son generados por la fuerza de impulso del ingreso de flujo bifásico, los cuales se equilibran con momentos en los puntos de soportes del ciclón. La suma de los momentos es igual al momento que genera la fuerza por impulso en el eje Y en el ciclón por la distancia de esta fuerza al eje Z.

$$M_{Y1C} + M_{Y2C} = R_{XC} * 0.12 \text{ N.m}$$

$$M_{Y1C} + M_{Y2C} = 0.53 \text{ N.m}$$

### 2.7.3. Selección de perfil estructural.

Una vez calculado las fuerzas y los momentos que actúan sobre la estructura soporte, se selecciona el perfil estructural para la estructura. Para ello, se trasladarán las fuerzas y los momentos a la parte inferior de la estructura, donde el área de resistencia será el área de la soldadura, entre la estructura y la placa base (ver figura 42).

A continuación, se realizará el cálculo de verificación para la soldadura entre la placa base, y las columnas de la estructura soporte, la cual corresponde a una soldadura angular, para los perfiles angulares de 2 pulgadas y 1.5 pulgadas con un espesor de 1/8 pulgada.

Primero, se trasladarán todas las fuerzas hasta el centro geométrico de las soldaduras como muestra la figura 42. Con estas fuerzas y momentos, se hallarán los esfuerzos nominales en la cara del cateto en el plano XY, considerando el tamaño de la garganta como el ancho del área, luego se trasladarán los esfuerzos al plano de la garganta de la soldadura. Por último, el esfuerzo equivalente, en este plano, va ser verificado por dos condiciones de resistencia según el Eurocódigo 3 para estructuras.

Las fuerzas y momentos son los siguientes:

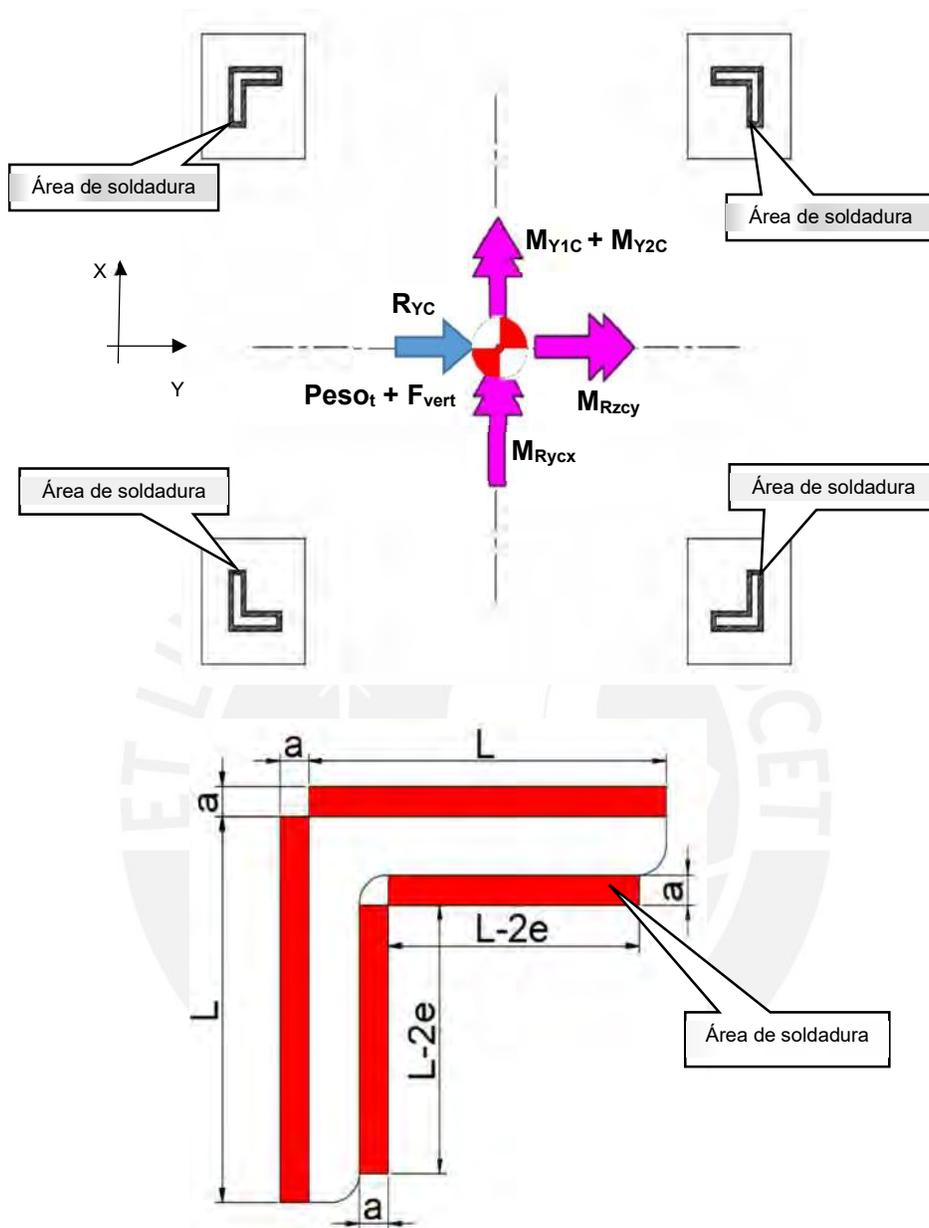
$$R_{YC} = 4.46 \text{ N}$$

$$M_{Y1C} + M_{Y2C} = 0.53 \text{ Nm}$$

$$M_{Rycx} = 4.46 * 2.2 = 9.81 \text{ Nm}$$

$$Peso_t + F_{vert} = 51.7 + 0.11 + 95.4 \text{ Kg} = 1442.6 \text{ N}$$

$$M_{Rzcy} = 0.87 * 0.056 = 0.05 \text{ Nm}$$



**Figura 42**

*Fuerza y Momento en Soldadura a Filete entre Estructura Soporte y Placas Base*

Nota. Elaboración propia

$R_{Yc}$ : Reacción en el eje Y por impulsión en el ciclón (N);  $M_{Y1c}$ : Momento en el eje X por fuerza de impulsión (Nm);  $M_{Y2c}$ : Momento en el eje X por fuerza de impulsión (Nm);  $F_{vert}$ : Suma de fuerzas dinámicas en el eje Z y fuerzas estáticas en el eje Z en la estructura soporte (N);  $Peso_t$ : Peso de la estructura soporte;  $M_{Rycx}$ : Momento en el eje X por la reacción en el eje Y por impulsión en el ciclón (Nm);  $M_{Rzcy}$ : Momento en el eje Y por la reacción en el eje Z por impulsión en el ciclón (Nm);  $a$ : Garganta de la soldadura angular (mm);  $L$ : Longitud del perfil angular (mm);  $e$ : espesor del perfil angular (mm).

A continuación, se procede a calcular los esfuerzos en el plano del cateto. El esfuerzo nominal axial por fuerzas axiales al plano del cateto ( $\eta_{fa}$ ) es el siguiente (Paulsen, 2015):

$$\eta_{fa} = \frac{Peso_t + F_{vert}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4} (MPa)$$

El esfuerzo nominal cortante por fuerzas cortante al plano del cateto ( $\tau_{fc}$ ) es el siguiente (Paulsen, 2015):

$$\tau_{fc} = \frac{R_{Yc}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4} (MPa)$$

El esfuerzo nominal axial por fuerzas, momento flector al plano del cateto ( $\eta_{mf}$ ) es el siguiente (Paulsen, 2015):

$$\eta_{mf} = \frac{F_{amf}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4} (MPa)$$

La fuerza axial por momento flector ( $F_{amf}$ ) es la fuerza en la sección de las soldaduras para equilibrar el momento flector.

El esfuerzo nominal cortante por momento torsor al plano del cateto ( $\tau_{ft}$ ) es el siguiente (Paulsen, 2015):

$$\tau_{ft} = \frac{F_{cmt}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4} (MPa)$$

La fuerza cortante por momento torsor ( $F_{cmt}$ ) es la fuerza en la sección de las soldaduras para equilibrar el momento torsor.

Debido a que el espesor de los perfiles angulares a verificar es igual a 3 mm, se considerará un filete de soldadura igual a 3 mm. Con ello, se procede al cálculo de verificación para el perfil angular de 2 pulgadas.

$$\eta_{fa} = \frac{Peso_t + F_{vert}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4}$$

$$\eta_{fa} = \frac{1442.6}{2 * (50.8 * 3 + (50.8 - 2 * 3.17) * 3) * 4} = 0.64 MPa$$

$$\tau_{fc} = \frac{R_{Yc}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4}$$

$$\tau_{fc} = \frac{4.46}{2 * (50.8 * 3 + (50.8 - 2 * 3.17) * 3) * 4} = 0.002 MPa$$

La fuerza para equilibrar el momento flector en el eje Y es el siguiente:

$$F_{amf} = \frac{M_{Y1C} + M_{Y2C} + M_{Rycx}}{2 * 0.52}$$

$$F_{amf} = \frac{9.81 + 0.53}{1.04} = 9.94 \text{ N}$$

Por lo tanto, el esfuerzo en el plano del cateto.

$$\eta_{mf} = \frac{F_{amf}}{2 * (L * a + (L - 2e) * a) * 4}$$

$$\eta_{mf} = \frac{9.94}{2 * (50.8 * 3 + (50.8 - 2 * 3.17) * 3) * 4} = 0.004 \text{ MPa}$$

La fuerza para equilibrar el momento flector en el eje X es el siguiente:

$$F_{amf} = \frac{M_{Rzcy}}{2 * 0.52} = 0.05 \text{ N}$$

$$\eta_{mf} = \frac{F_{amf}}{0.14 * a * 4} * 10^{-6} \cong 0 \text{ MPa}$$

Una vez obtenido los esfuerzos nominales, se trasladarán estos esfuerzos al plano de la garganta de la soldadura angular.

$$\sigma_n = \frac{\eta_{fa} + \eta_{mf} + 0}{\sqrt{2}} = 0.45 \text{ MPa}$$

$$T_n = \frac{\eta_{fa} + \eta_{mf} - 0}{\sqrt{2}} = 0.45 \text{ MPa}$$

$$T_a = \tau_{fc} = 0.002 \text{ MPa}$$

La primera condición es la siguiente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(T_n^2 + T_a^2)} \leq \frac{\sigma_T}{\beta_w * \gamma_{Mw}}$$

donde:

- $\sigma_T$  Esfuerzo de tracción del material base (MPa)
- $\beta_w$  Factor según material base (adim)
- $\gamma_{Mw}$  Factor de seguridad correspondiente a la unión, mayor a 1.25 (adim)

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.45^2 + 3(0.45^2 + 0.002^2)} \leq \frac{350}{0.8 * 1.25}$$

$$\sigma_{eq} = 0.9 \leq 350$$

La segunda condición es la siguiente:

$$\sigma_n \leq \frac{0.9 * \sigma_T}{\gamma_{Mw}}$$

donde:

- $\sigma_a$  Esfuerzo axial en la soldadura (MPa)
- $\sigma_T$  Esfuerzo de tracción del material base (MPa)
- $\gamma_{Mw}$  Factor de seguridad correspondiente a la unión, mayor a 1.25 (adim)

$$0.45 \leq 252$$

De la misma forma, se realiza el cálculo de verificación para el perfil angular de 1.5 pulgadas. En la siguiente tabla, se muestra el resultado de los cálculos.

**Tabla 15**

*Resultados del cálculo de verificación para los perfiles angulares de la estructura soporte*

<b>Esfuerzos mecánicos y condiciones</b>	<b>L 2x2x1/8</b>	<b>L 1.5x1.5x1/8</b>
Esfuerzo por fuerza axial ( $\sigma_{eq}$ ) MPa	0.9	1.1
Esfuerzo por fuerza cortante ( $\sigma_n$ )MPa	0.45	0.60
Primera condición ( $\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_T}{\beta_w * \gamma_{Mw}}$ )	Cumple	Cumple
Segunda condición ( $\sigma_n \leq \frac{0.9 * \sigma_T}{\gamma_{Mw}}$ )	Cumple	Cumple

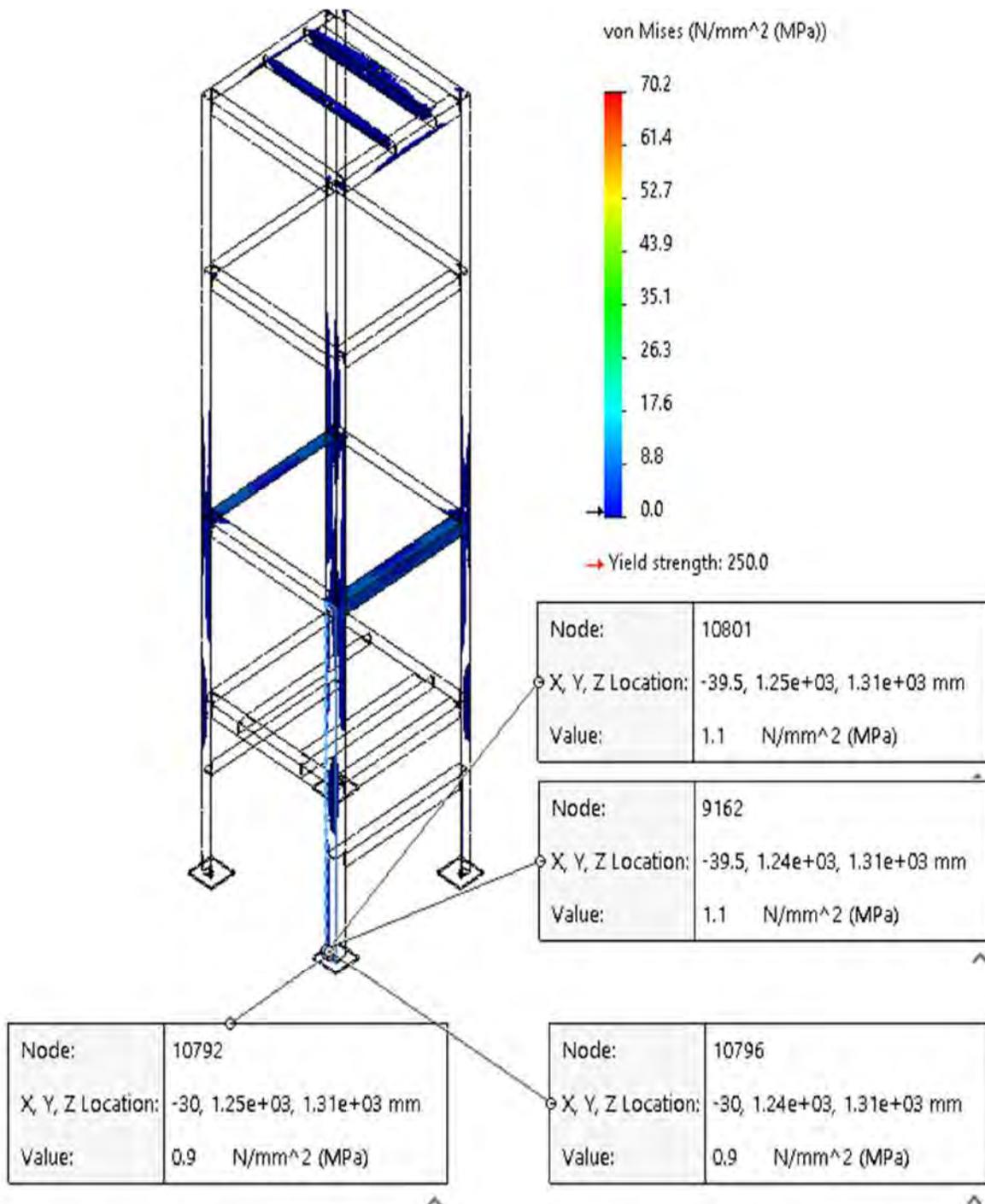
Fuente. Elaboración propia

Los dos perfiles cumplen con los requerimientos de esfuerzos mecánicos, y por tanto se seleccionará el perfil de 1.5 pulgadas por menor costo.

Se verificó el cálculo analítico de resistencia mecánica mediante análisis de elementos finitos en el software SOLIDWORKS. En la simulación, se encontró que el esfuerzo equivalente en los puntos inferiores de la estructura es igual a 1 MPa como se puede ver en la figura 43. Este esfuerzo tiene una desviación del 9.1% con el esfuerzo calculado analíticamente (1.1 MPa) con una estructura soporte con perfil angular 1.5 pulgadas.

Se debe indicar que, en la simulación, se encontró que el esfuerzo máximo es igual a 70.2 MPa como se aprecia en la figura 44., el cual es menor al esfuerzo de fluencia del material de la estructura (ASTM A36) que es igual a 250 MPa. Con ello, se ratifica que

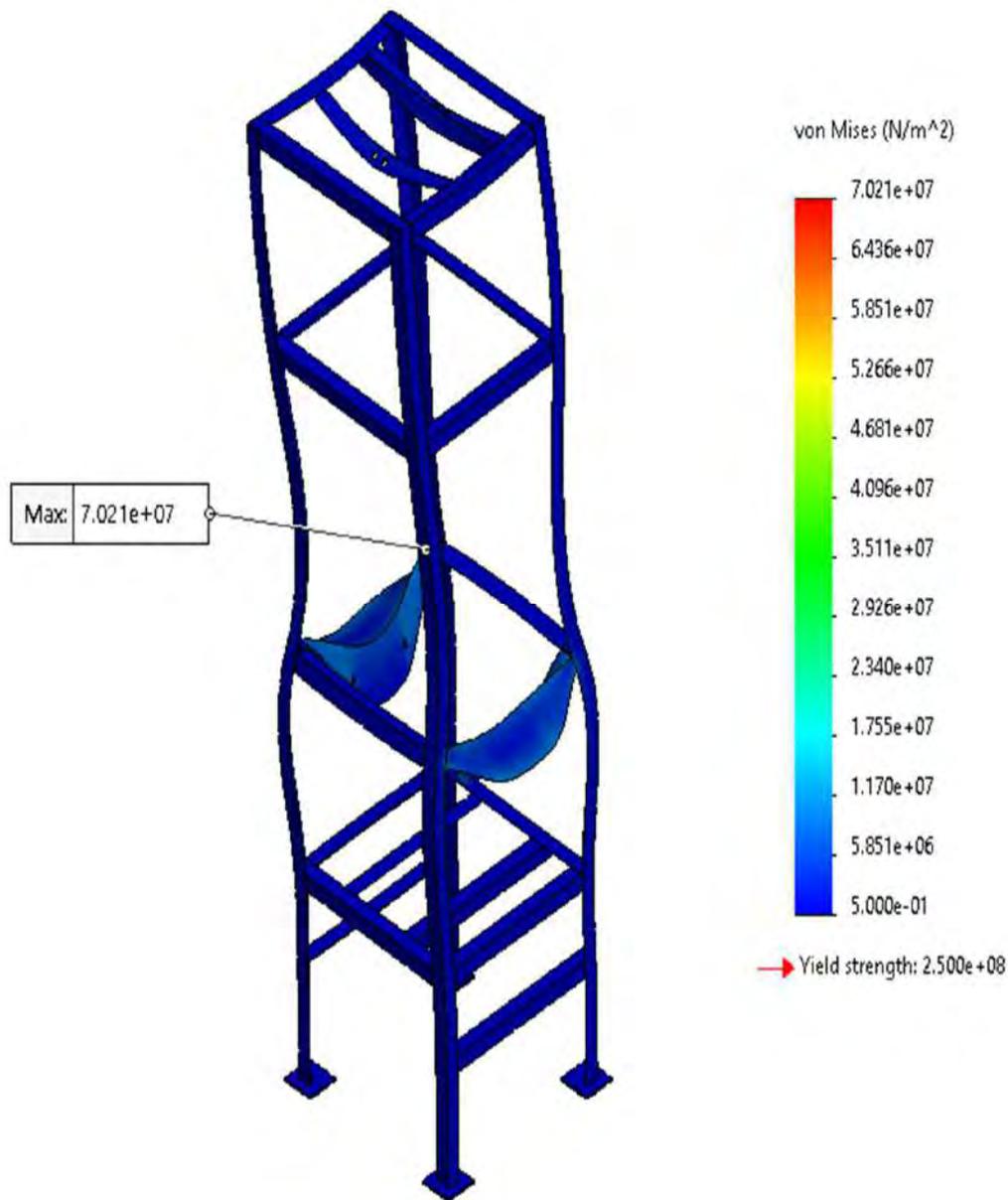
la estructura soportará los esfuerzos mecánicos con un factor de seguridad de 3.56, el cual supera el factor de seguridad mínimo recomendado que es igual a 2.



**Figura 43**

*Isosuperficie de esfuerzos equivalentes según von misses en la estructura soporte*

Nota. Fuente Software SOLIDWORKS



**Figura 44**

*Esfuerzos equivalentes según von mises en la estructura soporte*

Nota. Fuente Software SOLIDWORKS

Por otro lado, para la unión entre los perfiles angulares, se realizará mediante soldadura a tope, para la cual, según lo indicado en el Eurocódigo 3, no es necesario el cálculo, si las uniones a tope cumplen las recomendaciones de soldadura, y si la soldadura abarca todo el espesor de la plancha (Paulsen, 2015).

Soldadura en ranura en escuadra (1)  
Junta a tope (B)

Proceso de soldadura	Designación de junta	Espesor del metal base (U = ilimitado)		Preparación de la ranura			Posiciones de soldadura permitidas	Gas de protección para FCAW	Notas
		T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	Abertura de la raíz	Tolerancias				
					Según lo detallado (ver 5.4.1.1)	Como ajuste (ver 5.4.1.8)			
SMAW	B-L1b	8 máx.	—	$R = \frac{T_1}{2}$	+2, -0	+2, -3	Todo	—	d, e, j
GMAW FCAW	B-L1b-GF	10 máx.	—	R = 0 a 3	-2, -0	+2, -3	Todo	No se requiere	a, d, j
SAW	B-L1-S	10 máx.	—	R = 0	±0	+2, -0	F	—	j
SAW	B-L1a-S	16 máx.	—	R = 0	±0	+2, -0	F	—	d, j

**Figura 45**

*Detalle de soldadura a tope de estructura soporte*

Nota. Fuente “Código de soldadura estructural D1.1” (AWS, 2021).

## 2.8. Instrumentación para el banco de ensayo

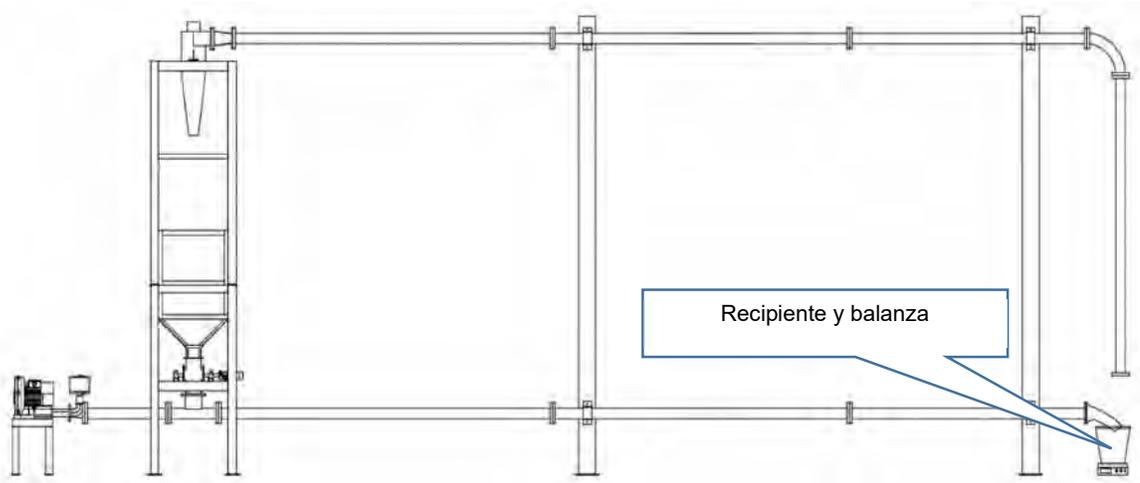
La instrumentación será seleccionada considerando las características del flujo y rangos de las principales variables (presión estática, flujo másico y velocidad), involucradas en el transporte neumático con el objetivo de conocer el desempeño del mismo.

### 2.8.1. Instrumentación para la medición de flujo másico del material

El flujo másico del material será medido antes de cada experimento de transporte neumático. Esta medición depende de la velocidad de giro de la válvula rotativa. Para realizar esta medición, el sistema de tubería será modificado retirando 01 codo, como se aprecia en la figura 46, con la finalidad que el producto sea recolectado por un recipiente con una balanza electrónica con monitor.

Para cada velocidad de giro de la válvula rotativa, se debe medir el peso neto del recipiente antes de empezar con la medición de flujo másico de material. Luego, se cronometrará el inicio de la medición; por último, se registrará el peso indicado en el monitor de la balanza, cada de 20 segundos por un tiempo de 2 a 3 min.

El flujo másico se determinará dividiendo el peso registrado en cada intervalo, entre el tiempo de cada intervalo (20 segundos). Para este propósito, se requiere de una balanza digital de 0 a 10000 g clase 0.1.



**Figura 46**

*Disposición del banco de ensayo para la medición del flujo másico de material*

Nota: Elaboración propia.

### **2.8.2. Instrumentación para medir el caudal del aire entrante**

Para realizar la medición del caudal de aire en el ingreso del sistema de transporte neumático, se utilizará un caudalímetro de línea con la capacidad de medir un caudal igual a 215 m<sup>3</sup>/h.

Se ha seleccionado el caudalímetro VPS R250 M100 cuyo rango de medición es de 0 a 250 m<sup>3</sup>/h para una tubería de 2".



**Figura 47**

*Caudalímetro VPS R250 M100*

Nota: Por VP instruments – VPFlowScope In-line flow meter

([www.vpinstruments.com/product/vpflowscope-in-line-d0-d1](http://www.vpinstruments.com/product/vpflowscope-in-line-d0-d1)). Dominio público.

Consultado el 22 de junio del 2021

### 2.8.3. Selección y posicionamiento de la medición de presión

La medición de las ondas de presión se realizará mediante transmisores de presión que proporcionan lecturas de presión cada 0.2 milisegundos. Además, debido a que el flujo de materiales puede obstruir el punto de registro de presión, se requiere de los transmisores con membranas enrasadas para poder tener una mejor lectura, y sin contratiempos de desmontajes para limpiar el punto de presión (Klinzing, 2010).

Los transmisores de presión son transductores que convierten la presión en una señal eléctrica. El principio de funcionamiento se debe a la deformación del diafragma o membrana, cuya deformación produce un cambio en la resistencia o capacitancia, según sean los sensores. Este cambio produce una salida de señal eléctrica proporcional a la presión medida.

Para el banco de ensayo de transporte neumático, se requiere de un transmisor de presión con las siguientes características.

- Presiones a medir: 0 a 300 mbar manométrico.
- Rosca de entrada: G $\frac{1}{2}$ B .
- Señal de salida: 4 – 20 mA.
- Exactitud: +/- 0.1% del rango

Se ha seleccionado el transmisor de presión DMU-01-VM-31630 de la marca AFRISO.



**Figura 48**

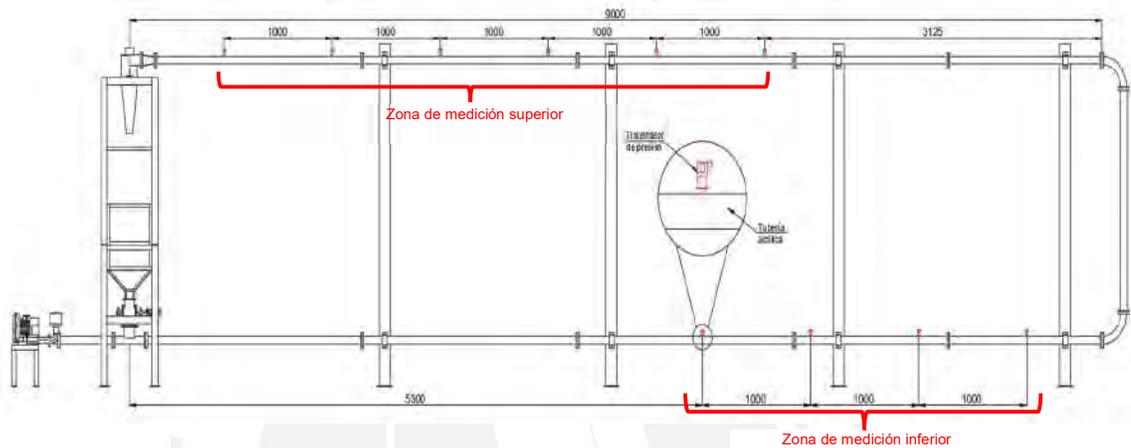
*Transmisor de presión DMU-VM-31630*

Nota: Por AFRISO – Pressure transducer DMU—P precision versión

([https://web.intrial.com.pe/2020/08/249859\\_247418\\_DMU.pdf](https://web.intrial.com.pe/2020/08/249859_247418_DMU.pdf)). Dominio público. Consultado el 22 de junio del 2021

Para el posicionamiento de los transmisores de presión, se seguirá la recomendación del Klinzing (2021). quien indica que los transmisores se deben colocar espaciados 1m

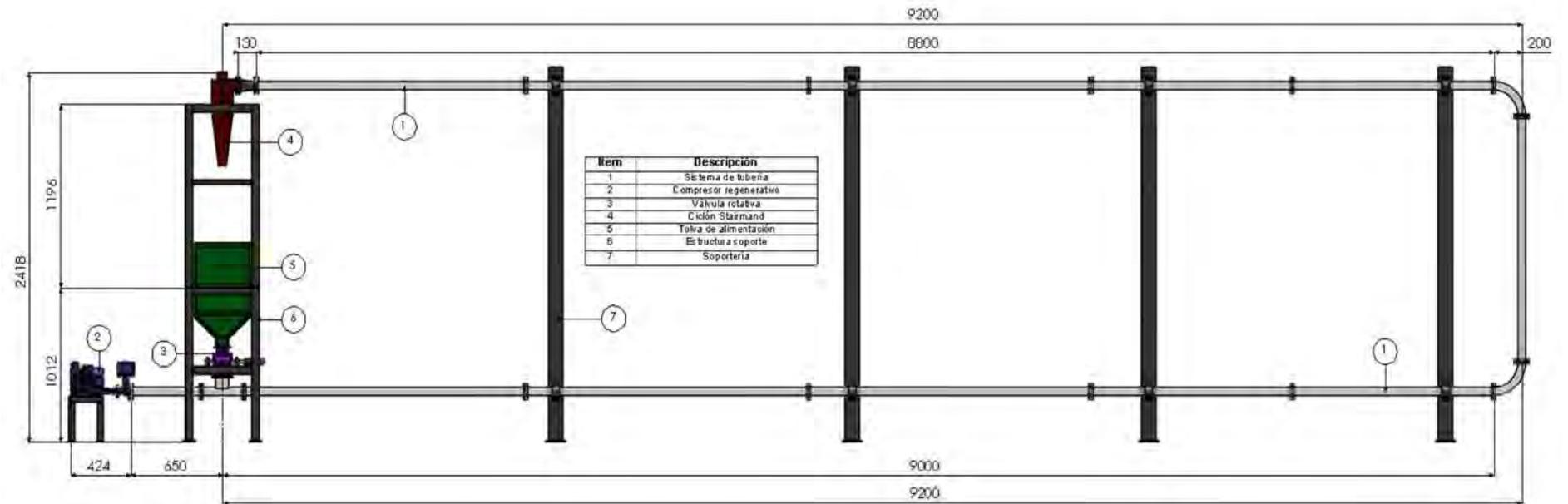
entre ellos; por otro lado, se considerará las posiciones de los transmisores de presión después del tramo de aceleración, cuya longitud máxima es igual a 5,15 m obtenido en el acápite 2.2. Conforme a ello, en el segmento inferior de medición, se colocarán 4 transmisores de presión desde una distancia de 5,5 m del ingreso hacia adelante. Asimismo, en el segmento superior de medición, se colocarán 6 transmisores de presión a una distancia de 3,1 m del codo en adelante como se muestra en la figura 49.



**Figura 49**

*Disposición de transmisores de presión para la medida de presión estática en el sistema de transporte neumático*

Nota: Elaboración propia.



**Figura 50**

*Esquema técnico y configuración dimensional del banco de ensayo de transporte neumático*

Nota. Elaboración propia

## **CAPÍTULO 3**

### **Protocolo de ensayo para adquisición de datos en el banco de ensayo de transporte neumático**

En el presente capítulo, se presentará el protocolo de ensayo a ser realizado con el banco de ensayo de transporte neumático diseñado.

#### **3.1. Experiencia: Categorización de fases de transporte neumático y consumo específico de energía**

Elaboración del diagrama de fase y comparación energética entre las diferentes fases del transporte neumático de materiales granulares

#### **3.2. Objetivos**

- I. Realizar el diagrama de fase para diferentes flujos de material.
- II. Determinar el consumo energético por cantidad de material transportado en fase diluida para diferentes flujos másico de material.
- III. Determinar el consumo energético por cantidad de material transportado en fase densa tapón para diferentes flujos másico de material.
- IV. Comparar los consumos energéticos entre las dos fases de transporte.

#### **3.3. Equipos e instrumentos**

1. Soplador regenerativo LD 043 H43 R27.
2. Motor eléctrico DC 12V con variador de velocidad.
3. Válvula rotativa.
4. Sistema de tuberías acrílicas ( $D=0.05$  m).
5. Ciclón de alta eficiencia Stairmand ( $D_c=0.14$ m).
6. Tolva de descarga de material.
7. Transmisores de presión.
8. Caudalímetro.

#### **3.4. Procedimiento**

##### **3.4.1. Anterior al ensayo**

##### **3.4.1.1. Evaluar el rendimiento de la válvula rotativa**

- a) Introducir el material a la tolva.

- b) Configurar el variador de velocidad para que la válvula rotativa gire una velocidad de 5 RPM.
- c) Configurar el sistema de tuberías para la medición de flujo de material como en la figura 45 de la sección 2.7.1.
- d) Encender el soplador a una presión de 103 kPa y un caudal de 140 m<sup>3</sup>/hr (fase diluida).
- e) Registrar el peso del material mostrado en la balanza cada 30 segundos por 4 min.
- f) Desenergizar el soplador.
- g) Desenergizar la válvula rotativa.
- h) Repetir los pasos d), e) y f) aumentando la velocidad de giro de la válvula rotativa a 10, 15, 20, 25 RPM.

### **3.4.2. En el ensayo mismo**

#### **3.4.2.1. Para transportar el material en fase diluida**

- a) Medir las condiciones ambientales de la instalación al comienzo de cada ensayo (presión atmosférica, temperatura del aire y humedad relativa).
- b) Configurar el variador de velocidad para que la válvula rotativa entregue un flujo másico de material de 50 kg/h según el procedimiento anterior.
- c) Encender el soplador.
- d) Configurar el soplador para que entregue un caudal de 125 m<sup>3</sup>/h a una presión de 104 kPa.
- e) Registrar el caudal y la velocidad del aire mostrados en el caudalímetro.
- f) Encender la válvula rotativa.
- g) Esperar que el sistema de transporte neumático llegue al equilibrio.
- h) Medir y registrar la presión estática en el punto de ingreso del sistema.
- i) Medir y registrar la presión estática en los puntos de medición del tramo de ensayo.
- j) Repetir los pasos g), h) y i) con caudal de aire en el ingreso de 140, 155 y 170 m<sup>3</sup>/h.
- k) Repetir los pasos g), h), i) y j) variando flujos másicos de material de 100, 150, 200 kg/h.
- l) Desenergizar la válvula rotativa y esperar un momento hasta que todo el material del sistema de tubería sea recuperado nuevamente.
- m) Desenergizar el soplador.

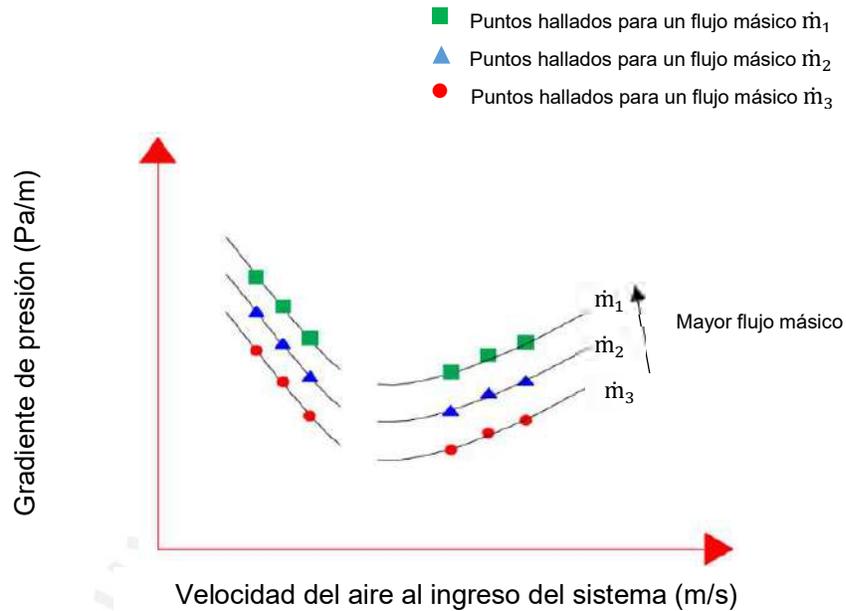
### 3.4.2.2. Para transportar el material en fase densa tapón

- a) Medir las condiciones ambientales de la instalación al comienzo de cada ensayo (presión atmosférica, temperatura del aire y humedad relativa).
- b) Configurar el variador de velocidad para que la válvula rotativa entregue un flujo másico de material de 50 kg/h según el procedimiento anterior.
- c) Encender el soplador.
- d) Configurar el soplador para que entregue una presión de 140 kPa y un caudal de 17 m<sup>3</sup>/h.
- e) Registrar el caudal y la velocidad del aire mostrados en el caudalímetro
- f) Encender la válvula rotativa.
- g) Esperar que el sistema de transporte neumático llegue al equilibrio.
- h) Medir y registrar la presión estática en el punto de ingreso del sistema.
- i) Medir y registrar la presión estática en los puntos de medición del tramo de ensayo.
- j) Repetir los pasos g), h) y i) con caudales de aire en el ingreso de 25, 32, 38 y 45 m<sup>3</sup>/h.
- k) Repetir los pasos g), h), i) y j) variando flujos másicos de material de 100, 150, 200 kg/h.
- l) Desenergizar la válvula rotativa y esperar un momento hasta que todo el material del sistema de tubería sea recuperado nuevamente.
- m) Desenergizar el soplador.

### 3.4.3. Procesamiento de datos obtenidos

#### 3.4.3.1. Elaboración del diagrama de estado

El diagrama de estado es la representación gráfica entre las velocidades del aire ingreso al sistema en el eje de las abscisas y el gradiente de presión por longitud en el eje de las ordenadas. Las velocidades del aire en el ingreso se obtendrán de los datos obtenidos en el caudalímetro. Por otro lado, el gradiente de presión se obtendrá de las presiones indicadas en los puntos de registro de presión en la zona de medición superior e inferior dividiendo entre las distancias de los puntos de registros, cada punto de registro de presión se encuentran distanciados 1 m (ver figura 49).



**Figura 51**

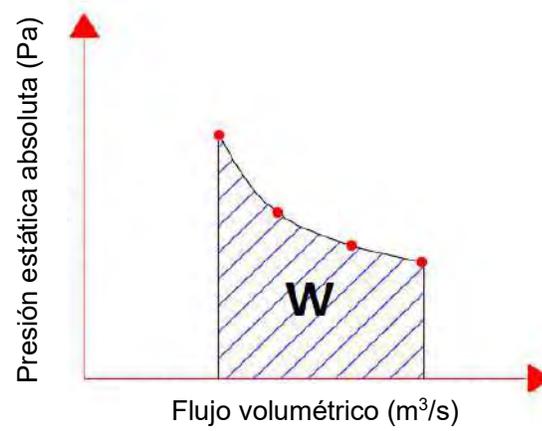
*Diagrama de fase elaborado a obtener de las mediciones registradas en los ensayos*

Nota: Elaboración propia.

### 3.4.3.2. Consumo energético por material transportado

El consumo energético por material transportado se hallará como la división entre el flujo máscico del material y la energía entregada por el flujo para transportar el material. La energía entregada por el flujo se determina como el área bajo la curva de presión versus flujo volumétrico. Las presiones se obtienen de los puntos de registro de presión, y, considerando que el flujo volumétrico cambia debido al cambio de presión y que la temperatura constante, se calcula este flujo volumétrico en cada punto de registro. De esta manera, se obtendrá la curva de presión versus flujo volumétrico que se muestra en la figura 52. El área bajo la curva representa la energía entregada por el flujo para transportar el material. De esta manera, el consumo de energía por material transportado será el siguiente.

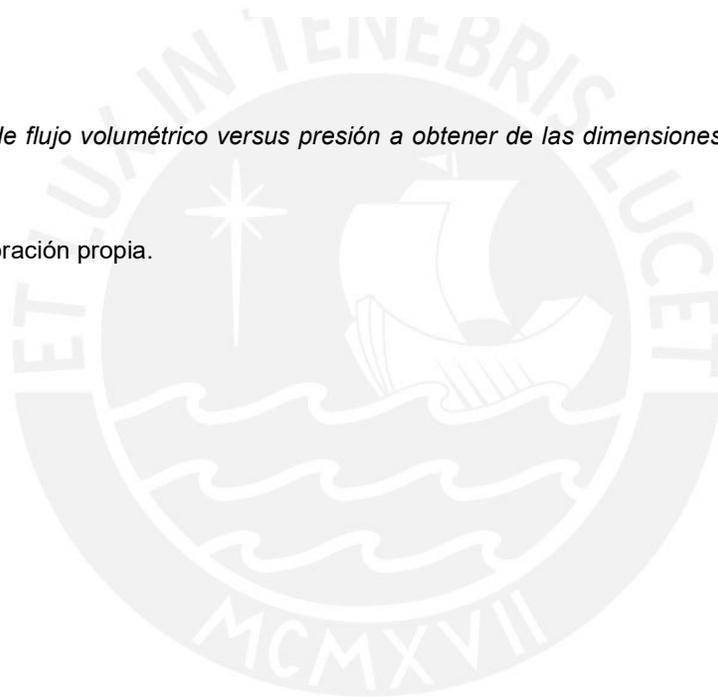
$$\text{Ratio de energía} \left( \frac{Kg}{J} \right) = \frac{\text{Flujo máscico de material} \left( \frac{Kg}{s} \right)}{\text{Energía entregada} \left( \frac{J}{s} \right)}$$



**Figura 52**

*Diagrama de flujo volumétrico versus presión a obtener de las dimensiones registradas en los ensayos*

Nota: Elaboración propia.



## CAPÍTULO 4

### Costos de adquisición de banco de ensayo de transporte neumático

En el presente capítulo, se analizará el costo a incurrirse en la adquisición e instalación del banco de ensayo de transporte neumático, teniendo como base la ingeniería básica y modelo 3D que se ha realizado en la presente tesis.

El costo para la instalación se obtiene como la suma del costo por la realización de ingeniería de detalle, costo de supervisión en la construcción y puesta en marcha, costo por la adquisición de equipos e infraestructuras, y costo de mano obra para la construcción, así como el acompañamiento a la puesta en marcha.

La estimación del costo de la ingeniería de detalle considerando un ingeniero mecánico y un asistente por 15 días se muestra en la tabla 16.

**Tabla 16**

*Estimación del costo de la ingeniería de detalle del banco de ensayo de transporte neumático*

Ingeniería de detalle			S/.	6,750.00
Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio Soles	Parcial S/.
Ingeniero Mecánico	día	15	S/300.00	S/4,500.00
Asistente	día	15	S/150.00	S/2,250.00

Fuente. Elaboración propia

Asimismo, la estimación del costo de la supervisión en la construcción y puesta en marcha considerando nuevamente un ingeniero mecánico y un asistente durante 15 días se muestra en la tabla 17.

**Tabla 17**

*Estimación del costo de supervisión en construcción y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático*

Supervisión en construcción y puesta en marcha			S/.	6,750.00
Descripción Recurso	Unidad	Cantidad	Precio Soles	Parcial S/.
Ingeniero Mecánico	día	15	S/300.00	S/4,500.00
Asistente	día	15	S/1500.00	S/2,250.00

Fuente. Elaboración propia

La estimación del costo por la adquisición de equipos e infraestructura se muestra en la tabla 18, la cual comprende todos los equipos e infraestructura, así como un porcentaje del 5 por ciento para misceláneos que incluye pernería, empaquetadura, entre otros.

**Tabla 18**

*Estimación del costo por adquisición de equipos e infraestructura para el banco de ensayo de transporte neumático*

Adquisición de equipos e infraestructura			Sl.	36,310.71
Descripción	Unidad	Cantidad	Costo por unidad	Costo parcial
<b>Soplador regenerativo</b>	und	<b>1</b>	<b>S/7,898.00</b>	<b>S/7,898.00</b>
<b>Tubería de acrílico</b>	m	<b>20.6</b>	<b>S/130.00</b>	<b>S/2,678.00</b>
<b>Válvula rotativa</b>				<b>S/625.60</b>
Carcasa	kg	4	S/14.40	S/57.60
Rotor	und	1	S/200.00	S/200.00
Accionamiento	und	1	S/140.00	S/140.00
Rodamiento	und	2	S/114.00	S/228.00
<b>Ciclón Stairmand</b>	kg	<b>6.87</b>	<b>S/19.80</b>	<b>S/136.03</b>
<b>Estructura metálica</b>				<b>S/2,574.00</b>
Estructura soporte 1	kg	21.19	S/14.40	S/305.14
Estructura soporte 2	kg	21.31	S/14.40	S/306.86
Soporte tubería	kg	108	S/14.40	S/1,555.20
Tolva de alimentación	kg	23.25	S/14.40	S/334.80
Soporte de compresor	kg	5	S/14.40	S/72.00
<b>Instrumentación</b>				<b>S/20,670.00</b>
Transmisor de presión	und	15	S/1,260.00	S/18,900.00
Caudalímetro	und	1	S/1,500.00	S/1,500.00
Balanza	und	1	S/270.00	S/270.00
<b>Misceláneos</b>				<b>S/1,729.08</b>

Fuente. Elaboración propia

La estimación del costo por la construcción y acompañamiento a la puesta en marcha, se considera en un periodo de 6 días, con personal técnico en equipos electromecánico, operario calderero y personal de apoyo, así como los equipos requeridos para la instalación. En la tabla 19, se muestra los costos desglosados

**Tabla 19**

*Estimación del costo por adquisición de equipos e infraestructura para el banco de ensayo de transporte neumático*

<b>Construcción y acompañamiento puesta en marcha</b>				<b>S/.</b>	<b>12,283.20</b>
<b>Descripción Recurso</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo por unidad</b>	<b>Parcial S/.</b>	
<b>Mano de Obra</b>					<b>S/5,443.20</b>
Capataz electromecánico	hh	48	34.2	S/1,641.60	
Operario mecánico	hh	48	28.8	S/1,382.40	
Operario calderero	hh	48	28.8	S/1,382.40	
Oficial	hh	48	21.6	S/1,036.80	
<b>Equipos y Herramientas</b>					<b>S/6,840.00</b>
Máquina de Soldar Eléctrica 400 A	dd	6	180	S/1,080.00	
Andamios	dd	6	360	S/2,160.00	
Torquímetro hidráulico	dd	6	108	S/648.00	
Equipo de oxicorte	dd	6	180	S/1,080.00	
Tablero distribución eléctrica y tomas	dd	6	72	S/432.00	
Taladro electromagnético 1-1/4"	dd	6	108	S/648.00	
Teclé ratchet 0.5 T	dd	6	72	S/432.00	
Herramientas varias	Glb	1	360	S/360.00	

Fuente. Elaboración propia

En suma, se estima que el costo la adquisición e instalación del banco de ensayo de transporte neumático es 57,593.91 PEN. Ver tabla 20.

**Tabla 20**

*Estimación del costo total para adquisición e instalación del banco de ensayo de transporte neumático*

<b>Designación</b>	<b>Costo designado</b>
<b>Adquisición de equipos e infraestructura</b>	S/36,310.71
<b>Construcción y acompañamiento en puesta en marcha</b>	S/12,283.20
<b>Ingeniería de detalle</b>	S/6,750.00
<b>Supervisión en construcción y puesta en marcha</b>	S/6,750.00
<b>Costo total</b>	<b>S/62,093.91</b>

Fuente. Elaboración propia

## CONCLUSIONES

1. Se diseñó el banco de ensayo de transporte neumático, que alcanza bajo condiciones de operación la fase diluida y fase densa tapón para materiales granulares con una capacidad máxima de 200 kg/h garantizando un funcionamiento continuo y con retroalimentación del material.

2. Se definió las características físicas de los materiales a utilizar en el banco de ensayo en las dos fases.

- Diámetro de partícula: 2 a 6 mm.
- Densidad de material: 800 a 1500 kg/m<sup>3</sup>.

3. Se insertó el modelo conceptual del banco de ensayo comprendiendo los siguientes procesos.

- Recopilación de datos de material a ensayar
- Suministro de aire
- Suministro y dosificación de materiales
- Separación y recolección
- Realización del ensayo
- Medición y adquisición de datos
- Procesamiento de datos
- Presentación de información de transporte neumático

4. Se determinó las dimensiones del banco de ensayo, 10,3 x 0,6 x 2,4 m en largo, ancho y alto, respectivamente, considerando las longitudes de aceleración y la longitud de las zonas de medición

5. Se desarrolló el cálculo del energético del transporte neumático en ambas fases. Con estos resultados, se seleccionó el soplador para el suministro de aire comprimido requerido.

- Suministro de aire: soplador regenerativo LD 043 H43 Marca AFRISO  
Presión máxima 38 kPa y caudal 320 m<sup>3</sup>/h
- Sistema de tubería: Tubería acrílica de diámetro interior igual 50 mm, y espesor de pared igual a 3 mm.

6. Se diseñó la válvula rotativa como componente del sistema de alimentación de material con una capacidad de 200 kg/h
7. Se diseñó el ciclón Stairmand de alta eficiencia como componente del sistema de separación de material con una eficiencia de recolección de 100% para diámetros mayores a 1.87  $\mu\text{m}$
8. Se diseñó la estructura soporte para la sujeción del sistema de alimentación y recolección, el cual soporta las cargas mecánicas con un factor de seguridad de 3.5, que es mayor al factor de seguridad recomendado.
9. Se seleccionó los instrumentos para cumplir con la obtención de datos de los ensayos
  - Caudalímetro: VPS R250 M100 marca VPInstrument. Rango de 0 a 250  $\text{m}^3/\text{h}$
  - Transmisor de presión: DMU-01-VM-31630 Marca AFRISO. Rango 1 a 2 bar
  - Balanza electrónica de laboratorio de 0 a 10000g clase 0.1.
10. Se elaboró un protocolo de adquisición de datos para el banco de ensayo de transporte neumático. Asimismo, se proporciona la manera de procesar los datos. Como resultado de los ensayos, se conocerá el consumo energético del transporte neumático de un material granular en fase diluida y fase densa.
11. Se estimó el costo total de S/. 62,093.91 por la adquisición, instalación y puesta en marcha del banco de ensayo de transporte neumático.

## BIBLIOGRAFÍA

- Arakaki, C., Ghaderi, A., Sæther, A., Ratnayake, C., & Enstad, G. G. (2010). Air mass balance for mass flow rate calculation in pneumatic conveying.
- Association, S. H. (2008). A practical guide to rotary valves. *Technical Bulletin*, paper 13.
- Bashir, K. (Agosto de 2015). Design and Fabrication of cyclone separator. China: China University of Petroleum.
- Borzzone, L., & Klinzing, G. (15 de Diciembre de 1987). Dense-phase transport: Vertical plug flow. *Powder technology*, 273-283.
- Chaurette, J. (febrero de 2003). *lightmypump*. Obtenido de lightmypump: [https://www.pumpfundamentals.com/download-free/pipe\\_rough\\_values.pdf](https://www.pumpfundamentals.com/download-free/pipe_rough_values.pdf)
- Cooper, C., & Alley, F. (2011). *Air pollution control. A design approach*. Illinois: Waveland.
- Coz, A. (1996). Caída de presión a través de un inyector del tipo Venturi y conductos horizontales en el transporte neumático de material granular. *TECNIA*, 9-28.
- Dhodapkar, S., Solt, P., & Klinzing, G. (2009). Understanding Bends in Pneumatic Conveying System. *Chemical Week Publishing*, 46-52.
- Dodhapkar, S. (2 de junio de 2017). Transporte pneumático. (H. Huerta, Entrevistador) Correo.
- Echeverri, C. (2006). Diseño óptimo de ciclones. *Revista ingenierías Universidad de Medellin*, 123 - 139.
- Fan, L.-S., & Zhu, C. (1998). *Principles of Gas-Solid Flow*. Cambridge.
- Geldart, D. (1973). Types of the gas fluidization. *Powder Technology*, 285-292.
- Gomes, L. M., & Mesquita, A. L. (Enero de 2014). On the prediction of pickup and saltation velocities in pneumatic conveying. Brazil: Brazilian Journal of Chemical Engineering.
- Gonzales Seabra, P. (2011). Sistema de transporte neumático para quinua con una capacidad de 1200 kg/h. Lima.

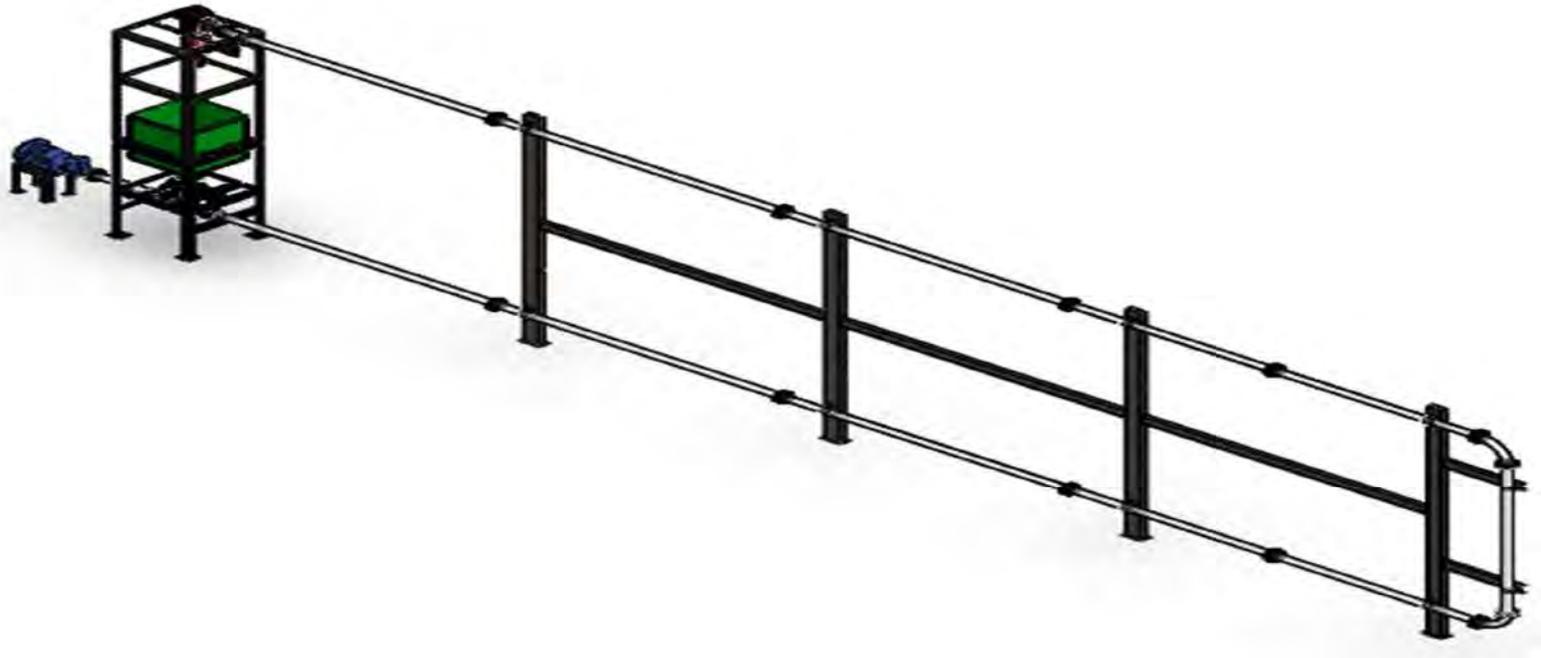
- Harald, W., & shrikant, D. (2014). *PNEUMATIC CONVEYING: Optimal System Design, Operation and Control*. USA: Chemical Engineering.
- Hastie, D., Wypych, P., Cook, D., & Frew, I. (2001). Measurement of air leakage through rotary valve. *Bulk material storage, handling and transportation conference proceedings* , 781-789.
- Hinkle, B. (1953). *Acceleration of particles and pressure drops encountered in horizontal pneumatic conveying*. Georgia.
- K, K., Harrison, D., Nedderman, R., & Davidson, J. (1980). Prediction of the pressure drop for horizontal dense phase pneumatic conveying of particle. *Pneumotransport* , 225-224.
- Kessel, S. (1985). *The interaction between rotary valves and pneumatic conveying pipeline*. London.
- Kessel, S. (1985). *The Interaction between rotary valves and pneumatic conveying pipelines*. London: School of Engineering Thame polytechnic.
- Keys, S., & Chambers, A. (1995). *Scaling Pneumatic Conveying characteristics for Pipeline Pressure*. POWDER HANDLING & PROCESSING.
- Klinzing, G. (2001). Dense phase (plug) conveying - observation and projections. *Handbook of conveying and handling of particulate solids*.
- Klinzing, G. (2001). Dense phase (plug) conveying- observations and projections. *Handbook of Conveying and Handling of Particulate Solids*, 329-341.
- Klinzing, G. (4 de junio de 2017). Perdida de presión de transporte neumático en fase densa. (H. Huerta, Entrevistador)
- Klinzing, G., & Borzone, L. (1987). Dense-Phase Transport: Vertical Plug Flow. *Powder Technology*, 273-283.
- Klinzing, G., Rizk, F., Marcus, R., & Leung, L. (2010). *Pneumatic Conveying of solids. A theoretical and practical approach* (tercera ed.). London: Springer.
- Konrad, K. (1986). Dense phase pneumatic conveying: A review. *Powder Technology*, 1-35.

- Konrad, K., Harrison, D., Nidderman, R., & Davidson, J. (s.f.). Prediction pressure drop for horizontal Dense phase pneumatic conveying of particles. *Int. Conf on the pneumatic transport of solid in pipes*, (págs. 225-244).
- Kunii, D., Levenspiel, O., & Brenner, H. (1991). *Fluidization Engineering*. Butterworth-Heinemann.
- Lecreps, I. (2011). *Physical mechanisms involved in the transport of slugs during horizontal pneumatic conveying*. Munich.
- Lecreps, I., Sommer, K., & Wolz, K. (2009). Stress States and Porosity within Horizontal Slug by Dense-Phase Pneumatic Conveying. *Particulate Science and Technology*.
- Lehigh Valley plastic. (28 de Septiembre de 2022). *Acrylic Properties*. Obtenido de [https://www.lehighvalleyplastics.com/wp-content/uploads/2013/09/Acrylic\\_Properties.pdf](https://www.lehighvalleyplastics.com/wp-content/uploads/2013/09/Acrylic_Properties.pdf)
- Mani, N., Santo, N., Kalman, H., & Levy, A. (2018). Experimental analysis of particle velocity and acceleration in vertical dilute phase pneumatic conveying. *Powder Technolofy* 330, 239-251.
- Mi. (1994). *Low-velocity pneumatic transportation of bulk solids*. Wollongong: Universidad de Wollongong.
- Mi, B., & Wypych, P. (1994). Pressure drop prediction in low-velocity pneumatic conveying . *Powder Technology*, 125-137.
- Mi, B., & Wypych, P. (1995). Investigation into wall pressure during slug-flow pneumatic conveying. *Powder Technology*, 91-98.
- Michaelides, E., Crowe, C., & Schwarzkopf, J. (2007). *Multiphase Flow Handbook*. Taylor & Francis .
- Mills, D. (2004). *Pneumatic Conveying Design Guide*. London.
- Mills, D. (2004). *Pneumatic Conveying Design Guide*. Burlington: Elsevier.
- Mott, R. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. Mexico: Prentice Hall.
- Niederreiter, G., & Sommer, K. (2004). Modeling and experimental validation of pressure drop for pneumatic plug conveying. *Granular Matter* 6, 179-183.

- Ochi, M. (1991). Saltation velocity of the Gas-Solid Two-Phase Flow in a Horizontal pipe. *The First ASME-KSME Fluids Engineering conference*, 163-166.
- Pahl, G., & Beitz, W. (2007). *Engineering Design*. Berlin: Springer.
- Pan, R., & Wypych, P. (1997). Pressure drop and slug velocity in low-pneumatic conveying of bulk solid. *Powder Technology*, 123-132.
- PUCP. (2014). *Teoría de falla*. Lima.
- Rose, H., & Duckworth, R. (1969). Transport of solid particles in liquids and gases. *The engineer*, 227-392.
- Sanchez, L., A.Vasquez, N., E.Klinzing, G., & Dhodapkar, S. (2005). Evaluation of models and correlations for pressure drop estimation in dense phase pneumatic conveying and an experimental analysis. *Powder Technology*, 142-147.
- Shames, I. (1995). *Mecánica de Fluidos* (Tercera Edición ed.). Bogota: McGRAW-HILL.
- Shenzhong, Z., & Bingkun, S. (1987). A funtional analysis of pneumatic rotary valve. *Bulk Solid Handling*, 7(1).
- Shepherd, C., & Lapple, C. (1939). *Flow Pattern and Pressure drop*. Wilmington: E. I. du Pont de Nemours & Company.
- Solt, P. (1994). Pneumatic points to ponder. *Powder and Bulk Engineering*.
- The American Socierty of Mechanical Engineers [ASME]. (2020). Code B31.3 Process Piping. New Yoirk, USA.
- Uematsu, T. (s.f.). *Pressure drop in the pneumatic conveyance of granular solid trough a pipe*. Osaka, Japan: Osaka, universidad.
- Vásquez, N., Sánchez, L., Klinzing, G., & Dodhapkar, S. (2003). Friction measurement in dense phase plug flow analysis. *Powder Technology*, 167-183.
- Wilms, H., & Dhodapkar, S. (1 de Octubre de 2014). *Pneumatic conveying: Optimal system design, operation and control-Chemical Engineering*. Obtenido de Chemical Engineering sitio web: <https://www.chemengonline.com/pneumatic-conveying-optimal-system-design-operation-and-control/>
- Wypych, P. (11 de julio de 2017). Transporte neumatico en fase densa. (H. Huerta, Entrevistador)

## ANEXOS

### Anexo 1.- Modelo tridimensional del banco de ensayo de transporte neumático



Nota: Elaboración propia. Acceso ilimitado a la descarga del modelo en versión STEP mediante siguiente link

<https://drive.google.com/file/d/1N1wL9X9WGTOZqELLzG2XKiEH9RQLp7Yn/view?usp=sharing>

## Anexo 2. Velocidades de aire mínimos para el transporte en fase densa de pellets de polietileno y granos de trigos



### Description

Simulación mediante elementos finitos de los esfuerzos en la estructura soporte de ciclón y tolva de alimentación

## Simulación de esfuerzos de Estructura Soporte

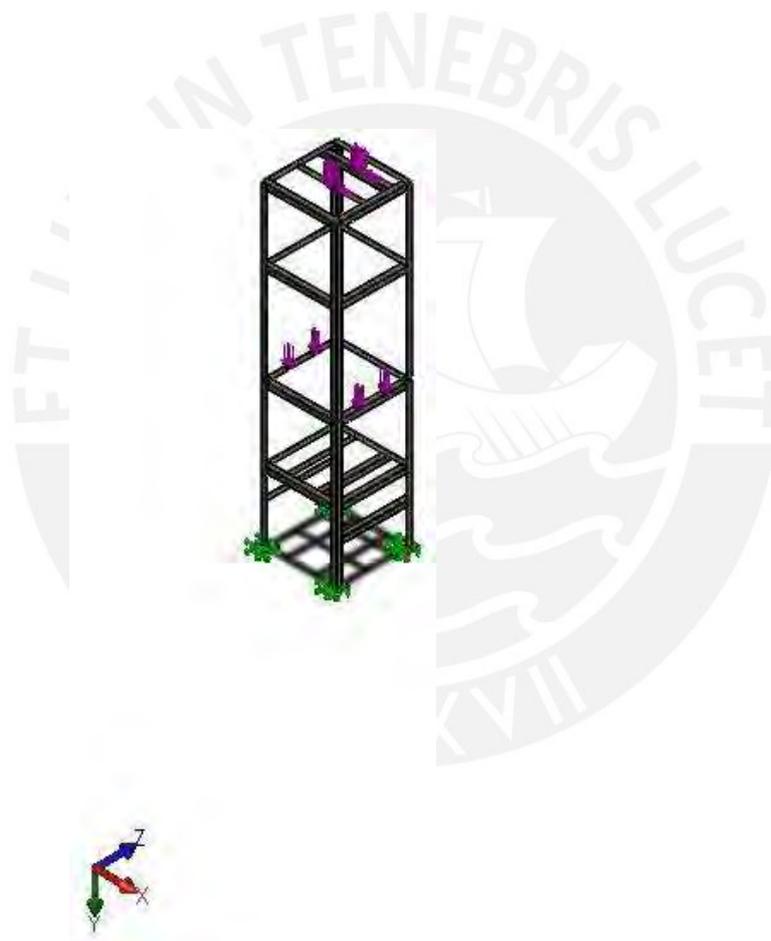
Date: Lunes, 14 de enero de 2022  
Designer: Heider Huerta  
Study name: Static 1  
Analysis type: Static

### Table of Contents

Description .....	
Model Information .....	
Study Properties .....	
Units .....	
Material Properties .....	
Loads and Fixtures .....	
Mesh information .....	
Resultant Forces .....	
Study Results .....	



## Model Information



Model name: Estructura soporte - calculo  
Current Configuration: Default



## Study Properties

Study name	Static 1
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SOLIDWORKS Flow Simulation	Off
Solver type	Direct sparse solver
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SOLIDWORKS document (G:\TESIS\TRANSPORTE NEUMATICO\REVISIONES\REV 4\Dibujo 3D)

## Units

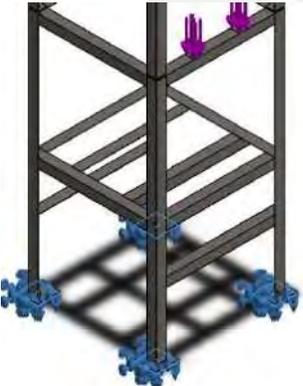
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m <sup>2</sup>



### Material Properties

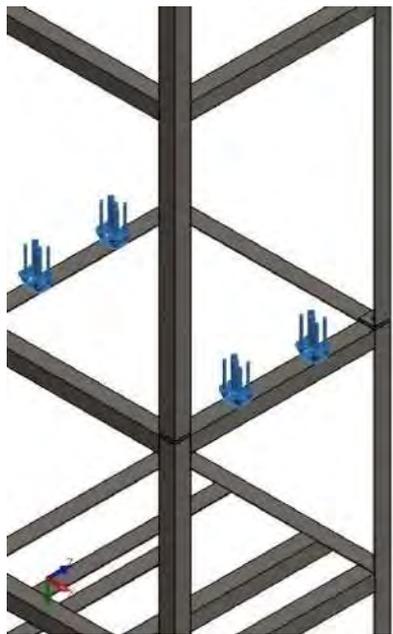
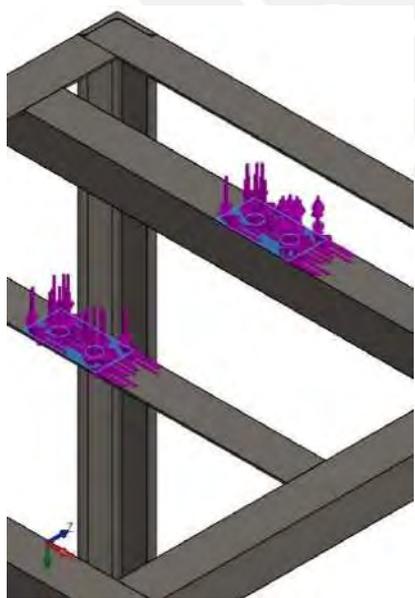
Model Reference	Properties	Components
	Name: ASTM A36 Steel Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Unknown Yield strength: 2.5e+08 N/m <sup>2</sup> Tensile strength: 4e+08 N/m <sup>2</sup> Elastic modulus: 2e+11 N/m <sup>2</sup> Poisson's ratio: 0.26 Mass density: 7,850 kg/m <sup>3</sup> Shear modulus: 7.93e+10 N/m <sup>2</sup>	
Curve Data: N/A		

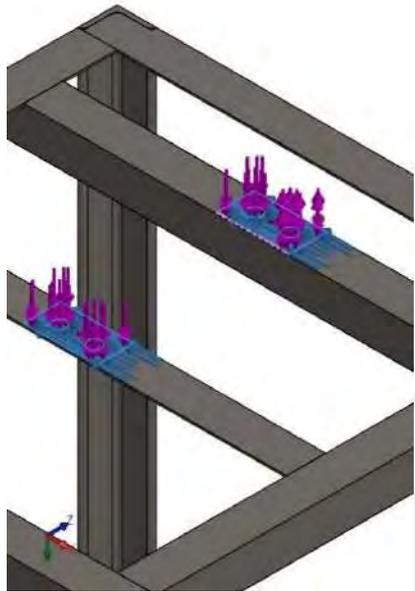
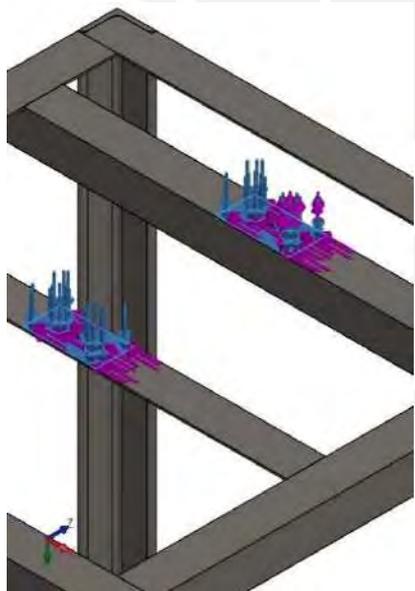
### Loads and Fixtures

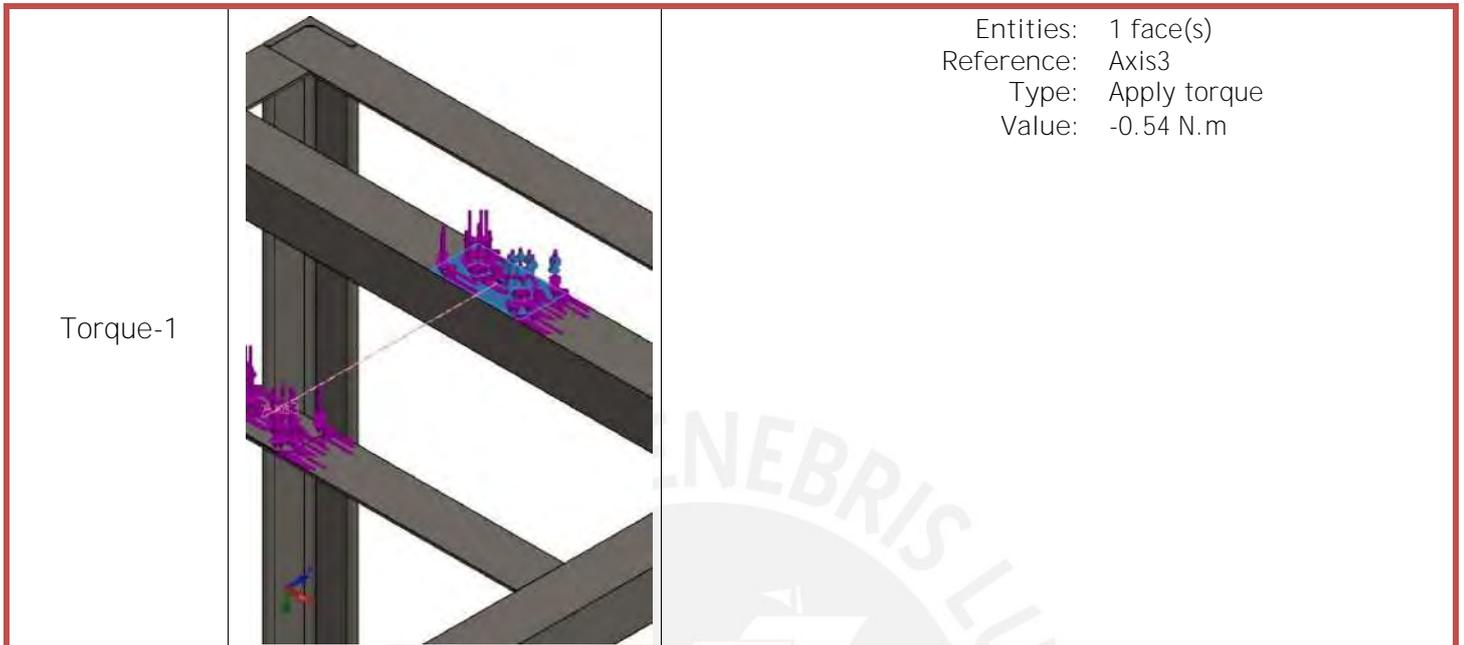
Fixture name	Fixture Image	Fixture Details
Fixed-1		Entities: 4 face(s) Type: Fixed Geometry

Resultant Forces

Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	4.45919	-937.139	0.00051409	937.15
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

Load name	Load Image	Load Details
Force-1		Entities: 4 face(s) Type: Apply normal force Value: 868 N
Force-2		Entities: 2 face(s) Type: Apply normal force Value: 66.6 N

Force-3		<p>Entities: 2 face(s) Reference: Edge&lt; 1 &gt; Type: Apply force Values: ---, ---, 4.46 N</p>
Force-4		<p>Entities: 2 face(s) Type: Apply normal force Value: 0.868 N</p>



## Mesh information

Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	22.1518 mm
Tolerance	1.10759 mm
Mesh Quality Plot	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

## Mesh information - Details

Total Nodes	52385
Total Elements	23418
Maximum Aspect Ratio	23.078
% of elements with Aspect Ratio < 3	21.7
% of elements with Aspect Ratio > 10	1.33
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:12
Computer name:	

Model name: Estructura soporte - calculo  
 Study name: (Static 1) - (Default)  
 Mesh type: Solid Mesh



## Resultant Forces

### Reaction forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	4.45919	-937.139	0.00051409	937.15

### Reaction Moments

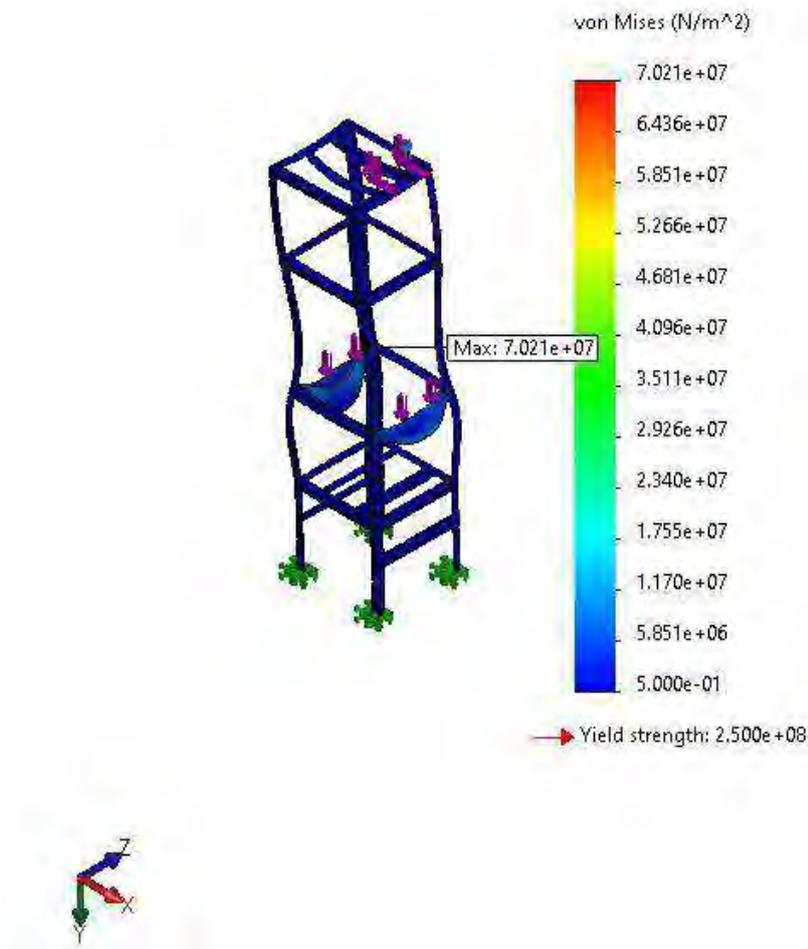
Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0



## Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	2.351e+00 N/m <sup>2</sup> Node: 11790	7.021e+07 N/m <sup>2</sup> Node: 9022

Model name:Estructura soporte - calculo  
 Study name:Static 1(-Default-)  
 Plot type: Static nodal stress Stress1  
 Deformation scale: 2,163.89

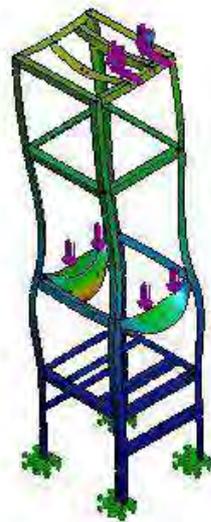


Estructura soporte - calculo-Static 1-Stress-Stress1



Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0.000e+00 mm Node: 11464	1.091e-01 mm Node: 13319

Model name:Estructura soporte - calculo  
 Study name:Static 1(-Default-)  
 Plot type: Static displacement Displacement1  
 Deformation scale: 2,163.89



Estructura soporte - calculo-Static 1-Displacement-Displacement1



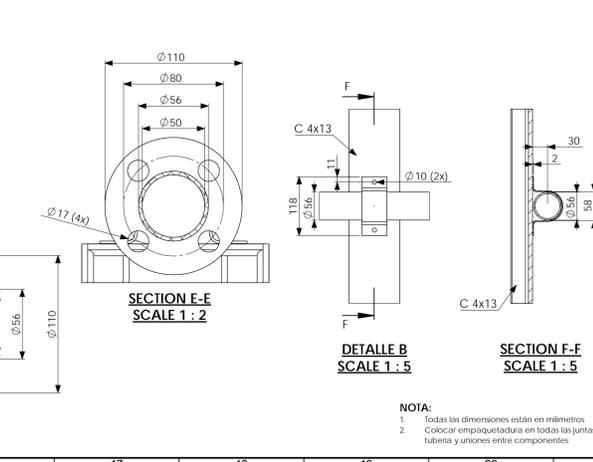
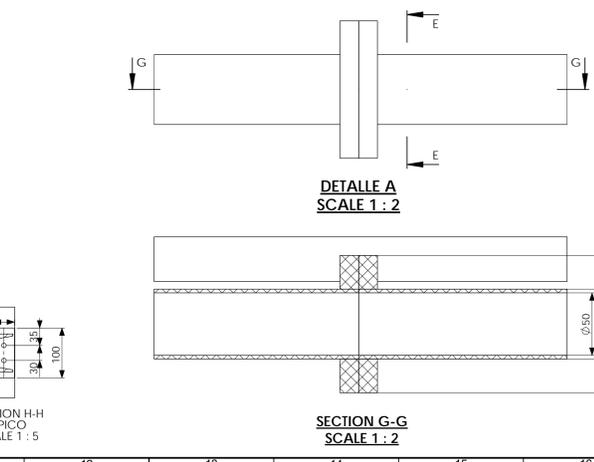
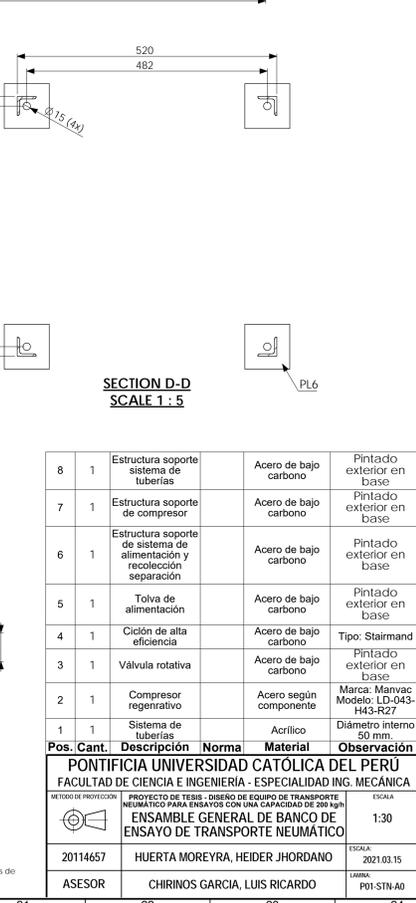
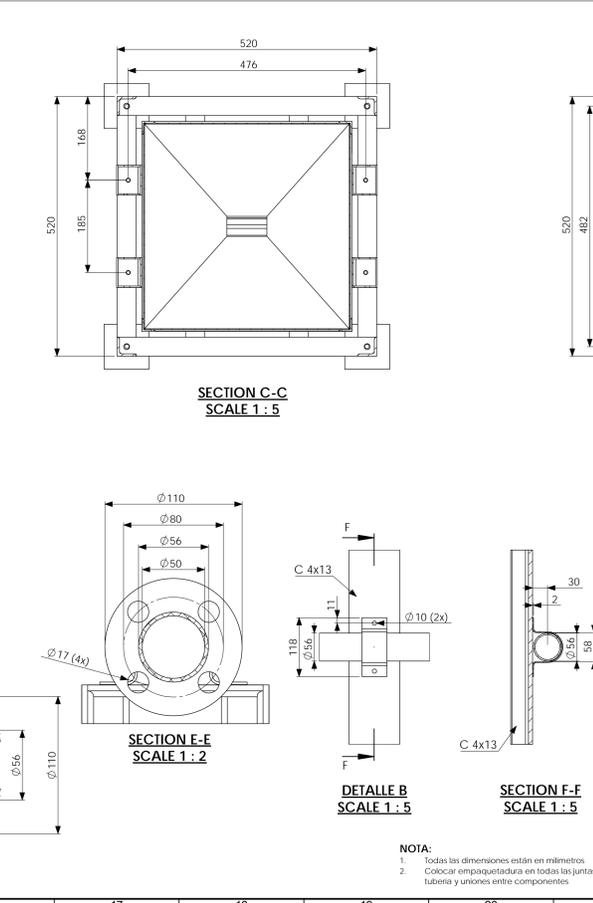
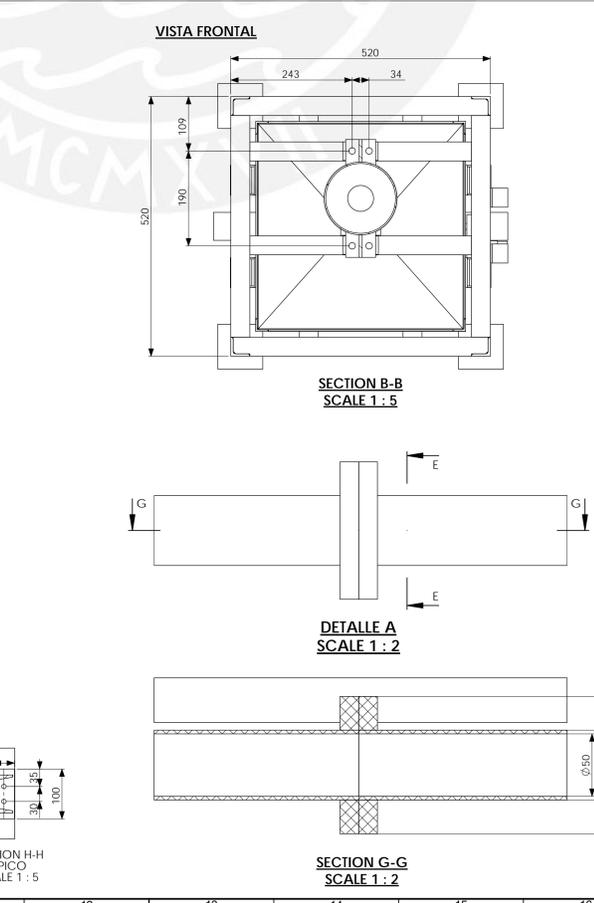
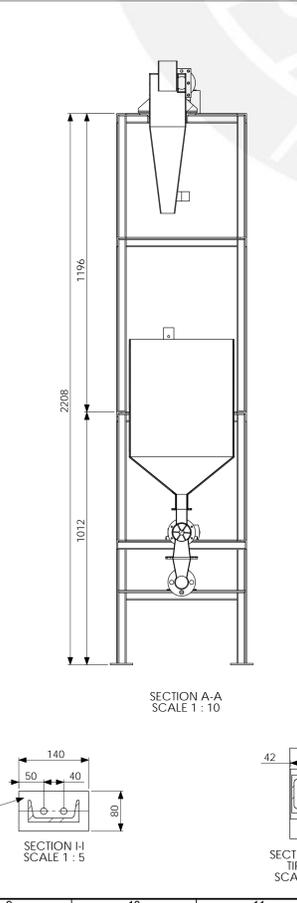
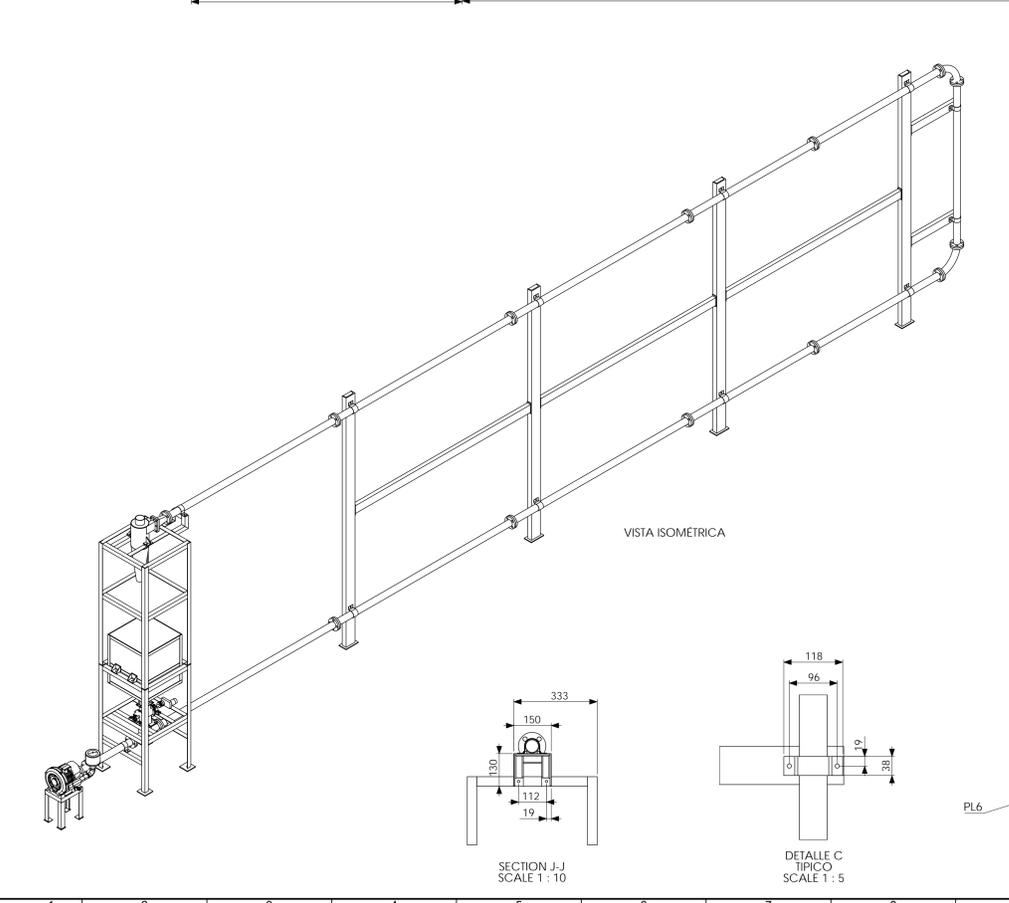
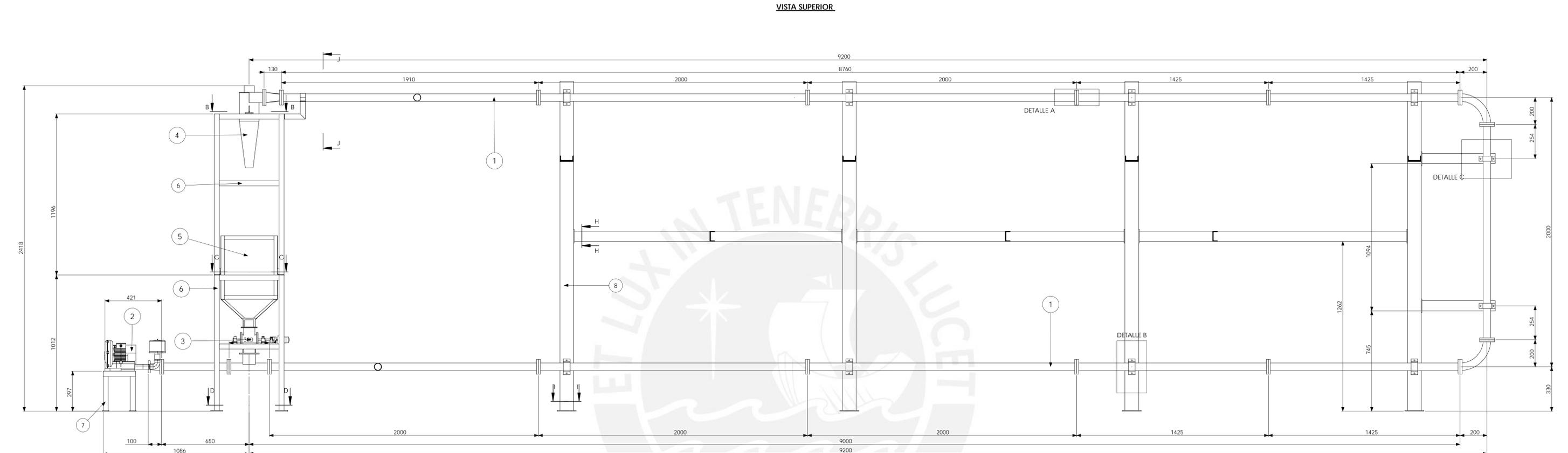
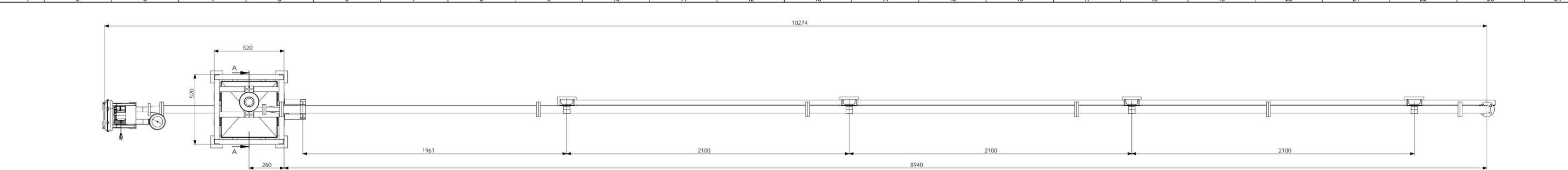
**Anexo 3. Planos**

El listado de plano se indica en la tabla A4.1

**Tabla A3.1**

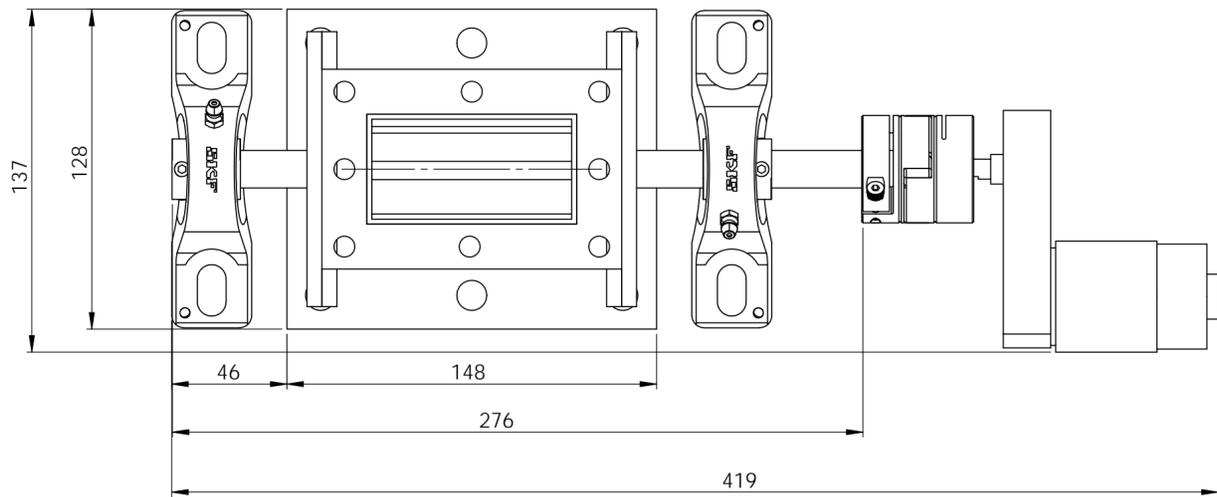
*Listado de planos*

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>
STN-P01-A0	Ensamble general de banco de ensayo de transporte neumático
STN-P02-A2	Válvula rotativa
STN-P03-A3	Ciclón de alta eficiencia tipo Stairmand
STN-P04-A2	Tolva de alimentación
STN-P05-A2	Tuberías y accesorios
STN-P06-A2	Estructura soporte de sistema de alimentación
STN-P07-A2	Estructura soporte de sistema de separación
STN-P08-A2	Estructura soporte de sistema de tuberías



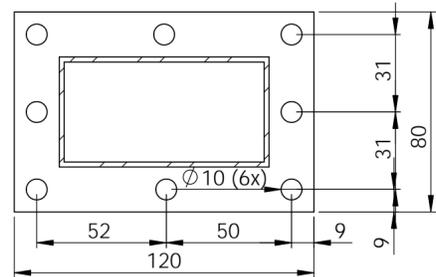
Pos. Cant.	Descripción	Norma	Material	Observación
8 1	Estructura soporte sistema de tuberías		Acero de bajo carbono	Pintado exterior en base
7 1	Estructura soporte de compresor		Acero de bajo carbono	Pintado exterior en base
6 1	Estructura soporte de sistema de alimentación y recolección separación		Acero de bajo carbono	Pintado exterior en base
5 1	Tolva de alimentación		Acero de bajo carbono	Pintado exterior en base
4 1	Cilón de alta eficiencia		Acero de bajo carbono	Tipo: Stairmand
3 1	Válvula rotativa		Acero de bajo carbono	Pintado exterior en base
2 1	Compresor regenerativo		Acero según componente	Marca: Manvac Modelo LD-043-H43-R27
1 1	Sistema de tuberías		Acrílico	Diámetro interno 50 mm.

NOTA:  
 1. Todas las dimensiones están en milímetros.  
 2. Colocar empaquetadura en todas las juntas de tubería y uniones entre componentes.

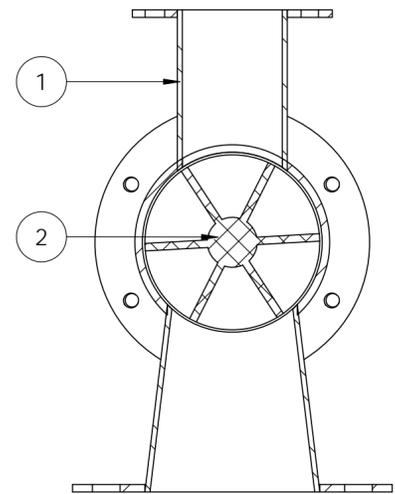


VISTA SUPERIOR

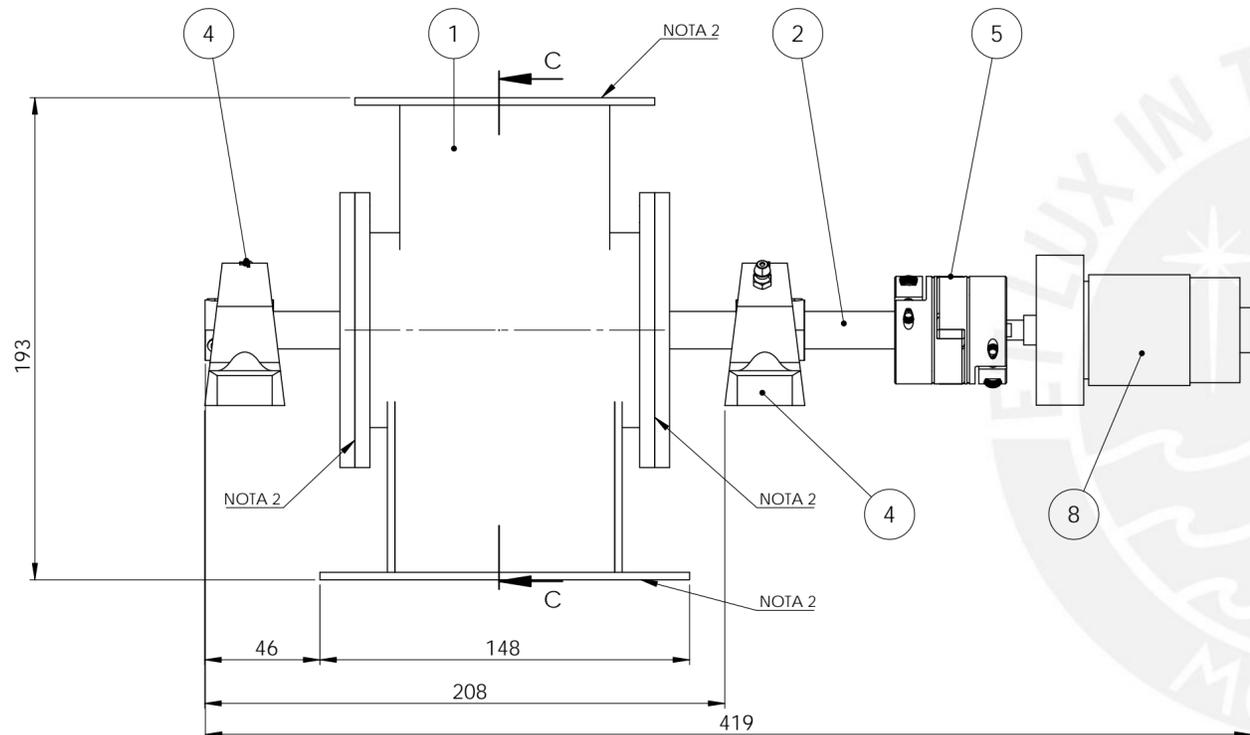
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	+ 0.1	+ 0.1	+ 0.2	+ 0.3	+ 0.5



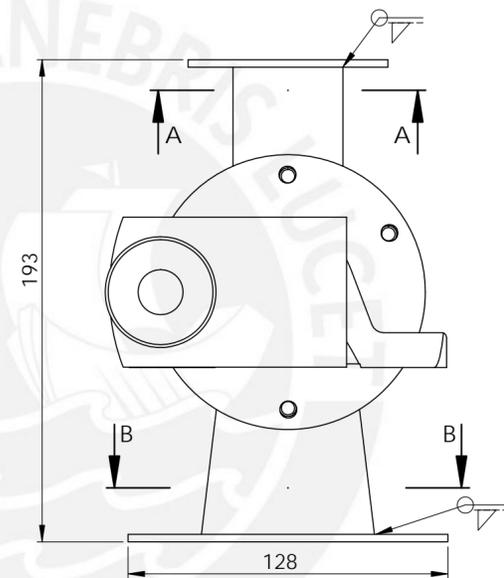
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2



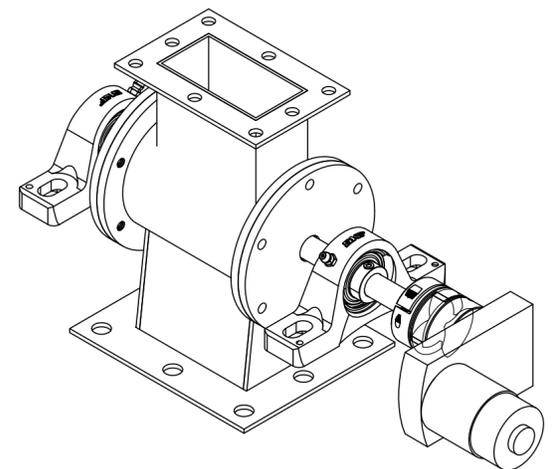
SECTION C-C  
SCALE 1 : 2



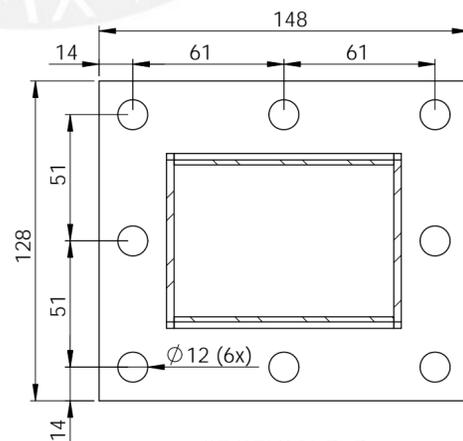
VISTA FRONTAL



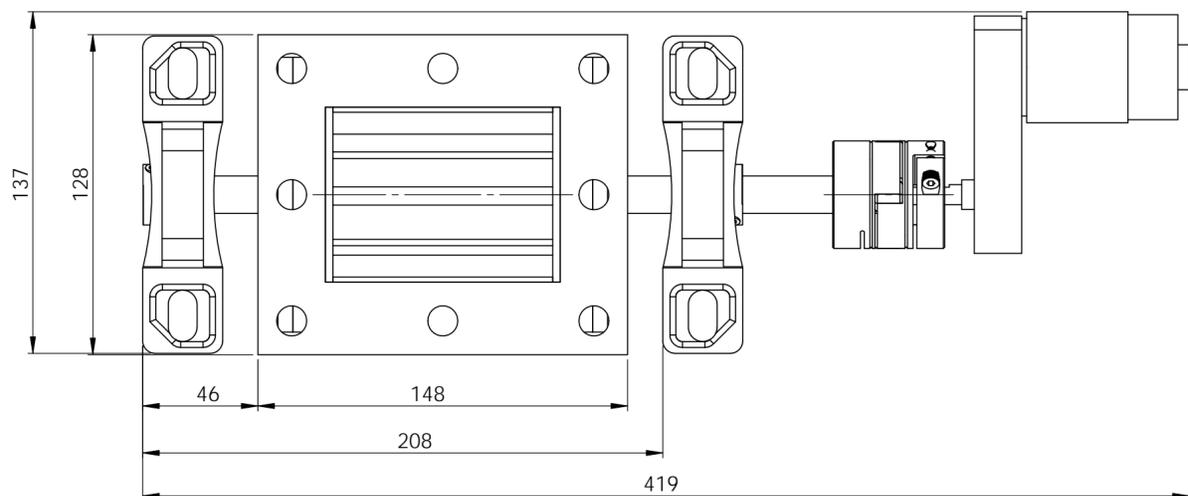
VISTA LATERAL DERECHA



VISTA ISOMÉTRICA  
ESCALA 1:3



SECTION B-B  
SCALE 1 : 2



VISTA INFERIOR

NOTA:

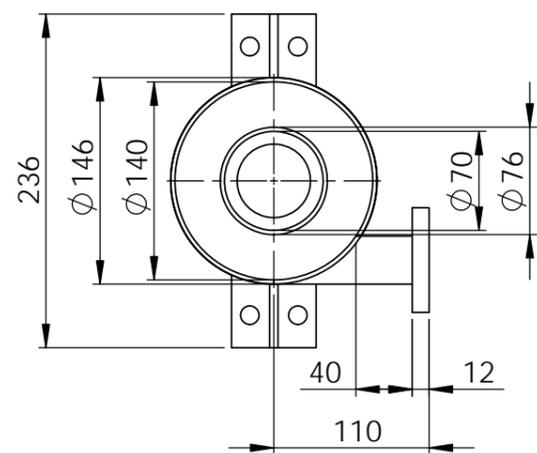
- Todas las dimensiones están en milímetros
- Colocar empaques en las uniones entre la válvula rotativa con la tolva de alimentación y sistema de tuberías, y en las tapas laterales de la carcasa de válvula rotativa

5	Acople flexible	Diametro ingreso: 8mm Diametro de salida: 15mm
4	Rodamiento SKF	Diametro nominal: 15mm
3	Motoreductor válvula rotativa	Voltaje 12V
2	Eje de válvula rotativa	Material: AISI 1040
1	Carcasa de válvula rotativa	Material: acero de bajo carbono
Item	Descripción	Comentario

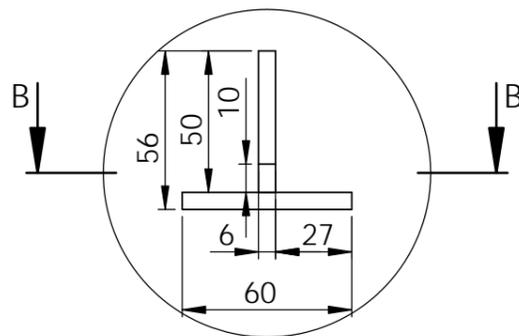
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
3.2	MEDIO DIN 7168	SEGÚN COMPONENTE

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA

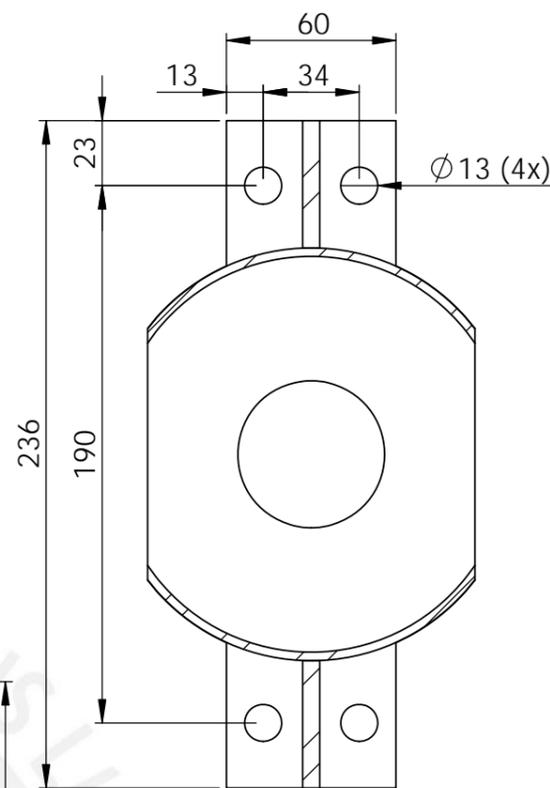
METODO DE PROYECCION	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	VÁLVULA ROTATIVA	1:2
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	FECHA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P02-STN-A2



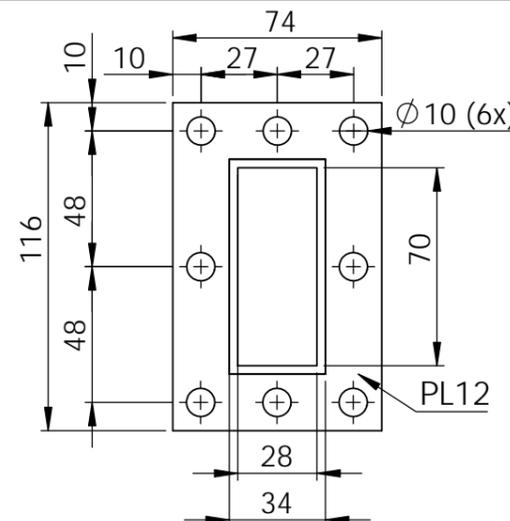
**VISTA SUPERIOR**



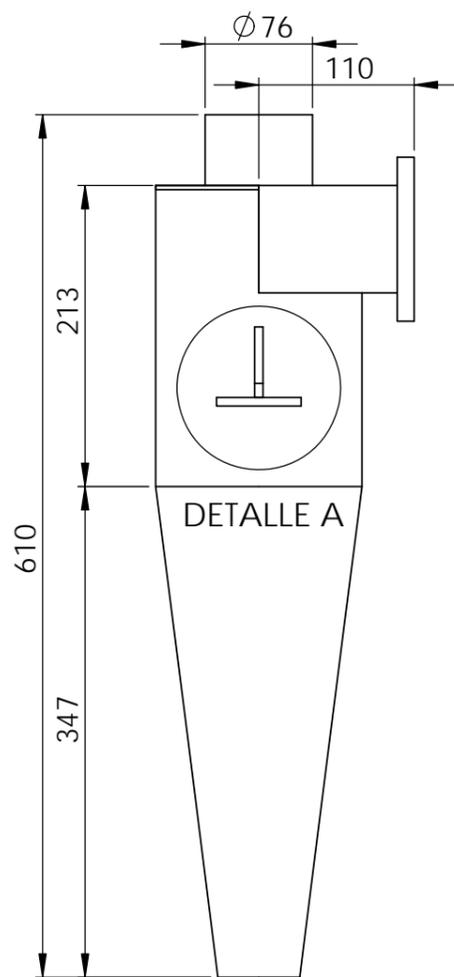
**DETALLE A  
ESCALA 2 : 5**



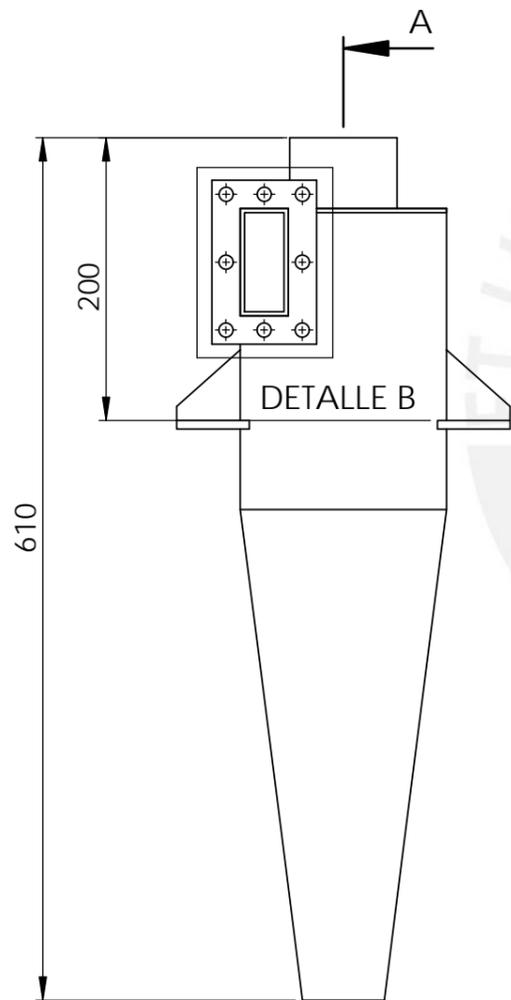
**SECCIÓN B-B  
ESCALA 2 : 5**



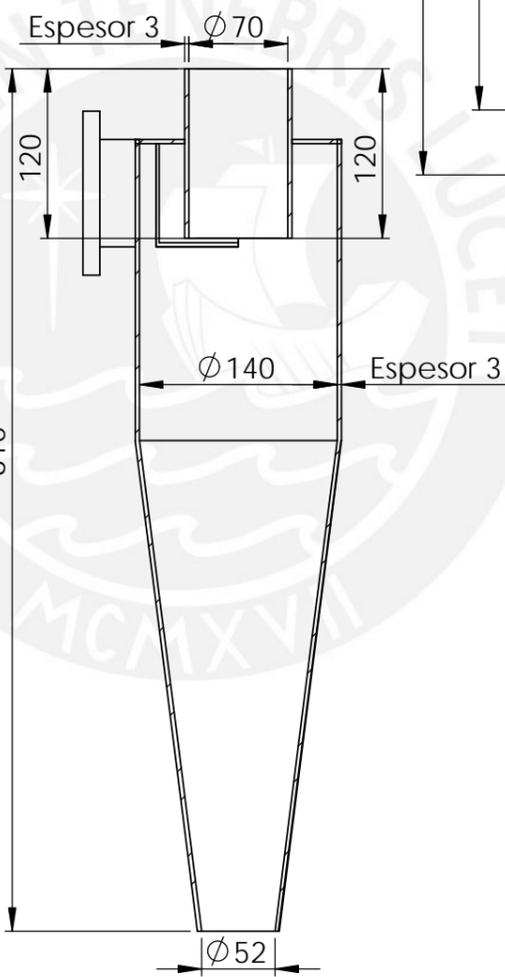
**DETALLE B  
ESCALA 2 : 5**



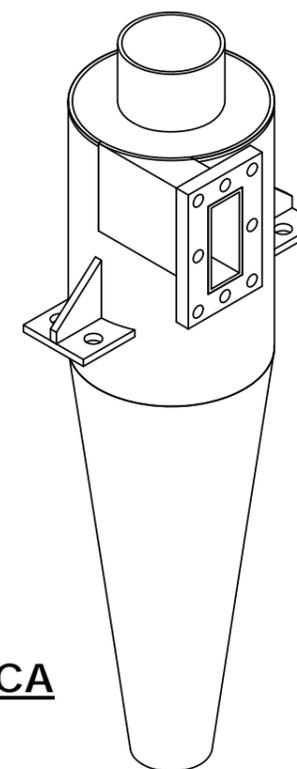
**VISTA FRONTAL**



**VISTA LATERAL**



**SECCIÓN A-A**



**VISTA ISOMÉTRICA  
ESCALA 1 : 5**

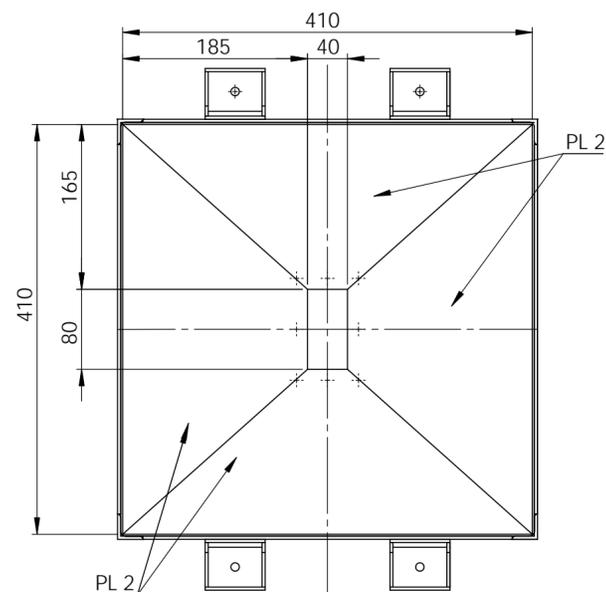
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
PINTURA BASE	MEDIO DIN 7168	ACERO DE BAJO CARBONO
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ</b> FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	<b>CICLÓN DE ALTA EFICIENCIA TIPO STAIRMAND</b>	1:5
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P03-STN-A3

**TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGÚN DIN 7168**

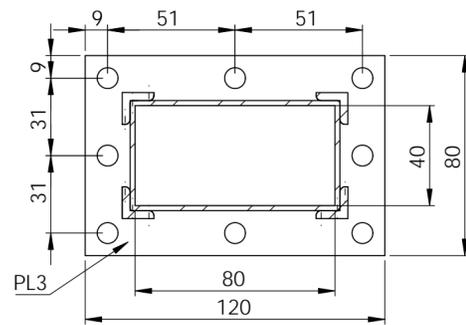
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5

**NOTA**

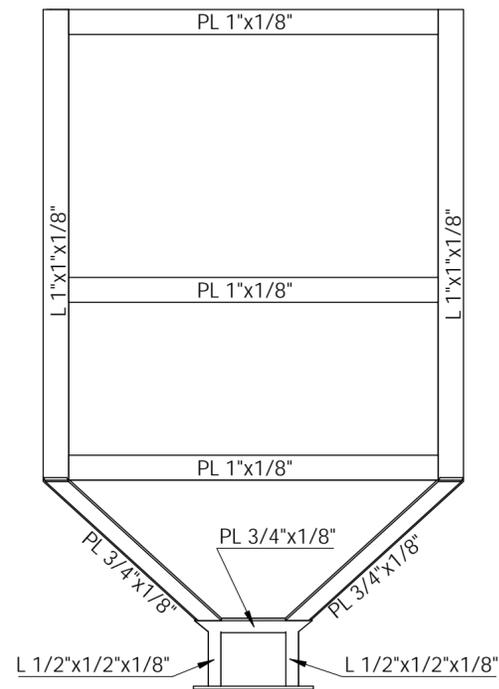
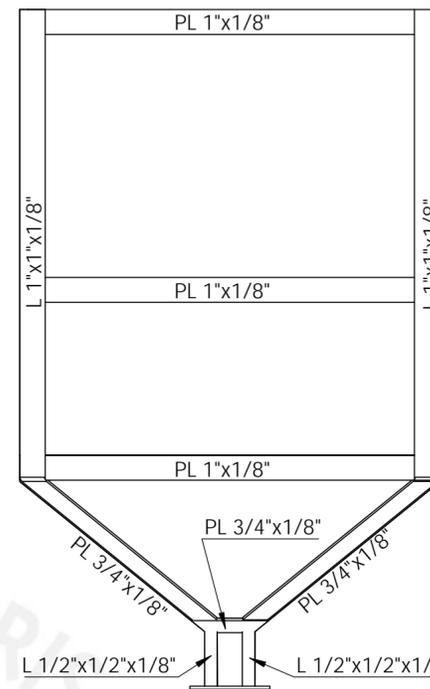
- Todas las dimensiones en milímetros
- Colocar empaquetadura en la unión entre ciclón y sistema de tubería



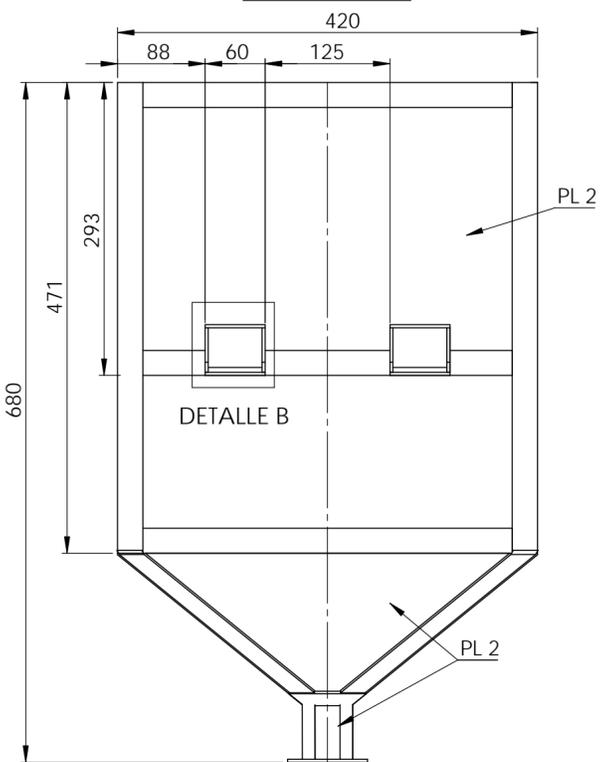
**VISTA SUPERIOR**  
**ESCALA 1 : 5**



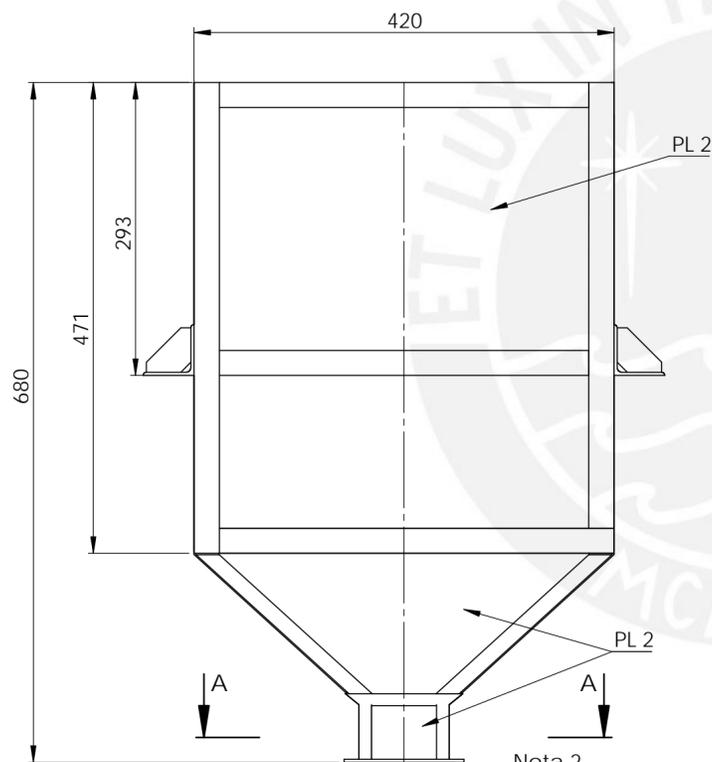
**SECCIÓN A-A**  
**ESCALA 1 : 2**



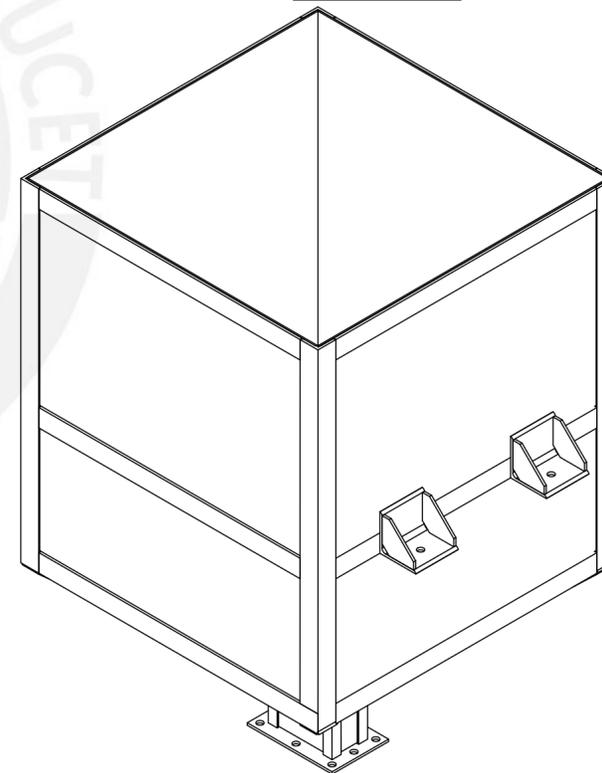
**ESQUELETO DE TOLVA**  
**ESCALA 1 : 5**



**VISTA FRONTAL**  
**ESCALA 1 : 5**



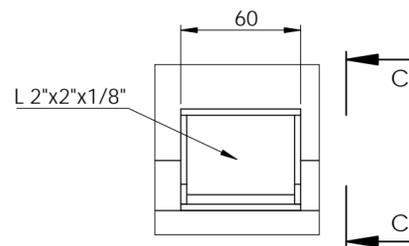
**VISTA LATERAL**  
**ESCALA 1 : 5**



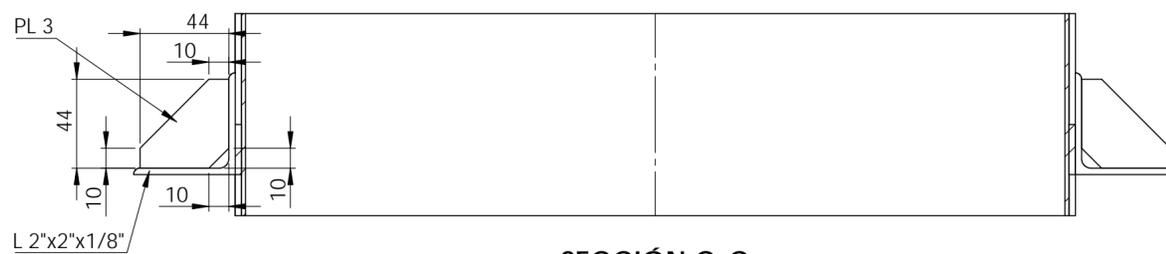
**VISTA ISOMÉTRICA**  
**ESCALA 1 : 5**

**NOTA**

1. Todas las dimensiones en milímetros
2. Colocar empaque entre la unión de la tolva de alimentación y válvula rotativa



**DETALLE B**  
**ESCALA 2 : 5**



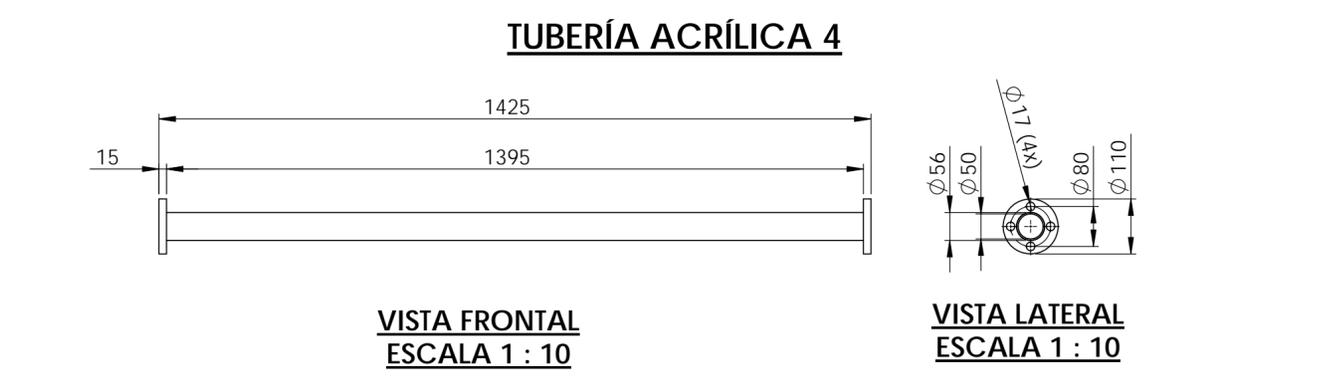
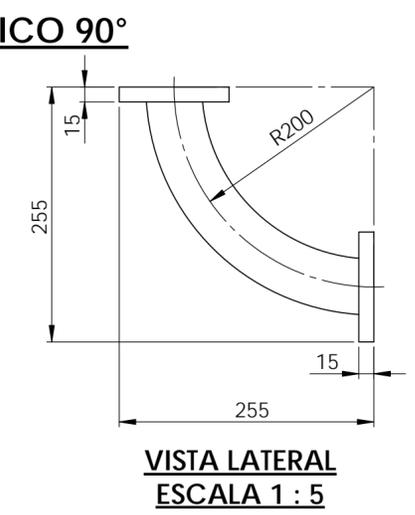
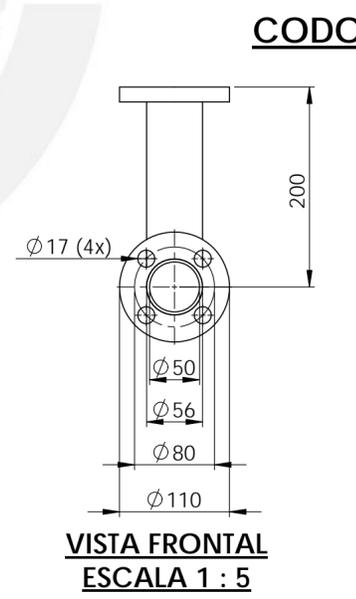
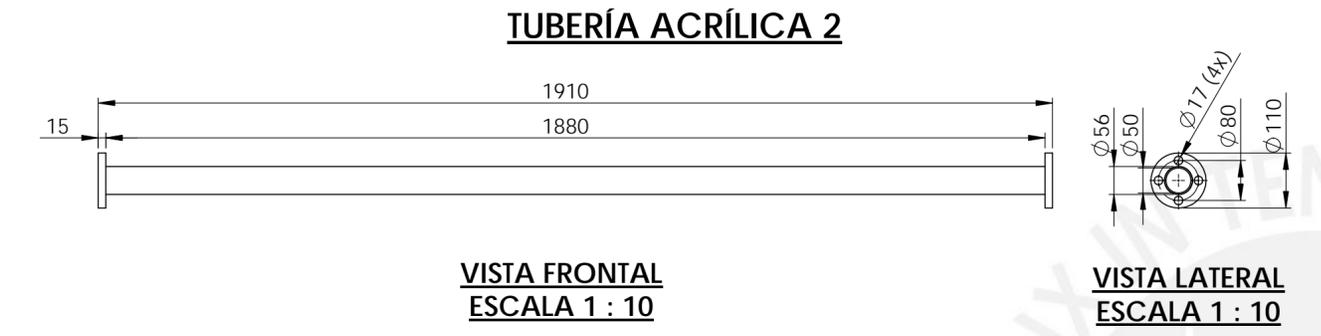
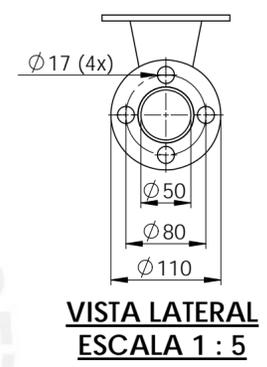
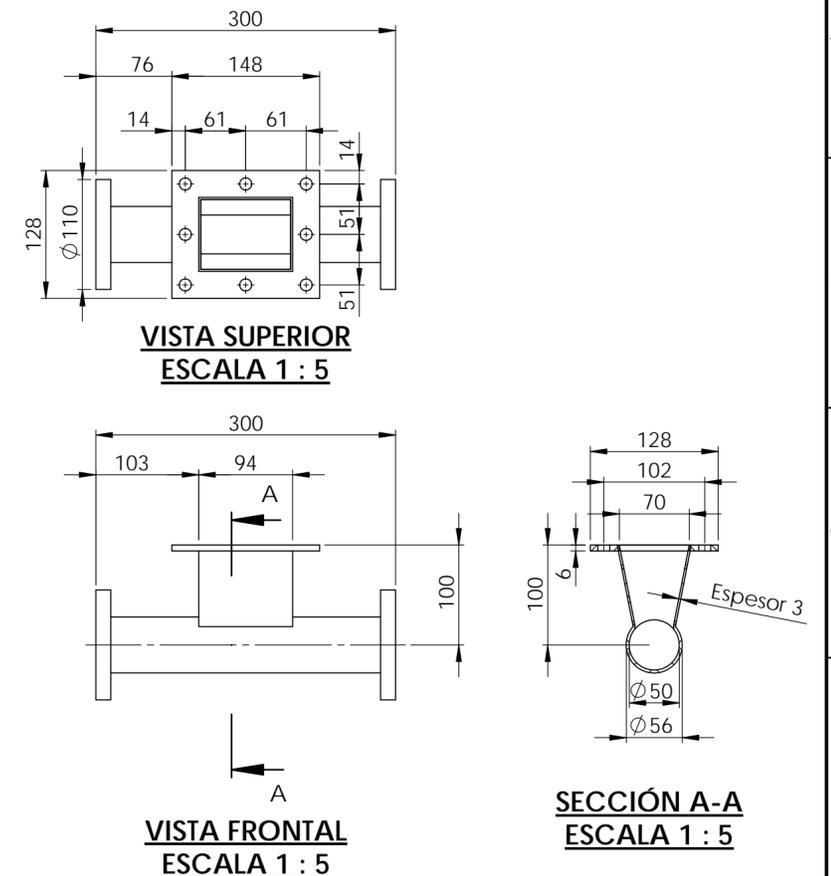
**SECCIÓN C-C**  
**ESCALA 2 : 5**

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	+ 0.1	+ 0.1	+ 0.2	+ 0.3	+ 0.5

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
PINTURA BASE	MEDIO DIN 7168	SEGÚN COMPONENTE
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ</b> FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	<b>TOLVA DE ALIMENTACIÓN</b>	<b>INDICADA</b>
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P04-STN-A2



**ACCESORIO ACRÍLICO DE INGRESO**

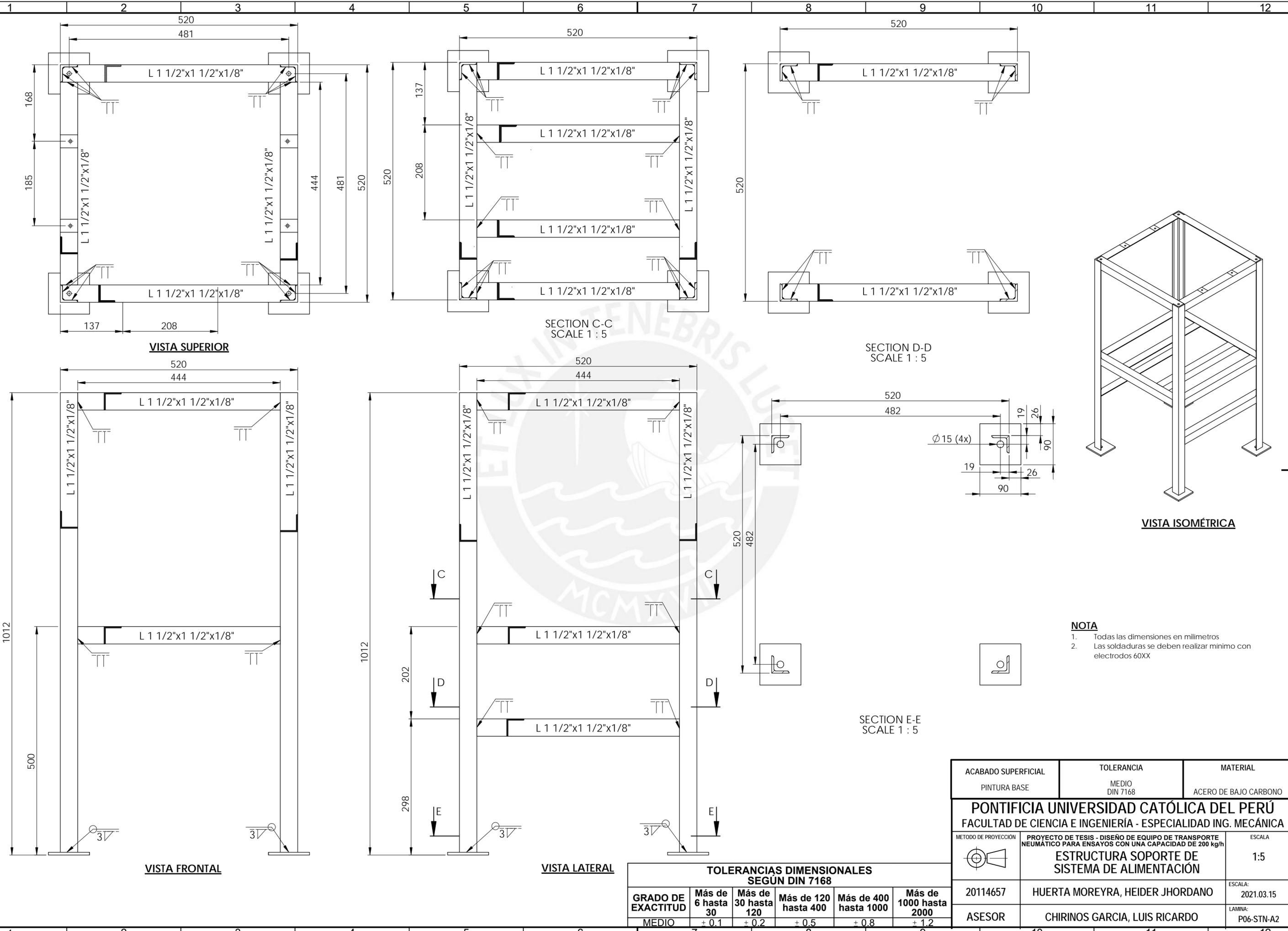


**NOTA**

- Todas las dimensiones en milímetros
- Colocar empaquetadura en todas las uniones del sistema de tuberías

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0.5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	+ 0.1	+ 0.1	+ 0.2	+ 0.3	+ 0.5

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
	MEDIO DIN 7168	ACRÍLICO
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ</b> FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	<b>TUBERÍAS Y ACCERIOS</b>	INDICADO
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P05-STN-A2



VISTA SUPERIOR

SECTION C-C  
SCALE 1 : 5

SECTION D-D  
SCALE 1 : 5

VISTA FRONTAL

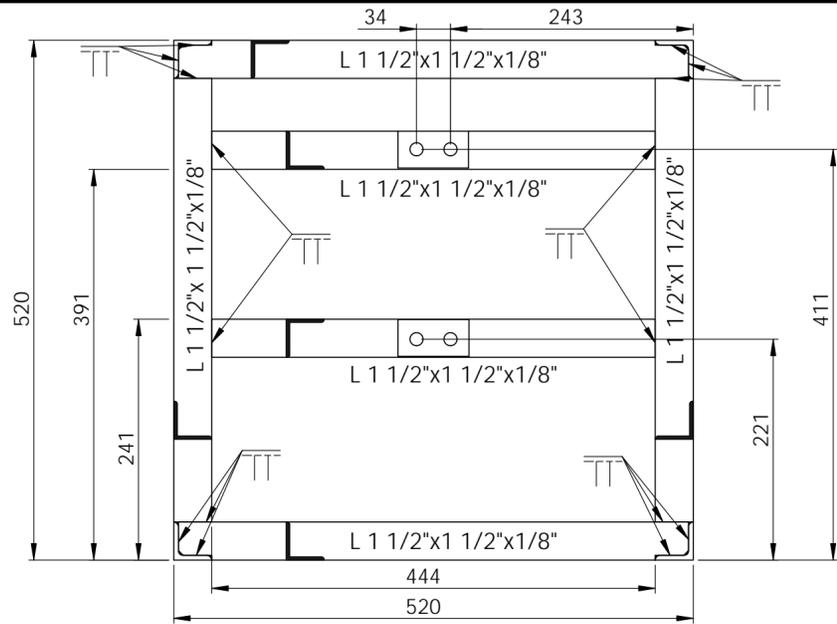
VISTA LATERAL

VISTA ISOMÉTRICA

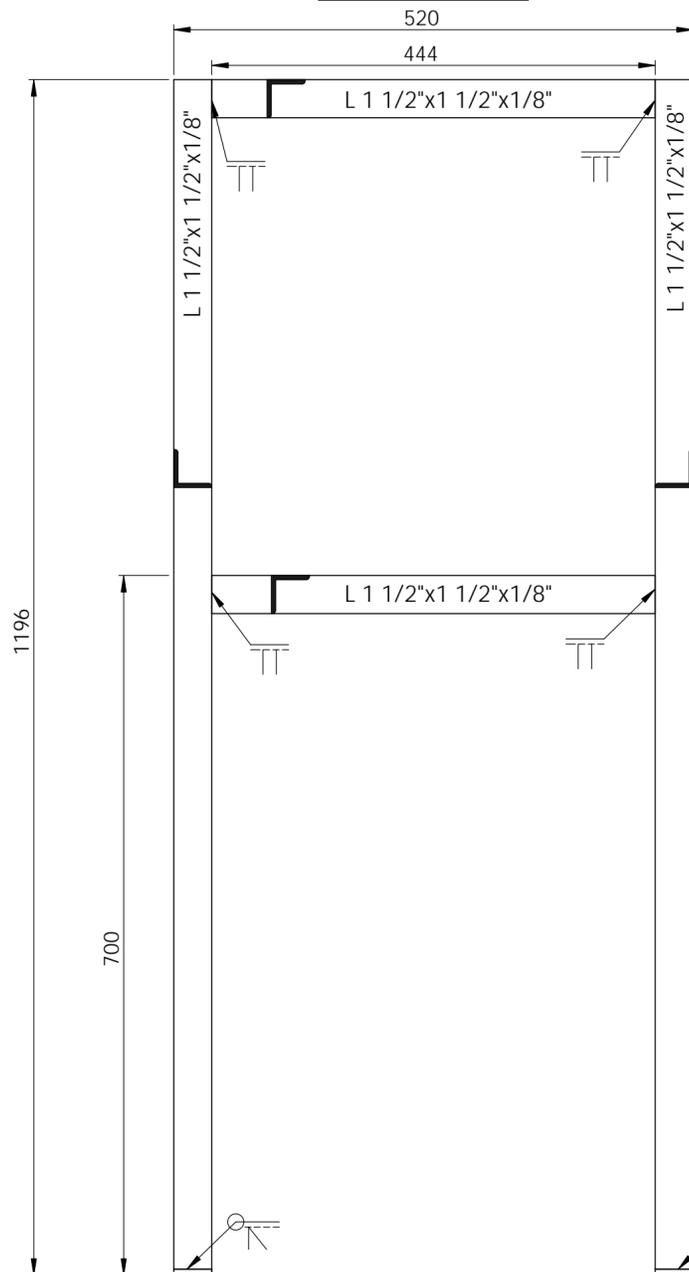
- NOTA**
1. Todas las dimensiones en milímetros
  2. Las soldaduras se deben realizar mínimo con electrodos 60XX

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	+ 0.1	+ 0.2	+ 0.5	+ 0.8	+ 1.2

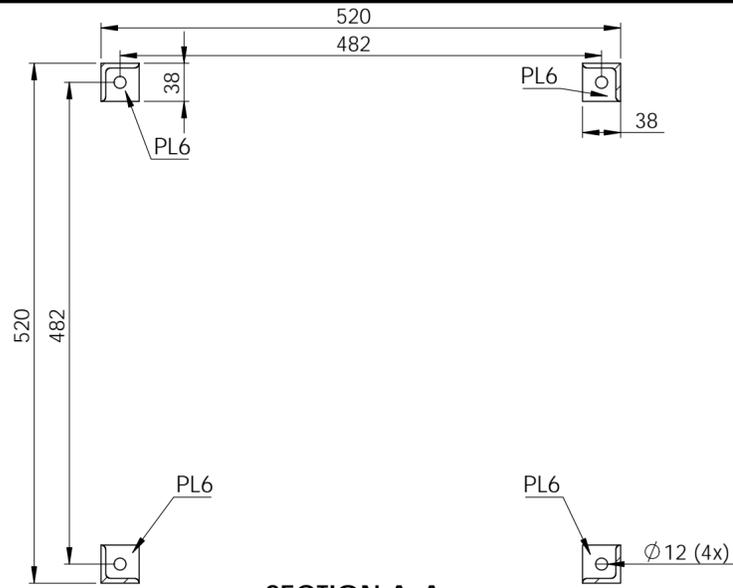
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
PINTURA BASE	MEDIO DIN 7168	ACERO DE BAJO CARBONO
<b>PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ</b> FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	<b>ESTRUCTURA SOPORTE DE SISTEMA DE ALIMENTACIÓN</b>	1:5
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P06-STN-A2



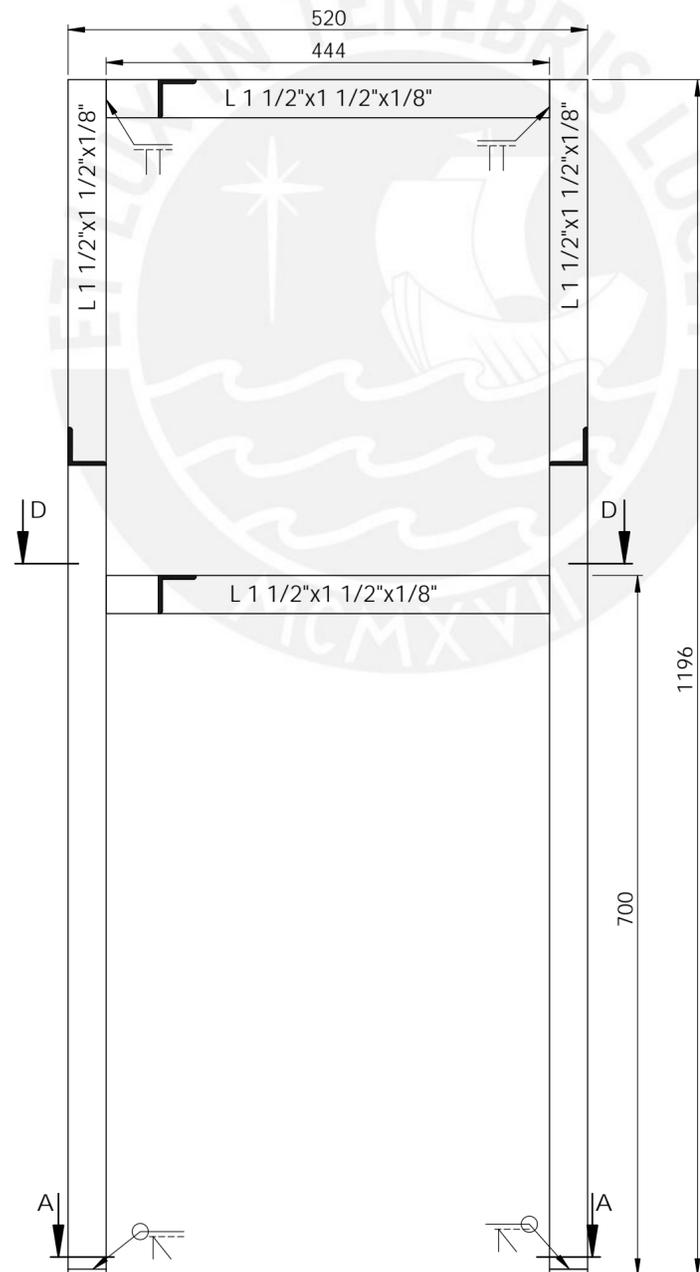
VISTA SUPERIOR



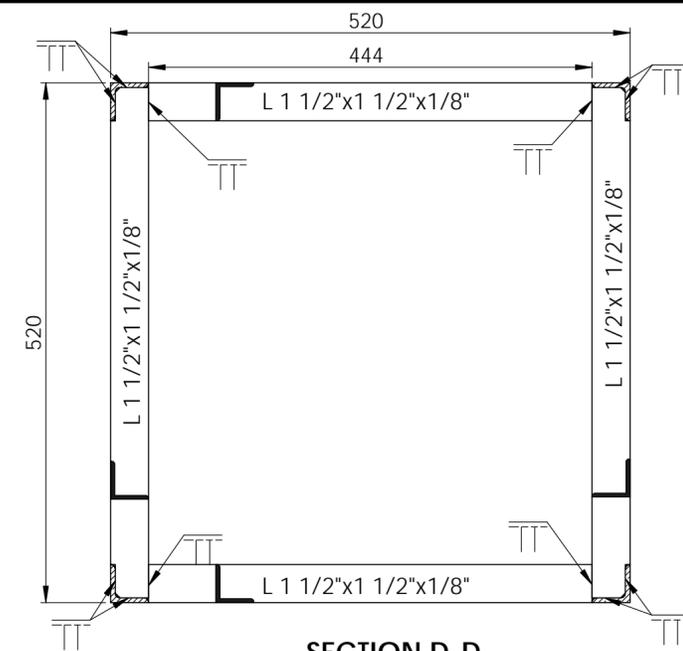
VISTA FRONTAL



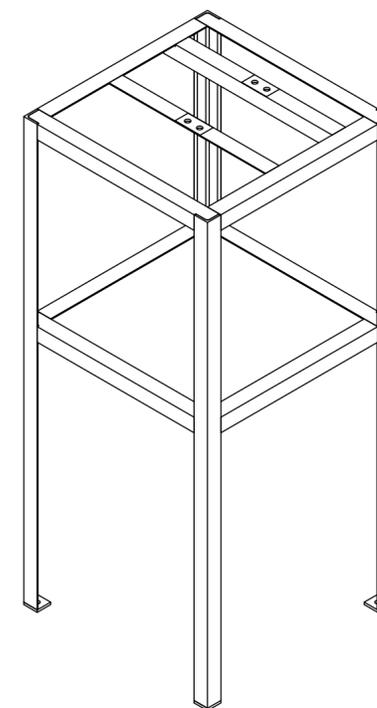
SECTION A-A  
SCALE 1 : 5



VISTA LATERAL



SECTION D-D  
SCALE 1 : 5



VISTA ISOMÉTRICA

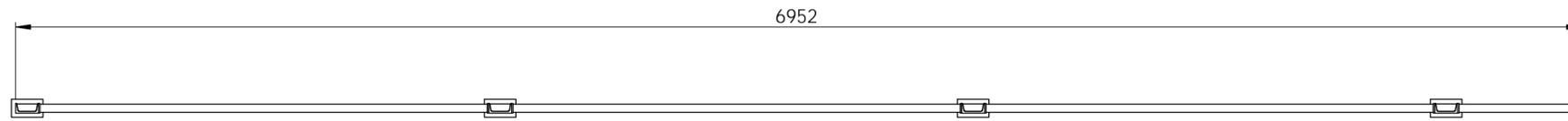
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	+0.1	+0.2	+0.5	+0.8	+1.2

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA	MATERIAL
PINTURA BASE	MEDIO DIN 7168	ACERO DE BAJO CARBONO

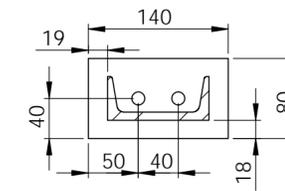
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h ESTRUCTURA SOPORTE DE SISTEMA DE SEPARACIÓN	ESCALA 1:5
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P07-STN-A2

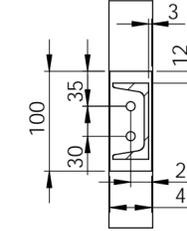
**NOTA**  
1. Todas las dimensiones en milímetros  
2. Las soldaduras se deben realizar mínimo con electrodos 60XX



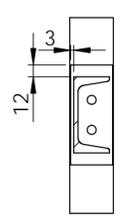
VISTA SUPERIOR



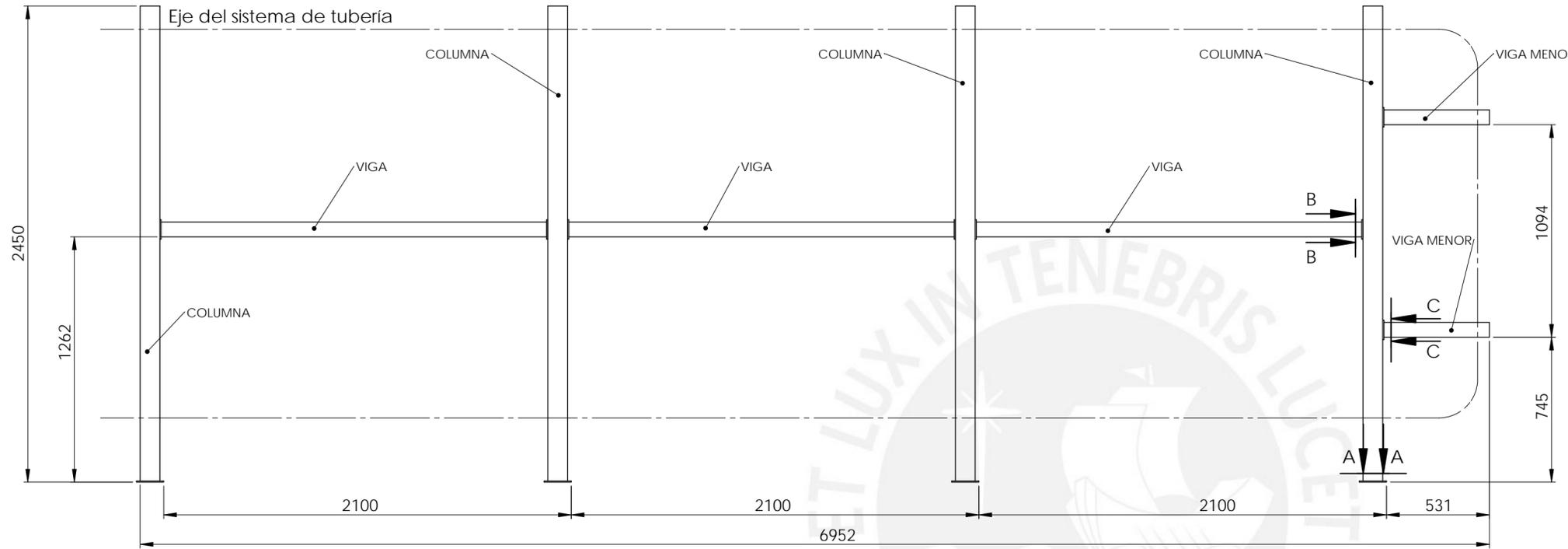
SECCIÓN A-A  
SCALE 1 : 5



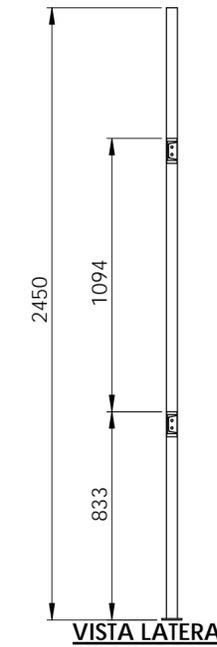
SECCIÓN B-B  
SCALE 1 : 5



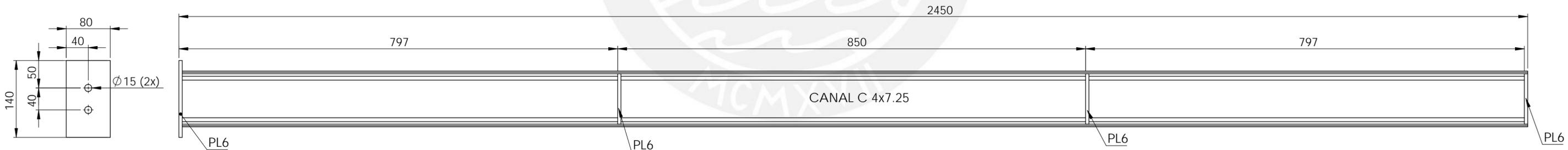
SECCIÓN C-C  
SCALE 1 : 5



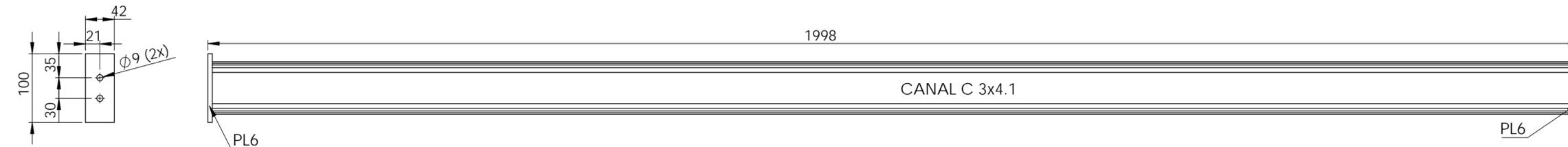
VISTA FRONTAL



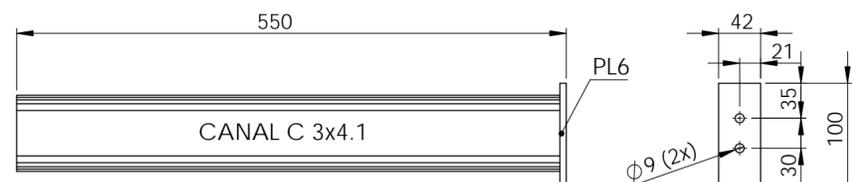
VISTA LATERAL



COLUMNAS



VIGAS



VIGA MENOR

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	+ 0.1	+ 0.2	+ 0.5	+ 0.8	+ 1.2
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA		MATERIAL		
PINTURA BASE	MEDIO DIN 7168		ACRÍLICO		

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS - DISEÑO DE EQUIPO DE TRANSPORTE NEUMÁTICO PARA ENSAYOS CON UNA CAPACIDAD DE 200 kg/h	ESCALA
	ESTRUCTURA SOPORTE DE SISTEMA DE TUBERÍA	1:5
20114657	HUERTA MOREYRA, HEIDER JHORDANO	ESCALA: 2021.03.15
ASESOR	CHIRINOS GARCIA, LUIS RICARDO	LAMINA: P08-STN-A2