



**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE  
TRANSPORTE DE TABACO POR  
CORRIENTE DE AIRE**

Tutor:

Carmelo Millitello Millitello

Autora:

Paula Estrada Herrera

Julio 2016



# ÍNDICE GENERAL

## ÍNDICE MEMORIA

0. Hoja de Identificación	4
1. Objeto	5
1.1 Object	5
2. Alcance	6
3. Antecedentes	7
4. Normas y referencias	8
4.1 Bibliografía	8
4.2 Software	8
5. Requisito de Diseño	9
5.1 Cliente	9
5.2 Emplazamiento	9
5.3 Transporte neumático	10
5.4 Sistema de transporte por impulsión	10
5.5 Tipo de fase de transporte	11

5.6 Maquinaria	12
5.6.1 Ventilador centrífugo	12
5.6.2 Separador ciclónico	13
5.6.3 Secadora	14
6. Análisis de soluciones	16
6.1 Ideas previas	16
6.2 Transporte de tabaco	17
6.3 Conducto	17
6.3.1 Manguito Antivibratorio	18
6.4 Tolva	18
6.4.1 Esclusa rotativa	19
6.5 Ventilador centrifugo	20
6.5.1 Soporte del ventilador	21
6.6 Separador por impacto	21
7. Resultado final	22
8. Conclusión	24
8.1 Conclusion	24

9. Orden de prioridad entre los documentos básicos	25
--	----

## **ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS**

1. Ventilador de la empresa	5
1.1. Caudal que proporciona el ventilador	5
1.2 Caudal de tabaco en máxima producción	6
1.3 Caudal operativo de la instalación	7
1.4 Diámetro necesario de la instalación	8
2. Ciclón	9
2.1 Dimensionamiento del ciclón	9
2.2 Cálculo del diámetro mínimo de partícula	12
2.3 Máxima eficiencia del ciclón	14
2.4 Calculo de ciclones en paralelo	15
2.5 Pérdidas de carga en el ciclón	16
2.6 Conclusión	17
3. Pérdida de carga	18
3.1 Pérdidas de carga en conducto rectilíneo.	18
3.2 Ecuación de Darcy- Weissbach	18
3.3 Coeficiente de fricción en tuberías	19
3.4 Pérdidas de cargas localizadas	20
3.5 Pérdidas de cargas por el fabricante	21

4. Selección del ventilador	25
4.1 Leyes	25
4.2 Punto de operación	25
4.3 Cálculo de la presión del ventilador	26
4.4 Curvas del ventilador	27
4.5 Rendimiento del ventilador	29
5. Cuadro eléctrico	30
5.1 Guarda motor	31
6. Separador por impacto	32
7. Estructura soporte del ventilador	34

## **ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS: CATÁLOGO**

Catálogo conducto	2
Bridas	3
Catálogo codos	4
Abrazaderas	5
Tolva	6
Injerto	7
Pérdida de carga conducto	8
Perdidas de carga codo	9

Accesorios 10

Ventilador 13

## **ÍNDICE PLANO**

Plano de situación 2

Plano emplazamiento sótano 3

Plano emplazamiento planta superior 4

Plano conducto I 5

Plano conducto II 6

Plano sujeción conducto I 7

Plano sujeción conducto II 8

Plano separador por impacto 9

Plano esquema unifilar 10

Plano soporte ventilador 11

## **ÍNDICE PRESUPUESTO** 2

Presupuesto

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE  
TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

**MEMORIA**

Tutor:

Carmelo Millitello Millitello

Autora:

Paula Estrada Herrera

## **ÍNDICE MEMORIA**

0. Hoja de Identificación	4
1. Objeto	5
1.1 Object	5
2. Alcance	6
3. Antecedentes	7
4. Normas y referencias	8
4.1 Bibliografía	8
4.2 Software	8
5. Requisito de Diseño	9
5.1 Cliente	9
5.2 Emplazamiento	9
5.3 Transporte neumático	10
5.4 Sistema de transporte por impulsión	10
5.5 Tipo de fase de transporte	11
5.6 Maquinaria	12
5.6.1 Ventilador centrífugo	12
5.6.2 Separador ciclónico	13
5.6.3 Secadora	14
6. Análisis de soluciones	16
6.1 Ideas previas	16
6.2 Transporte de tabaco	17
6.3 Conducto	17
6.3.1 Manguito Antivibratorio	18
	1

Diseño de un túnel de transporte de tabaco por corriente de aire

6.4 Tolva	18
6.4.1 Esclusa rotativa	19
6.5 Ventilador centrifugo	20
6.5.1 Soporte del ventilador	21
6.6 Separador por impacto	21
7. Resultado final	22
8. Conclusión	24
8.1 Conclusion	24
9. Orden de prioridad entre los documentos básicos	25

## **ÍNDICE TABLA Y FIGURAS**

Figura 1: Instalación por impulsión- Fuente: dim.usal.es	11
Figura 2: Punto de operación	12
Figura 3: Ventilador centrífuga empresa - Elaboración propia	13
Figura 4: Ciclón Stairmand- Fuente: Diseño óptimo de ciclones	14
Figura 5: Esquema de la secadora- Fuente de elaboración: ficha técnica	15
Figura 6: Sótano ideas previas- Elaboración propia	16
Figura 7: Planta superior ideas previas- Elaboración propia	16
Figura 8: Velocidad media de transporte- Fuente: Rediseño del sistema de transporte neumático para aserrín-polvo	17
Figura 9: Conducto helicoidal- Fuente elaboración: airtub	18
Figura 10: Manguito antivibratorio- Fuente: sodeca S.A	18
Figura 11: Tolva- Fuente: Sodeca S.A	19
Figura 12: Esclusa rotativa- Fuente: Pamet, S.R.L	19
Figura 13: Ventilador CSXR 355 - Fuente: Sodeca S.A	20
Figura 14: Datos técnico ventilador CSXR 355 - Fuente: Sodeca S.A	20
Figura 15: Estructura soporte ventilador	21
Figura 16: Separador por impacto – Elaboración propia	21
Figura 17: Sótano resultado final- Elaboración propia	22
Figura 18: Planta superior resultado final- Elaboración propia	23
Figura 19: Resultado final- Elaboración propia	23
Tabla 1: Detalles técnicos de la secadora- Fuente elaboración: ficha técnica	15

## **0. Hoja de Identificación.**

### **Título del proyecto:**

Diseño de un túnel de transporte de tabaco por corriente de aire

### **Emplazamiento:**

Nombre: Tabaco Guajiro S.A  
Vía: C/ Subida del Mayorazgo, N°25  
Municipio: Santa Cruz de Tenerife  
Provincia: Santa Cruz de Tenerife

### **Persona física o jurídica que encarga el proyecto:**

Nombre: Universidad de la Laguna, Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología  
Dirección: Avenida Astrofísico Francisco Sánchez s/n, Campus Anchieta 38206, La Laguna, S/C de Tenerife.

### **Autor del proyecto:**

Nombre: Paula Estrada Herrera  
DNI: 54062586- M  
Estudio: Grado en Ingeniería Mecánica.  
Dirección: C/ Buenaventura Bonnet N°7, 2°B  
Correo electrónico: [alu0100791396@ull.edu.es](mailto:alu0100791396@ull.edu.es)  
Teléfono: 645525044

### **Tutor del proyecto:**

Nombre: Carmelo Militello Militello  
Lugar de las tutorías: Laboratorio de Termofísica. Edif. Física Matemáticas.  
Correo electrónico: [cmilite@ull.edu.es](mailto:cmilite@ull.edu.es)  
Teléfono: 922318303

### **Tutor en la empresa:**

Nombre: Héctor Quintero Arocha  
Lugar de las tutorías: Tabaco Guajiro S.A  
Correo electrónico: [h.quintero@elguajiro.com](mailto:h.quintero@elguajiro.com)  
Teléfono: 630636896

## **1. Objeto.**

Este proyecto tiene como objetivo el diseño y el cálculo de un túnel de transporte de tabaco por corriente de aire con el fin de transportar tabaco a diferentes alturas y a su vez distribuirlo a diferentes zonas de la empresa. Este proyecto se realiza para la empresa Tabaco el Guajiro S.A., situado en el Polígono Industrial el Mayorazgo.

Los resultados de este trabajo conllevarán a una mejora en la productividad de la empresa y una mayor eficiencia en las instalaciones, ya que se conseguiría aprovechar mejor todos los recursos que ya dispone la misma.

Este proyecto se describirá más detalladamente y con mayor claridad en cada uno de los documentos.

---

This project aims to design and calculation of a tunnel of transport of tobacco by air flow in order to transport tobacco at different altitudes and in turn distribute it to different areas of the company. This project is carried out for the Guajiro S.A tobacco company located in the Polígono Industrial del Mayorazgo.

The results of this study result to an improvement in the productivity of the company and greater efficiency in facilities, because that would make better use of all the resources that already own the company.

This project will be described in greater detail and with greater clarity in each of the documents.

## **2. Alcance.**

El alcance de este proyecto tiene la finalidad de especificar las dimensiones y características del diseño de un túnel de transporte por compresión neumática del aire.

Se ha pretendido dar las mayores comodidades posibles para el uso del sistema en la empresa donde se instalará.

Destacamos que haremos un estudio de viabilidad excluyendo del proyecto el estudio de seguridad y salud debido a que la propia empresa ya tiene su propio estudio y el pliego de condiciones.

### **3. Antecedentes.**

La empresa Tabaco el Guajiro S.A. propietaria del emplazamiento donde se va a realizar el estudio, plantea la realización de un proyecto de un túnel de tabaco por compresión neumática del aire destinada a mejorar la eficiencia de producción de la fábrica.

El transporte neumático se usa con éxito en la industria desde hace muchos años para el transporte de granos. El objetivo principal de un sistema de transporte por compresión neumática es el transporte de sólidos a través de una corriente de aire, sea esta a presión o mediante vacío.

Se trata de un estudio como parte de un Trabajo de fin del Grado en Ingeniería Mecánica y que puede servir como una futura aplicación del proyecto en la empresa.

## **4. Normas y referencias.**

Se ha tenido en cuenta la normativa interna de la Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de la Laguna para la redacción de Trabajos de Fin de Grado UNE-157001 “Criterios para la elaboración de proyectos”. Además, se ha utilizado la normativa UNE de acotación de planos.

### **4.1 Bibliografía.**

- Rediseño del sistema de transporte neumático para aserrín-polvo de la fabricación de palos helados de TEMSA- Autor: Roberto Luis Inzula Ayala
- Transporte neumático de materiales sólidos a granel- Autor: Francisco Cabrejos, Isabel Jofré y Jorge Rojas
- Diseño óptimo de ciclones- Autor: Carlos Alberto Echeverri Londoño
- Mecánica de fluidos incompresibles y turbo máquinas hidráulica- Autor: José Agüera Soriano.

### **4.2 Software.**

Para la realización y el cálculo del proyecto se han empleados diversos software con el fin de facilitar el proceso de diseño y cálculo.

- AutoCAD 2015: es una herramienta de diseño asistido por ordenador que permite realizar planos en 2D y 3D.
- Microsoft Excel 2010: es una herramienta que facilita y posibilita la realización de grandes cálculos.
- SolidWorks: es una herramienta de simulación en 3D.
- Microsoft Word 2010: es una herramienta que permite redactar documentos.
- SketchUp: es una herramienta de simulación en 3D.
- Microsoft Project: es una herramienta que permite realizar planificaciones

## **5. Requisitos del diseño.**

En este apartado se detallarán los requisitos que debe cumplir el proyecto solicitado por la empresa Tabaco el Guajiro S.A. y en que consiste el transporte neumático de polvo.

### **5.1 Cliente.**

El cliente solicita un túnel de transporte de tabaco con el objetivo de facilitar transporte del mismo y automatizar la fábrica.

- Se debe transportar tabaco a diferentes zonas de la fábrica y en diferentes plantas de la misma.
- En la medida de lo posible se intenta reutilizar la maquinaria que dispone la empresa.
- Se debe utilizar el mismo material y mismo diámetro para las tuberías del túnel.
- Se deben utilizar componentes ya normalizados o que existan en el mercado con el fin de abaratar los costes.
- La secadora número 1 deberá transportar tabaco normal y efectuar su descarga al mismo punto que actualmente se usa para ello.
- Los conductos deberán subir en paralelo desde el sótano hasta la planta superior

### **5.2 Emplazamiento.**

El emplazamiento del diseño del túnel tiene lugar en dos plantas de la fábrica. En el sótano se encuentra la zona de maquinaria por lo que será el punto inicial del proyecto, ya que el tabaco es tratado en esta zona y será desde donde se transportará el mismo hasta la planta superior donde se encuentra la zona de secado del tabaco.

En la planta superior el tabaco se encuentra dividido en tres zonas diferentes y separadas entre sí con el fin de no mezclar los diferentes tipos de tabaco en el proceso de secado.

Para poder realizar la recirculación del polvo y no descargarlo al ambiente sin antes filtrarlo, se aprovechará un conducto que está en la planta del sótano que actualmente se utiliza para este fin, ya que este conducto está conectado con un sistema de filtración del aire.

### **5.3 Transporte neumático de polvo.**

Los sistemas de transporte neumático se utilizan en la industria para transportar materiales secos, finos y a granel porque son extremadamente versátiles. El objetivo principal de un sistema de transporte por compresión neumática es el transporte de sólidos a través de una corriente de aire, sea esta a presión o mediante vacío.

El transporte se puede crear mediante fase diluida, es decir, que se transporta un gran volumen de aire para un pequeño flujo de sólido, o fase densa que utiliza un pequeño volumen de aire para un gran flujo de sólido para su transporte. El diseño de la instalación está sujeto a la experiencia del fabricante y se basa en gran medida en datos empíricos, pues intervienen muchas variables difíciles de controlar, como pueden ser el tipo de material, densidad, humedad, porosidad, tamaño de grano, ángulo de caída, etc.

Para este transporte se requiere de una tubería resistente a la presión y a la abrasión, y, sobretodo, que no presente porosidades en su interior y unos niveles de estanqueidad aceptables.

Las principales ventajas que presenta el transporte neumático de sólidos a granel es que los sistemas son cerrados, y por consiguiente no contaminantes. Son sistemas fáciles de automatización, muy limpios y adecuados para muchos procesos.

### **5.4 Sistema neumático por impulsión.**

Este sistema se emplea principalmente para el transporte de materiales polvorientos o triturados que tienden a apelmazarse, como carbonatos, cal, sílice, arena, aserrín, tabaco, etc.

Su funcionamiento se basa en la corriente de aire producida por un compresor, que se introduce en las tuberías de carga, cayendo el material a la red de tuberías por medio de un alimentador especial de paletas que permite la entrada del material sin permitir la salida del aire comprimido.

Se puede prescindir de colocar ciclones en los puntos de descarga, que pueden ser varios, pues en realidad "la atmósfera" actúa como ciclón, pero cuando los materiales son muy polvorientos como en nuestro caso, en los puntos de descarga se colocan separadores ciclónicos que permiten por su parte inferior efectuar las descargas

y por la parte superior, la posibilidad de instalar filtros para que el aire de salida no contamine la atmósfera.

Las principales ventajas que presenta el transporte por impulsión son la posibilidad de conseguir mayores presiones y la posibilidad de transportar una mezcla de aire y material de mayor densidad consumiendo poca energía. La velocidad creciente desde la entrada hasta la salida evita los posibles apelmazamientos y la estanqueidad.

Sin embargo también presenta una mayor facilidad de condensación de agua lo cual oxidará los equipos y el conducto de transporte, y al poseer una humedad más elevada a la recomendada, es posible que el material no se pueda impulsar y se estanque. Además, es difícil conseguir una buena entrada del material en el circuito.

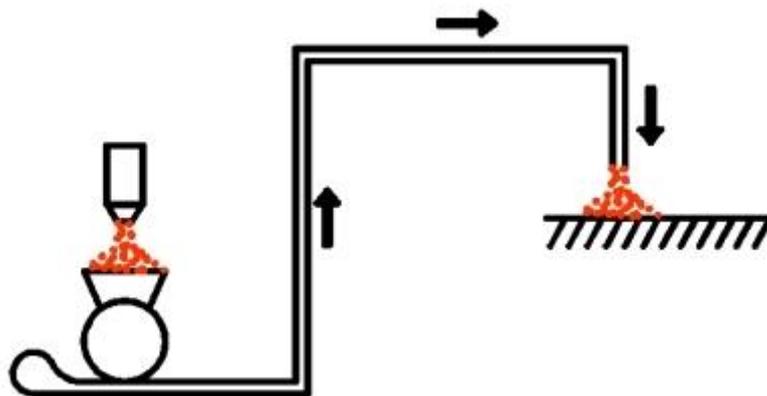


Figura 1- Instalación por impulsión

### 5.5 Tipo de fase de transporte.

Como ya se ha mencionado, hay dos tipos de fase de transporte: la fase densa y la fase diluida. La principal diferencia entre ellas es que en la fase densa el volumen de aire es muy pequeño comparado con el volumen del sólido y la velocidad de transporte está entre 1-5 m/s. Es ideal para el transporte de cemento, caliza molida, cal viva, etc.

Sin embargo, en la fase diluida se transporta un gran volumen de aire para un pequeño flujo de sólido, arrastrando completamente el flujo de aire las partículas del material sólido. La velocidad recomendada de transporte en esta fase se encuentra entre los 15-30m/s. Por lo tanto, para nuestro proyecto la fase será diluida porque la velocidad de transporte del tabaco se sitúa entre los 20-30 m/s.

El transporte en fase diluida es ideal para el transporte de harinas, cereales, sémola y polvo en general.

El diseño de un sistema de transporte de sólidos en fase diluida involucra las siguientes tareas: la selección de la combinación del tamaño de la línea y de la velocidad del gas que aseguren un transporte en esta fase, cálculos de la caída de presión en la línea, selección del equipamiento para mover los sólidos y seleccionar una unidad que separe los sólidos al final de la línea.

Para determinar el punto de operación de un sistema de transporte neumático en fase diluida se representa la caída de presión frente a la velocidad de transporte del gas. Representando estos valores se puede construir el diagrama de estado para determinar el punto óptimo de operación y seleccionar y dimensionar los componentes básicos que forman el sistema.

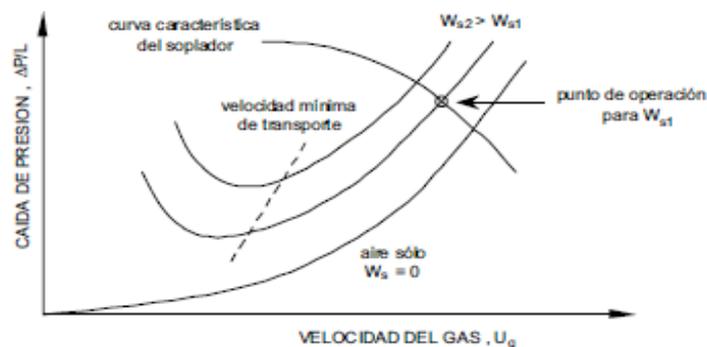


Figura 2- Curva punto de operación

## 5.6 Maquinaria.

### 5.6.1 Ventilador centrífugo.

Un ventilador centrífugo se puede definir como una turbo-máquina que está compuesta por un rueda giratoria con álabes, las cuales mueven el aire de su alrededor cediéndole una determinada potencia.

Se utiliza para producir un flujo de aire; en algunos casos la conducción del propio gas es lo esencial pero lo más común es que el gas actúe sólo como medio de transporte de material sólido.

Las ventajas que presenta escoger esta máquina son:

- Buenas prestación cuando se impulsa aire por un sistema de conductos
- La potencia suele estar entorno a 20-40W. Esto implica un consumo energético bajo y, por consiguiente a un gasto económico bajo también.

El ventilador utilizado ya se encontraba en la empresa.



Figura 3: Ventilador centrífugo empresa

### 5.6.2 Separador ciclónico.

Es un equipo que permite separar partículas sólidas suspendidas en un gas portador mediante la fuerza centrífuga. Este movimiento en el interior del ciclón es el que provoca el desplazamiento de las partículas hacia las paredes del mismo, colisionando con éstas y provocando una pérdida de velocidad, tras lo cual las partículas caen y son recogidas en la parte inferior del equipo. Sin embargo, la corriente del gas portador tenderá a salir del ciclón por su parte superior, transportando los elementos ultra finos.

Se deberá considerar que el aumento de velocidad de entrada al ciclón conlleva un aumento de la fuerza centrífuga, y por lo tanto, un aumento de la eficiencia. Sin embargo, si la velocidad de entrada es muy alta genera suspensión del material en las paredes del ciclón y por consiguiente disminuye la eficiencia. Debido a esto, se aconseja que la velocidad de entrada al ciclón este entre los 15 y 27 m/s y que la presión no supere los 2500 Pa.

Los ciclones son equipos muy sencillos, ya que al no poseer partes móviles son de fácil mantenimiento. Además, constituyen uno de los medios menos costosos de recolección de polvo, tanto desde el punto de vista de operación como del de inversión.

Los ciclones más utilizados son los ciclones de entrada del gas tangencial y salida del sólido axial

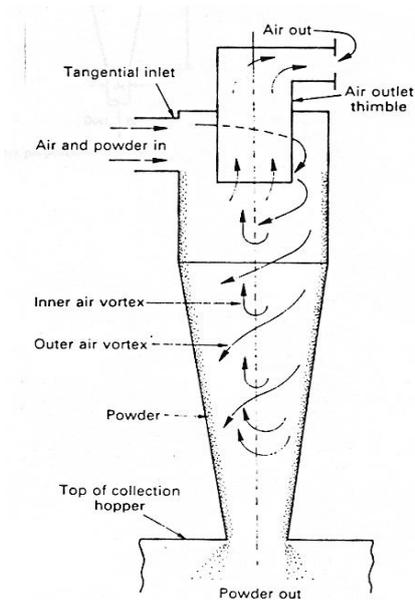


Figura 4- Ciclón Stairmand

### 5.6.3 Secadora.

Las secadoras de tabaco trabajan en la última fase de maquinaria, encargándose de secar el tabaco una vez se encuentre este triturado.

La empresa ya dispone de dos máquinas de secado las cuales se encuentran en funcionamiento. Actualmente, esta máquina posee una cinta transportadora en donde cae el tabaco ya seco y es llevado hasta otra cinta en canelones, que elevan el tabaco hasta la planta superior.

Se pretende eliminar la cinta que posee esta máquina por un sistema de conducción impulsado por aire.

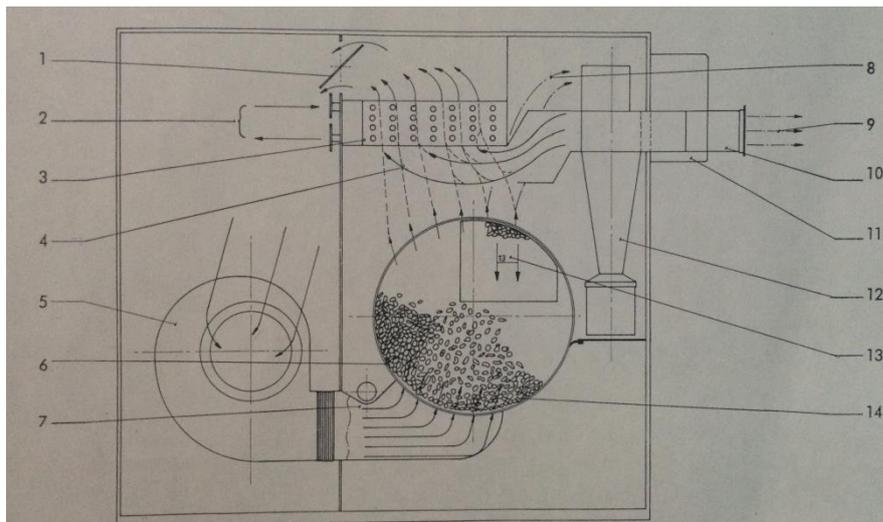


Figura 5- Esquema de la secadora

- |  |   |
|--|---|
| 1 Regulación del aire                          | 8 Disipación de aire con polvo                      |
| 2 Entradas y salidas del aire de calentamiento | 9 Evacuación del polvo                              |
| 3 Calentadores                                 | 10 Disipación de aire saturado por los ventiladores |
| 4 Mezcla de aire fresco                        | 11 Almacenamiento de aire no saturado               |
| 5 Ventilador centrífugo                        | 12 Conjunto de ciclones con polvo extraíble         |
| 6 Secadora                                     | 13 Importación del tabaco húmedo                    |
| 7 Circulación de aire                          | 14 El secado del tabaco en un aerodeslizador        |

Los detalles técnicos que aparecen en la ficha del fabricante son los siguientes:

Longitud de la máquina seca	415	cm
Ancho	2922	cm
Altura	250	cm
Peso, incluido el motor	4150	Kg
Motor para la unidad de tambor	0,75	PS
Motor para la circulación del aire	5,5	PS
2 motores para la ventilación de aire de escape , cada uno:	3	PS
Valor total de conexión	11	KW
Medio de calor		
Vapor de 0,5 atmósferas	110	Kg/Std.
Agua tibia	5000	l/Std
Calentadores	60000	Kcal
Capacidad de circulación de los ventiladores	120000	m <sup>3</sup> /Std
Max. Capacidad de los ventiladores de escape de aire	4500	m <sup>3</sup> /Std.

Tabla 1- Detalles técnicos de la secadora

## 6. Análisis de soluciones.

Una vez se seleccionaron las máquinas y se hicieron los primeros bocetos de cómo sería el diseño, nos encontramos con problemas o simplificaciones en el propio diseño.

### 6.1 Ideas previas.

Inicialmente se partió de la idea de usar un único ventilador de doble aspiración que alimentara a todo el sistema. Se supuso que el diámetro del conducto fuera de 400 mm y que para satisfacer a toda la instalación se bifurcase para depositar el tabaco en diferentes zonas de la planta superior.

Además, se pretendía usar un Venturi en la descarga de tabaco con el objetivo de aumentar la velocidad a la salida del Venturi y así poder evitar problemas al elevar el tabaco.

En la planta superior se planteó utilizar tres tolvas para la descarga de cada tipo de tabaco, pero esta idea fue descartada por la implantación de dos ciclones que permitieran la recirculación del polvo, y así en la zona de descarga sólo cayera tabaco.

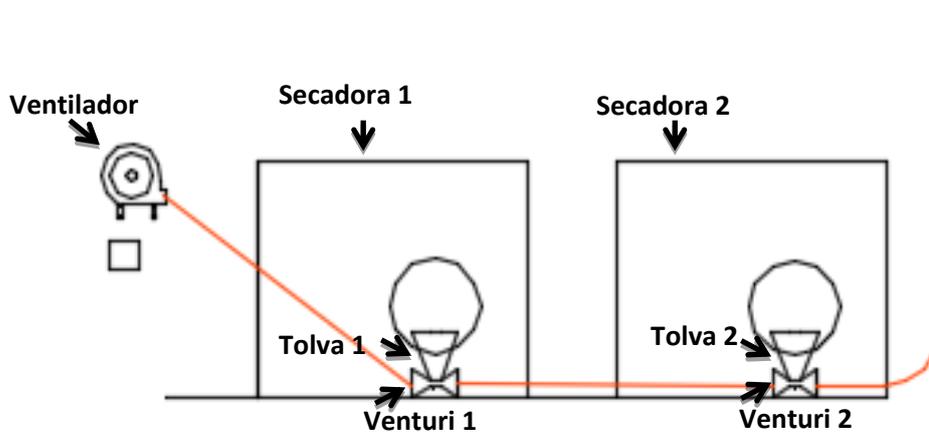


Figura 6- Sótano ideas previas



Figura 7- Planta superior ideas previas

## 6.2 Transporte tabaco .

Es importante conocer la naturaleza del producto a transportar para conocer el tipo de transporte que se seleccionará. La velocidad de transporte para los distintos tipos de materiales estará asociada a su tamaño, densidad y forma de material.

De la siguiente tabla podemos obtener la velocidad de transporte del tabaco aproximando este material al aserrín.

Como se puede observar, al seleccionar la velocidad de 20 m/s se cumple con la velocidad recomendada para transporte en fase diluida, estando este valor comprendido entre 15-30 m/s. También cumple con la velocidad recomendada de entrada al separador ciclónico, siendo esta de 15-27 m/s.

MATERIAL	VELOCIDAD			
	desde	desde	hasta	hasta
	FPM	m/seg	FPM	m/seg
Viruta de madera	4500	22.9	6000	30.5
Aserrín	4000	20.3	6000	30.5
Desechos de trituradora	4500	22.9	6500	33.0
Virutas	4500	22.9	7000	35.6
Corcho	3500	17.8	5500	27.9
Algodón	4000	20.3	6000	30.5
Llana	4500	22.9	6000	30.5
Yute	4500	22.9	6000	30.5
Cáñamo	4500	22.9	6000	30.5
Semilla de algodón	4000	20.3	6000	30.5
Polvo	3500	17.8	6000	30.5
Avena	4500	22.9	6000	30.5
Fibra vegetal seca	4500	22.9	6000	30.5
Maíz	5000	25.4	7000	35.6
Trigo	5000	25.4	7000	35.6
Azúcar	5000	25.4	6000	30.5
Sal	5500	27.9	7500	38.1
Polvo de carbón	4500	22.9	6000	30.5
Ceniza, escoria	6000	30.5	8500	43.2
Cal	5000	25.4	7000	35.6
Cemento	6000	30.5	9000	45.7
Papel	5000	25.4	6000	30.5
Granos de café	3500	17.8	6000	30.5

Figura 8- Velocidad media de transporte

## 6.3 Conducto.

El transporte por conductos es un modo de transporte de gases, líquidos o sólidos, dirigido en general a través de las tuberías que constituyen un sistema de transporte. Este sistema se utiliza en instalaciones de climatización, industria, abastecimiento de agua, etc.

El material con el que están hechos los conductos afecta a las pérdidas de carga en el mismo, así como al precio y al peso de la instalación.

Para nuestra instalación usaremos conductos circulares de 250 mm de diámetro y codos de la misma sección, y de 250 mm de radio. Este tipo de conducto circular presenta menos pérdidas por fricción que los conductos cuadrados debido a que la sección es menor para conductos circulares. Seleccionando los conductos circulares tendremos la ventaja de minimizar una posible estanqueidad del tabaco.



Figura 9- Conducto helicoidal

### 6.3.1 Manguito anti-vibratorio.

A los ventiladores se les debe añadir un manguito anti vibratorio a la salida del mismo con el fin de eliminar las vibraciones producidas por este y así evitar que se transmitan al conducto.



Figura 10- Manguito anti-vibratorio

## 6.4 Tolva.

Se denomina tolva a un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño cuyo objetivo es la canalización de materiales granulares o pulverizados. En ocasiones se monta sobre un chasis que permite el transporte.

Es frecuente encontrarlo de forma cónica y con las paredes siempre inclinadas como las de un gran cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y la

descarga se realiza por una compuerta inferior. Este tipo de dispositivo se suele utilizar en la agricultura, en construcciones ferroviarias y en instalaciones industriales.

Destacar que también se pueden encontrar tolvas de forma rectangular, cuadradas o tolvas dosificadoras de volumen o de pistón.



Figura 11- tolva

#### 6.4.1 Esclusa rotativa.

La esclusa rotativa se utiliza para el trasvase de material a diferentes zonas. Son adecuadas para la alimentación o la descarga controlada de productos en polvo o granulados en instalaciones para el transporte neumático, soportando hasta 1 bar de presión en función de su aplicación, bien sea para transporte neumático de alta o de baja presión.

Se emplea en todo tipo de industrias, para la carga o descarga continua de producto con uniformidad de caudal y sin pérdidas de presión de aire. Su uso en colectores de polvo trabajando en forma continua, evita la acumulación de material en la tolva, impidiendo que las partículas ya separadas sean arrastradas nuevamente hacia las mangas.

En el interior del almacén se encuentra la esclusa, en donde gira un rotor con cavidades. El producto entra por la parte superior de la esclusa y se distribuye en cada celda y descargándose por su parte inferior.



Figura 12- Esclusa rotativa

### 6.5 Ventilador.

Como se demostrará en el anexo de cálculo, el ventilador proporcionado por la empresa no es el ideal para este diseño, y por tanto, se ha optado por otro.

El ventilador centrífugo seleccionado es el CSXR 355, ya que satisface todas las necesidades del diseño. Esto quiere decir que el ventilador seleccionado deberá vencer las pérdidas de carga presentes a lo largo del sistema de transporte.

Este ventilador es de simple aspiración a transmisión, con salida de eje turbina con álabes hacia atrás. El acabado es anticorrosivo, hecho en chapa de acero galvanizado. El caudal máximo que puede proporcionar es de 7240 m<sup>3</sup>/h, lo cual satisface el caudal de la instalación. Su peso aproximado es de 48,5 Kg.



Figura 13- Ventilador CSXR 355

Las dimensiones del ventilador proporcionadas por el fabricante son las siguientes:

**DIMENSIONES**

A	B	B1	B2	C	øD	øe	E	F	H	K	L	N	P
578	655	6	383	247	362	30	261	78	266	425	453	13x18	355

Q	V	X	x
355	548	327	287

Las dimensiones sin unidades definidas explícitamente se muestran en milímetros (mm)

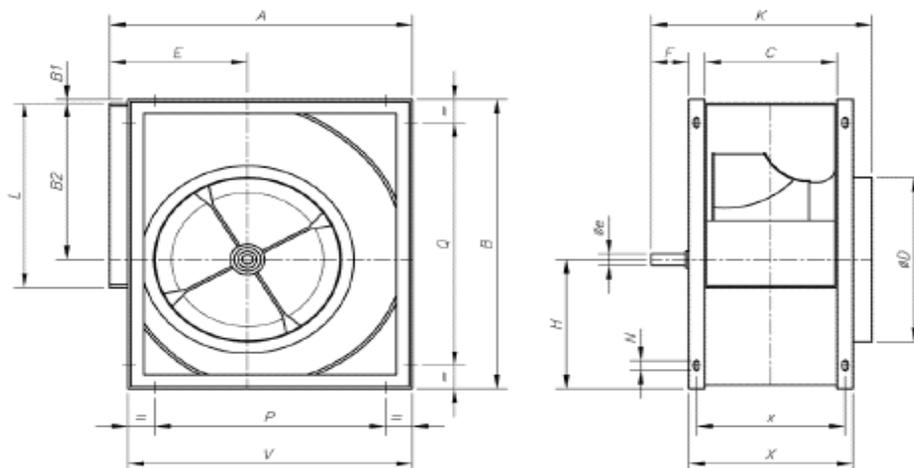


Figura 14- Datos técnicos ventilador CSXR355

### 6.5.1 Estructura soporte ventilador.

Los ventiladores se encontrarán separados del suelo dos metros y tres metros y medio respectivamente. Debido a esto deberemos diseñar unos soportes en L que soporten el peso de estos ventiladores. Además, se le deberán añadir unos manguitos antivibradores para evitar que se transmitan las vibraciones del ventilador a la estructura y a la pared.



Figura 15- Estructura soporte ventilador

### 6.6 Separador por impacto.

Los separadores inerciales separan el polvo de corrientes de gas usando una combinación de fuerzas, tales como centrífuga, gravitatoria e inercial. Hay tres tipos principales de separadores inerciales: ciclones centrífugos, cámara de asentamiento y separador por impacto.

El aumento del área de la sección transversal en la cámara reduce la velocidad de la corriente de aire y las partículas más pesadas se sedimentan. Este tipo de cámaras poseen un deflector fijo que actúa como obstáculo al desplazamiento de las partículas que la corriente de gas de transporte llevan, generando que cambie repentinamente de dirección y originando así que las partículas de gran diámetro no sigan la corriente de aire y se sedimenten.

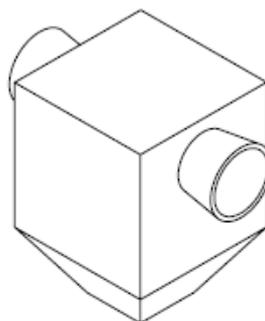


Figura 16- Separador por impacto

## 7. Resultado final.

Una vez finalizados los cálculos para el diseño del túnel y la búsqueda de información sobre el transporte neumático, se obtuvo que el conducto óptimo para el sistema tendría que tener 250 mm de diámetro ya que la velocidad de transporte de tabaco debería ser de 20 m/s según aconsejaba la bibliografía recomendada.

Inicialmente se había planteado el uso de un único ventilador que alimentara a todo el túnel de transporte pero el ventilador proporcionado por la empresa no suministraba un caudal suficiente para las condiciones que presenta el transporte de tabaco.

La tolva posee unas dimensiones de 400x400mm y la salida de la boca es de 200 mm de diámetro. Este dispositivo tiene la función de canalizar el tabaco una vez haya salido de la secadora hacia el conducto para que pueda ser transportado. Antes de entrar al conducto el tabaco pasará por una esclusa rotativa que permitirá una descarga de tabaco controlada.

Como se puede observar en la figura 16, los dos tramos de conducto se encuentran a una altura superior a los 2 metros para que el personal pueda trabajar sin tropezarse con estos.

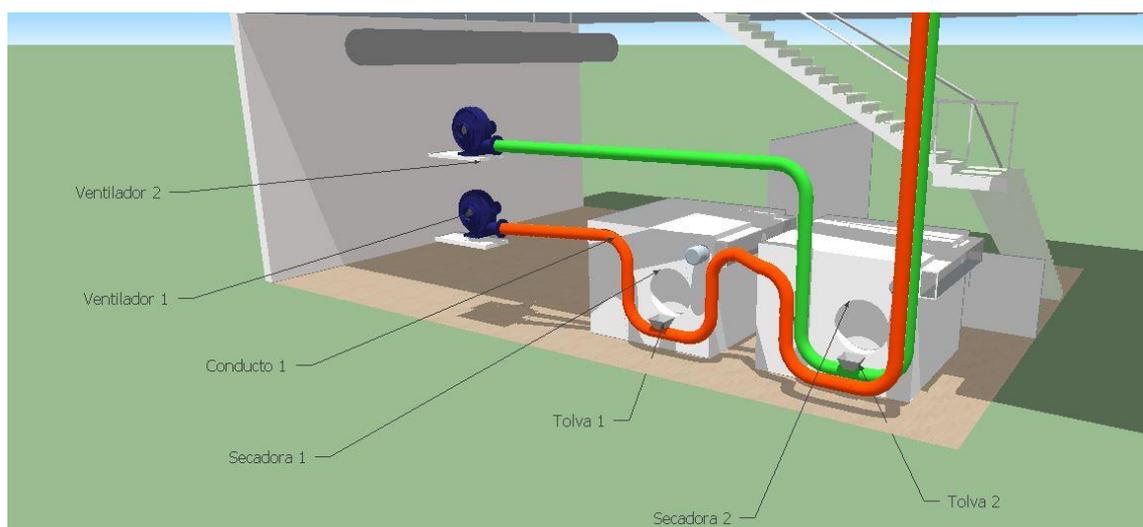


Figura 17- sótano- Resultado final

Una vez el tabaco llega a la planta superior es descargado con un separador inercial que se encarga de separar el caudal de aire y de tabaco, haciendo que este se sedimente. Como se puede observar en la figura, hay diferentes tipos de tabaco delimitados, siendo esta la justificación de utilizar dos conductos y dos secadoras.

Con esto conseguiríamos aumentar la eficiencia de la fábrica, ya que se estaría trabajando con dos tipos de tabacos a la vez, siendo esto actualmente imposible con el sistema de transporte que se encuentra en la misma.

Este sistema de recirculación no se diseñó debido a la imposibilidad de conocer el caudal de aire a la salida del separador por impacto.

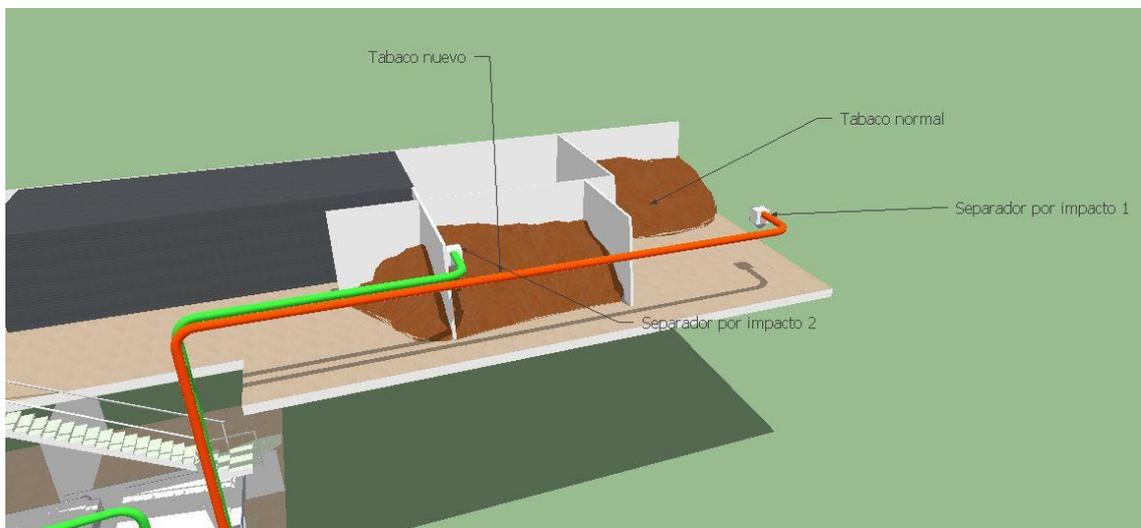


Figura 18- Planta superior – resultado final

Esta imagen representaría como quedaría el diseño final.

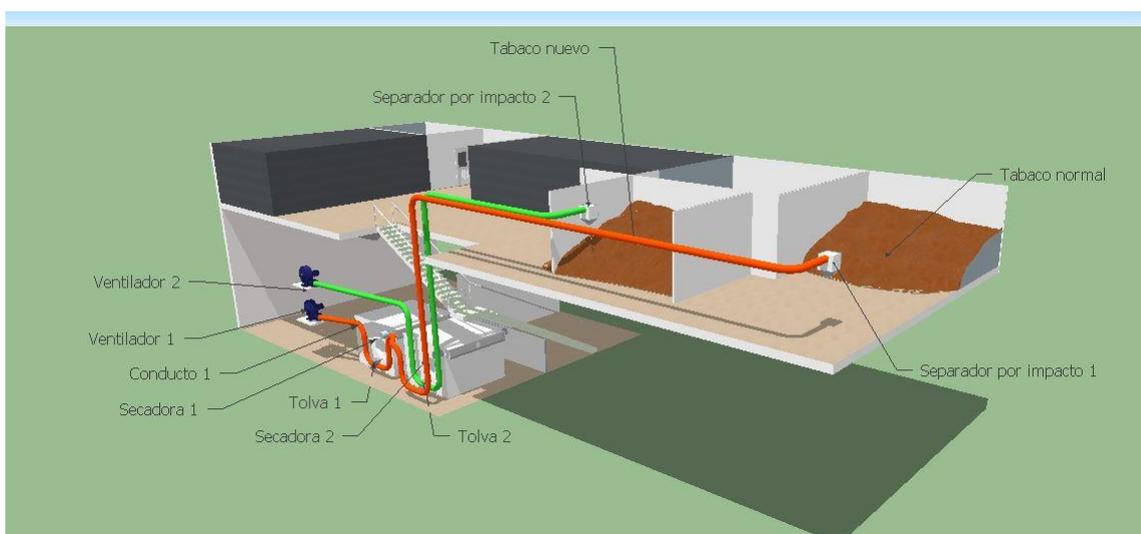


Figura 19- Resultado final

## **8. Conclusión.**

Una vez obtenido el diseño final, este cumple con todos los requisitos planteados por la empresa solicitante del proyecto.

Como se ha mencionado en los apartados anteriores el transporte neumático de grano es muy importante en el proceso industrial porque es extremadamente versátil.

Este diseño presentará una mayor eficiencia en la fábrica y un aumento de su productividad, ya que actualmente sólo está en funcionamiento una única secadora y con este nuevo diseño se podrá trabajar con dos secadoras al mismo tiempo.

Además, el beneficio económico que este proyecto presenta para la empresa a corto o medio plazo está asegurado con las optimizaciones presentadas.

### **8.1 Conclusion.**

Once obtained the final design, it complies with all the requirements posed by the applicant company for the project.

As mentioned in the previous sections the pneumatic conveying of grain is very important in the industrial process because it is extremely versatile.

This design will present greater efficiency in factory and an increase in their productivity, since it is currently only running a single dryer and with this new design will work with two dryers at the same time. In addition, the economic benefits of this project to the company in the short or médium term is secured with presented optimizations.

## **9. Orden de prioridad entre los documentos básicos.**

El orden de prioridad de los diferentes documentos será establecido de la siguiente forma:

1° Plano

2° Presupuesto

3° Pliego de condiciones

4° Memoria

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA, SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE  
TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

**ANEXO DE CÁLCULOS**

Tutor:

Carmelo Millitello Millitello

Autora:

Paula Estrada Herrera

## **ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS**

1. Ventilador de la empresa	5
1.1. Caudal que proporciona el ventilador	5
1.2 Caudal de tabaco en máxima producción	6
1.3 Caudal operativo de la instalación	7
1.4 Diámetro necesario de la instalación	8
2. Ciclón	9
2.1 Dimensionamiento del ciclón	9
2.2 Cálculo del diámetro mínimo de partícula	12
2.3 Máxima eficiencia del ciclón	14
2.4 Calculo de ciclones en paralelo	15
2.5 Pérdidas de carga en el ciclón	16
2.6 Conclusión	17
3. Pérdida de carga	18
3.1 Pérdidas de carga en conducto rectilíneo.	18
3.2 Ecuación de Darcy- Weissbach	18
3.3 Coeficiente de fricción en tuberías	19
3.4 Pérdidas de cargas localizadas	20
3.5 Pérdidas de cargas por el fabricante	21
4. Selección del ventilador	25
4.1 Leyes	25
4.2 Punto de operación	25
4.3 Cálculo de la presión del ventilador	26

4.4 Curvas del ventilador	27
4.5 Rendimiento del ventilador	29
5. Cuadro eléctrico	30
5.1 Guarda motor	31
6. Separador por impacto	32
7. Estructura soporte del ventilador	34

## **ÍNDICE TABLA Y FIGURAS**

Figura 1: Medida de la velocidad del ventilador- Elaboración propia	5
Figura 2: Medida de la sección de salida- Elaboración propia	5
Figura 3: Ciclón Stairmand- Fuente: diseño óptimo de ciclones	9
Figura 4: Ciclón dimensionado en mm- Elaboración propia	11
Figura 5: Esquema de las velocidades en el ciclón- Fuente: diseño óptimo de ciclones	12
Figura 6: Valor de la rugosidad relativa- Fuente: Agüera Soriano	19
Figura 7: Valor del coeficiente K-Fuente: Agüera Soriano	19
Figura 8: Pérdidas de carga codos 90°- Autor: Fabricante	20
Figura 9: Pérdidas de carga tramos rectos- Autor: Fabricante	22
Figura 10: Curva de operación – Autor:diseño de un ventilador centrífugo	25
Figura 11: Curva de operación ventilador I - Elaboración propia	26
Figura 12: Curva de operación ventilador II- Elaboración propia	26
Figura 13: Punto de operación instalación I- Elaboración propia	27
Figura 14: Punto de operación instalación II- Elaboración propia	27
Figura 15: Funcionamiento separador por impacto	31
Figura 16: Separador por impacto diseñado	32
Figura 17: Estanteria- Autor: Leroy merlin	35
Tabla 1: Característica de un ciclón Stairmand- Elaboración propia	9
Tabla 2: Dimensiones del ciclón- Elaboración propia	10
Tabla 3: Dimensiones del ciclón recalculadas- Elaboración propia	11
Tabla 4: Resumen cálculo de separación de partículas- Elaboración propia	13
Tabla 5: Cálculo del re-arrastre - Elaboración propia	14
Tabla 6: Pérdidas de carga localizadas II- Elaboración propia	21
Tabla 7: Pérdidas de carga localizadas II- Elaboración propia	21

Tabla 8: Datos conducto I- Elaboración propia	21
Tabla 9: Datos conducto II- Elaboración propia	21
Tabla 10: Pérdidas de carga tramos rectos I- Elaboración propia	22
Tabla 11: Pérdidas de carga tramos rectos II- Elaboración propia	23
Tabla 12: Pérdidas de carga totales I- Elaboración propia	23
Tabla 13: Pérdidas de carga totales II- Elaboración propia	23
Tabla 14: Cuadro esquema unifilar	29
Tabla 15: Esquema pórtico simple biarticulado	33
Tabla 16: Cálculo del módulo resistente- Elaboración propia	35

## 1. Ventilador de la empresa.

### 1.1 Caudal que proporciona el ventilador.

Experimentalmente se pudo medir la velocidad del aire a la salida del ventilador centrífugo que se encuentra en la empresa. Esta velocidad se midió con un instrumento denominado anemómetro cuyo objetivo es medir la velocidad de circulación de un fluido gaseoso.



Figura 1- Medida de la velocidad del ventilador

Además, se midió la sección de la salida del ventilador con el fin de poder calcular el caudal que proporciona dicho ventilador.



Figura 2- Medida de la sección de salida

Aplicando la ecuación de continuidad se podría calcular el valor del caudal de aire que proporciona el ventilador.

$$Q = A \cdot v$$

$$Q_{\text{aire}} = 30 \text{ m/s} \cdot 0,109^2 \text{ m}^2 = \mathbf{0,3564 \text{ m}^3 / \text{s}}$$

No podremos tener en cuenta este caudal debido a que la velocidad de salida del ventilador se midió sin que hubiera ninguna resistencia, por lo que, desde que haya alguna resistencia esta velocidad disminuirá considerablemente. Además, se debe considerar que la sección de la boca del ventilador es muy pequeña, debiéndose aumentar dicha sección en la instalación y teniendo en cuenta que cuando esto se produzca, el área está elevada al cuadrado y por tanto, a partir de la ecuación de continuidad la velocidad disminuirá drásticamente. Entonces, se concluye que el ventilador no sería el apropiado para la instalación.

## 1.2 Caudal de tabaco en máxima producción.

Experimentalmente se midió en la empresa el caudal de tabaco cuando la actividad en la fábrica se encontraba en máxima producción.

Se cronometró el tiempo que transcurría hasta llenar un cubo que se utiliza para transportar el tabaco cuyo volumen es de  $0,641 \text{ m}^3$ .

Sabiendo que el caudal se puede definir como:

$$Q = V/t$$

Donde:

- $V = \text{volumen} [\text{m}^3]$
- $t = \text{tiempo} [\text{s}]$

Se obtuvo un caudal de:

$$Q_{\text{tabaco}} = 0,641 \text{ m}^3 / 660 \text{ s} = \mathbf{0,00097 \text{ m}^3 / \text{s}}$$

### 1.3 Caudal operativo de la instalación.

El caudal de la instalación podemos obtenerlo a partir de la relación másica del caudal másico de aire entre el caudal másico de tabaco. Suponemos que esta relación es de 3.

$$R \dot{m} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{tabaco}} = 3$$

Calculamos el caudal másico de tabaco:

$$\dot{m}_{tabaco} = Q_{tabaco} \cdot \rho_{tabaco}$$

La densidad del tabaco es de 320<sup>1</sup> Kg/ m<sup>3</sup> y la densidad del polvo de tabaco es de 1840<sup>2</sup> Kg/ m<sup>3</sup>. Como se puede observar, la densidad del polvo de tabaco es considerablemente mayor que la densidad del tabaco.

Conociendo la densidad del tabaco podremos obtener el valor del caudal másico de tabaco que se transporta.

$$\dot{m}_{Tabaco} = 0,00097 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 320 \text{ Kg/ m}^3 = 0,31 \text{ Kg/s}$$

La fábrica impone aplicar un factor de corrección del 10% por errores en la toma de datos del caudal de tabaco y un 10% por variaciones de la humedad del tabaco a transportar. Por tanto, se deberá aplicar un porcentaje del 20%.

$$\dot{m}_{tabaco} = 0,31 \text{ Kg/s} \cdot (1+0,2) = 0,37 \text{ Kg/s}$$

Conociendo el caudal másico total de tabaco podemos calcular el caudal másico de aire necesario:

$$\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{tabaco}} = \frac{Q_{aire} \cdot \rho_{aire}}{\dot{m}_{tabaco}} = 3$$

El caudal de operación de la instalación será:

$$Q_{instalación} = \frac{\dot{m}_{tabaco} \cdot 3}{\rho_{aire}}$$

$$Q_{instalación} = \frac{0,37 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \cdot 3}{1,19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,94 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

<sup>1</sup> <http://www.aqua-calc.com/page/density-table/substance/tobacco>

<sup>2</sup> <http://www.upv.es/resiagri/ficheros/i0011.pdf>

## 1.4 Diámetro necesario en la instalación.

El caudal se define como el volumen de un fluido que circula por la misma unidad de tiempo.

$$Q = V/t$$

Teniendo en cuenta que el volumen del fluido en un tramo de tubería es el producto del área transversal de la misma por su longitud:

$$V = A \cdot s$$

De este modo la velocidad del fluido será igual al espacio recorrido entre el tiempo que tarda en recorrer dicho espacio.

$$V = s/t$$

De lo que se deduce la ecuación de continuidad:

$$Q = A \cdot v$$

De donde despejaremos la sección y tendremos en cuenta que la velocidad recomendada para el transporte de tabaco es de 20 m/s (apartado 6.2 memoria)

$$A_{tubería} = \frac{Q_{instalación}}{v_{recomendada}}$$

$$A_{tubería} = \frac{0,94 \frac{m^3}{s}}{20 \frac{m}{s}} = 0,047 m^2$$

Consideraremos que la tubería es circular, por lo que definiremos su área como:

$$A_{tubería} = \pi r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A_{tubería}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,047 m^2}{\pi}} = 0,122 m$$

El diámetro necesario será de 245 mm, pero aproximando al diámetro comercial más cercano, el diámetro necesario en la instalación es de **250 mm**.

Recalculamos el caudal de la instalación y el área de la misma para un diámetro de tubería comercial.

$$A_{tubería} = \pi \cdot 0,125^2 m^2 = 0,049 m^2$$

$$Q_{instalación} = 20 \frac{m}{s} \cdot 0,246 m^2 = 1 \frac{m^3}{s}$$

## 2. Ciclón.

### 2.1 Dimensionamiento del ciclón

Con el fin de conocer las dimensiones óptimas de ciclón deberemos conocer las características de los ciclones de alta eficiencia para poder establecer las variables de operación, es decir, la velocidad de entrada, concentración de polvo y la eficiencia del mismo.

Los ciclones de alta eficiencia están diseñados para alcanzar una mayor separación de las partículas pequeñas que los ciclones convencionales. Este tipo de ciclón pueden separar partículas de  $5\mu m$  con eficiencias de hasta el 90%, pudiendo alcanzar mayores eficiencias con partículas más grandes.

Dimensión	Nomenclatura	Stairmand
Diámetro del ciclón	$D_c/D_o$	1
La altura de entrada al ciclón	$a D_c$	0,5
El ancho de entrada	$b/ D_c$	0
La altura de salida del ciclón	$S/ D_c$	0,5
El diámetro de salida del ciclón	$D_s/D_o$	0,5
La altura de la parte cilíndrica del ciclón	$h/ D_c$	1,5
La altura total del ciclón	$H/ D_c$	4
La altura de la parte cónica del ciclón	$z/ D_c$	2,5
El diámetro de salida del polvo	$B/ D_c$	0,375
Número de cabezas de velocidad	NH	5,4
Número de vórtices	$N_s$	5,5

Tabla 1 – Característica de un ciclón Stairmand

Los parámetros a dimensionar del ciclón se encuentran representados en la siguiente imagen:

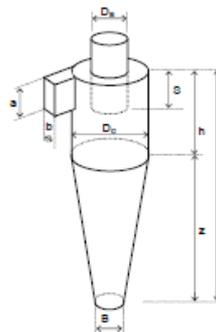


Figura 3- Ciclón Stairman

Para un ciclón Stairmand :

La altura de entrada al ciclón debe ser:  $a = 0,5 \cdot D_c$  y el ancho de entrada a ciclón es de  $b = 0,2 \cdot D_c$ . Podemos conocer el diámetro del conducto a partir del área del mismo.

$$A = a \cdot b = 0,5 \cdot D_c \cdot 0,2 \cdot D_c$$

$$D_c = \sqrt{\frac{A}{0,5 \cdot 0,2}}$$

$$D_c = \sqrt{\frac{0,049 \text{ m}^2}{0,5 \cdot 0,2}} = 0,7 \text{ m}$$

Conociendo el valor del diámetro del conducto podemos obtener:

		Stairmand	$D_c$ [m]	Dimensión[m]
<b>La altura de entrada al ciclón</b>	a	0,5	0,7	0,350
<b>El ancho de entrada</b>	b	0,2	0,7	0,140
<b>La altura de salida del ciclón</b>	S	0,5	0,7	0,350
<b>El diámetro de salida del ciclón</b>	$D_s$	0,5	0,7	0,350
<b>La altura de la parte cilíndrica del ciclón</b>	h	1,5	0,7	1,050
<b>La altura total del ciclón</b>	H	4	0,7	2,800
<b>La altura de la parte cónica del ciclón</b>	z	2,5	0,7	1,750
<b>El diámetro de salida del polvo</b>	B	0,375	0,7	0,263

Tabla 2- Dimensiones de ciclón

Como se puede observar, el diámetro del ciclón es muy elevado y la altura del mismo es superior a la altura de la planta superior de la empresa donde estarían emplazados los ciclones.

Recalculamos el diámetro del conducto suponiendo que la velocidad de entrada es de 22,5m/s para que esté dentro de la velocidad recomendada de trabajo de los separadores ciclónicos.

$$A_{\text{conducto}} = \frac{Q_{\text{instalación}}}{v_{\text{impuesta}}}$$

$$A_{\text{conducto}} = \frac{1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{22,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,044 \text{ m}^2$$

Por lo que,

$$D_c = \sqrt{\frac{0,044 \text{ m}^2}{0,5 \cdot 0,2}} = 0,66 \text{ m}$$

Las dimensiones del ciclón serán :

		Stairmand	D <sub>c</sub> [m]	Dimensión[m]
La altura de entrada al ciclón	A	0,5	0,66	0,330
El ancho de entrada	b	0,2	0,66	0,132
La altura de salida del ciclón	S	0,5	0,66	0,330
El diámetro de salida del ciclón	D <sub>s</sub>	0,5	0,66	0,330
La altura de la parte cilíndrica del ciclón	h	1,5	0,66	0,990
La altura total del ciclón	H	4	0,66	2,640
La altura de la parte cónica del ciclón	z	2,5	0,66	1,650
El diámetro de salida del polvo	B	0,375	0,66	0,248

Tabla 3 – Dimensiones ciclón recalculadas

Sustituimos estas dimensiones en ciclón Stairmand para conocer cómo se representarían estas dimensiones en el mismo.

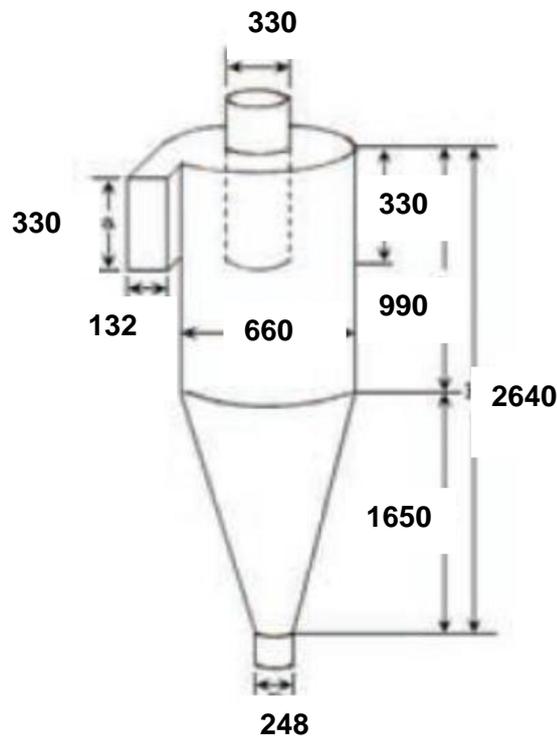


Figura 4- Ciclón dimensionado en mm

## 2.2 Cálculo del diámetro mínimo de la partícula.

Las dimensiones del ciclón son parámetros importantes para determinar la eficiencia y las pérdidas de carga en el mismo. Por eso es tan importante conocer el valor del diámetro del ciclón y la longitud de los canales del flujo.

Cualquier partícula se encuentra sometida a dos fuerzas opuestas en la dirección radial, la fuerza centrífuga y la de rozamiento. Estas fuerzas actúan en función del radio de rotación y del tamaño de partícula, y es por eso que las partículas de distintos tamaños tienden a girar en órbitas de radios distintos.

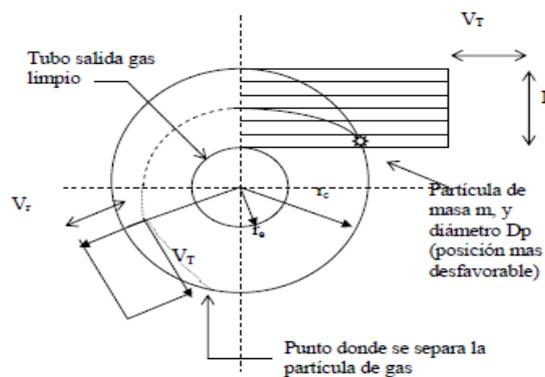


Figura 5-Esquema de las velocidades en el ciclón

- $V_T$  = Velocidad de entrada del gas y las partículas de polvo, tangentes a las líneas del flujo.
- $V_R$  = Velocidad radial de una partícula de polvo
- $r_c = (D_c/2)$  radio del barril del ciclón
- $r_o = (D_s/2)$  radio del tubo de salida del gas limpio

El gas ingresa con una velocidad tangencial  $V_T$ , por lo que la velocidad angular es:

$$\omega = \frac{v_T}{r_c}$$

La aceleración centrífuga es:

$$a_c = \frac{v_T^2}{r_c}$$

Según la teoría de Stokes:

$$v_R = a_c \cdot \frac{(\rho_s - \rho) \cdot d_p^2}{18\mu} = \frac{v_T^2 (\rho_s - \rho) \cdot d_c^2}{18\mu \cdot r_c}$$

El tiempo para alcanzar la pared interna del ciclón es:

$$\theta_R = \frac{L_W}{V_R} = \frac{Dc}{2 \cdot V_R}$$

El tiempo necesario para recorrer la espiral es:

$$\theta_R^* = \frac{L}{V_R}$$

Siendo “L” la distancia recorrida por la partícula a lo largo de la espiral  $L=2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot N_s$ , donde  $N_s$  es el número de espirales que recorre.

La condición necesaria para que la partícula se separe es:

$$\theta_R^* \geq \theta_R$$

<b>Velocidad angular</b>	$w$	68,18	Rad/s
<b>Aceleración centrífuga</b>	$a_c$	1534,09	$m/s^2$
<b>Velocidad radial</b>	$V_R$	0,030	m/s
<b>Tiempo en recorrer pared interna</b>	$\theta_R$	10,95	S
<b>Tiempo en recorrer espiral</b>	$\theta_R^*$	378,20	S

Tabla 4- Resumen cálculo separación de partículas

Como se puede observar se cumple la condición necesaria para que las partículas se separen.

El diámetro se puede determinar en función del tamaño de la partícula que se pretende separar. Si se quiere retener la totalidad de las partículas de radio  $dp$  podemos dimensionar el ciclón para un tamaño 10 veces menor, de modo que se tiene la seguridad de que la separación sea del 100% para el tamaño de partículas.

Entonces  $dp_{min} = dp/10$

$$dp_{min} = \frac{dp}{10} = \sqrt{\frac{9 \cdot \mu \cdot L_W}{\pi \cdot N_s \cdot V_I \cdot (\rho_S - \rho)}}$$

$$dp_{min} = \frac{dp}{10} = \sqrt{\frac{9 \cdot \mu \cdot L_W}{\pi \cdot N_s \cdot \frac{Q}{L_W \cdot h_c} \cdot (\rho_S - \rho)}}$$

Como  $L_W = \frac{d_c}{2}$  y  $h_c = \frac{d_c}{4}$

$$dp_{min} = \frac{dp}{10} = \sqrt{\frac{9 \cdot \mu \cdot d_c^3}{\pi \cdot N_s \cdot Q \cdot 8 \cdot (\rho_S - \rho)}}$$

Donde:

- $\mu$  = viscosidad del gas (Pa.s)
- $\rho_s$  = densidad de la partícula ( $\text{kg/m}^3$ )
- $\rho$  = densidad del gas ( $\text{kg/m}^3$ )
- $D_c$  = diámetro del conducto (m)
- $Q$  = caudal que circula por el ciclón
- $N_s$  = número de espirales que recorre la partícula

### 2.3 Máxima eficiencia del ciclón.

La eficiencia disminuye con el aumento de la viscosidad del gas, el diámetro del cuerpo, el diámetro de la salida del gas, el área del conducto de entrada del gas y la densidad del gas.

Para obtener la máxima eficiencia del ciclón se sigue el criterio de Kalen y Zenz, quienes propusieron la existencia de una velocidad de saltación en el ciclón para explicar por qué la eficiencia de colección desciende con incrementos en la velocidad de entrada. Se debe tener en cuenta que la velocidad a la entrada del ciclón debe ser mayor que 1,25 veces la velocidad de arraste, pero no mayor que 1,36 veces la misma. Esto es debido a que se podría producir un re-arrastre, es decir, que las partículas se irían con la espiral ascendente y por tanto la eficiencia del ciclón disminuiría.

$$v_s = 4,9114w \cdot \left[ \frac{\frac{B_c}{D_c}}{1 - \frac{B_c}{D_c}} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot (B_c)^{\frac{1}{15}} \cdot (v_i)^{\frac{2}{3}}$$

- $w$  = velocidad equivalente (m/s)
- $\frac{B_c}{D_c}$  = relación entre la entrada y el diámetro del ciclón
- $v_i$  = velocidad de entrada del gas (m/s)
- $v_s$  = velocidad de saltación

Donde la velocidad equivalente se expresa como:

$$w = \left[ \frac{4 \cdot g \cdot \mu \cdot (\rho_s - \rho)}{3 \cdot \rho^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

<b>w</b>	0,55	m/s
<b>vs</b>	16,30	m/s

<b>vi</b>	22,50	m/s
<b>vi/vs</b>	<b>1,38</b>	<b>&lt;1,36</b>

Tabla 6-

Como se puede observar, no se cumple la condición impuesta de relación  $1,25 < 1,38 < 1,36$  por lo que se producirá re-arrastre dentro del ciclón.

## 2.4 Cálculo de ciclones en paralelo .

Como se puede observar el tamaño del ciclón es de 2,64m, sin embargo, este tamaño supera al tamaño del emplazamiento del ciclón. Con el objetivo de disminuir esta altura se plantea poner dos ciclones en paralelo.

Siendo así, el caudal se repartirá en ambos ciclones, por lo que el caudal de la instalación sería  $0,5 \frac{m^3}{s}$ . Calcularemos el área necesario para esta condición.

$$A_{tuberia} = \frac{0,5 \frac{m^3}{s}}{20 \frac{m}{s}} = 0,025 m^2$$

El diámetro del conducto del ciclón será:

$$D_c = \sqrt{\frac{0,025 m^2}{0,5 \cdot 0,2}} = 0,5 m$$

Sustituyendo este valor en la tabla 3 obtenemos que la altura total del ciclón es de 2 metros. Esto haría imposible poner dos ciclones en paralelo ya que no habría espacio suficiente en el emplazamiento.

## 2.5 Pérdidas de carga en el ciclón.

Las pérdidas de carga del ciclón dependerán de la velocidad de entrada al mismo. Estas pérdidas se expresan como la suma de diversos términos, tales como: la pérdida de presión a la entrada del ciclón, pérdida debida a la aceleración del sólido, pérdida en el barril, pérdidas por el flujo reverso, pérdidas por contracción en el conducto de salida.

Cuando la velocidad de entrada al ciclón es muy alta puede originar el fenómeno de re-suspensión de partículas disminuyendo también la eficiencia del mismo. Las

bibliografías recomiendan que la velocidad de entrada al ciclón debe situarse entre los 15,2 y los 27,4 m/s.

Se puede expresar a partir de la ecuación desarrollada por Shepherd y Lapple<sup>3</sup> en 1940:

$$\Delta P_{\text{ciclón}} = \frac{1}{2} \cdot N_H \cdot \rho \cdot v_I^2$$

- $\rho$  = densidad del gas transportado
- $v_I$  = velocidad de entrada
- $N_H$  = número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón

Donde:

$$N_H = K \cdot \frac{\frac{D_c}{2} \cdot \frac{D_c}{2}}{\left(\frac{D_c}{2}\right)^2} = \frac{K}{2}$$

Para ciclones de alta eficiencia tipo Stairmand el número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón es de 5,4<sup>4</sup>

$$\Delta P_{\text{ciclón}} = 0,5 \cdot 5,4 \cdot 1,19 \text{ Kg/m}^3 \cdot (22,5 \text{ m/s})^2 = 1626 \text{ Pa}$$

Este valor es aceptable debido a que está por debajo de las pérdidas máximas recomendadas para el ciclón de 2500 Pa.

## 2.6 Conclusiones del ciclón.

Como ya se ha demostrado en este apartado, el separador ciclónico cumple los requisitos:

- Se produce un re-arrastre de las partículas.
- Las partículas de polvo se separarán de las de tabaco.
- Las pérdidas de carga estaban dentro del rango aconsejado.
- La velocidad de entrada estaba entre el rango aconsejado por la bibliografía.

Sin embargo, el tamaño del ciclón supera el espacio de emplazamiento en la empresa, y por tanto, se deberá buscar una solución alternativa para descargar el tabaco.

<sup>3</sup> Diseño óptimo de ciclones. Carlos Alberto Echeverri Londoño. Medellín, 2006

<sup>4</sup> Valor obtenido de la tabla X- Dimensionamiento de un ciclón Stairmand

### 3. Pérdidas de carga.

La pérdida de carga en una tubería se puede definir como la pérdida de presión que se produce en un fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las conducen. Es decir, las pérdidas de carga que tienen lugar en una conducción representa la pérdida de energía de un flujo hidráulico a lo largo de la misma por efecto del rozamiento.

#### 3.1 Pérdidas de carga en conducto rectilíneo.

La conservación de la energía exige tener en cuenta todos los cambios que se producen a medida que el fluido es impulsado. Por lo tanto, las pérdidas de carga en conductos rectos se definen a partir de las pérdidas de carga debidas a la fricción del fluido contra sí mismo y contra las paredes de la tubería rectilínea. Como el fluido es uniforme, la sección es constante y por lo tanto, la velocidad también es constante. Según esto, el principio de Bernoulli entre dos puntos puede escribirse como:

$$H_r = \left( \frac{P_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left( \frac{P_2}{\gamma} + z_2 \right)$$

- P= presión [KPa]
- Z= altura piezométrica [m]
- $\gamma$ = densidad del fluido [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ]

#### 3.2 Ecuación de Darcy- Weissbach.

Es una de las fórmulas más exactas para el cálculo hidráulico. Sin embargo, obtener el coeficiente de fricción “f” conlleva a una complejidad en el cálculo.

$$H_r = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2 \cdot g}$$

- f= coeficiente de fricción [adim.]
- L= longitud de la tubería [m]
- V= velocidad [m/s]
- D= diámetro interno de la tubería [m]
- g= aceleración de la gravedad [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]

### 3.3 Coeficiente de fricción en tuberías.

El coeficiente de fricción es un parámetro adimensional que depende de la viscosidad del fluido y por tanto, del número de Reynolds.

El número de Reynolds es un número adimensional que se utiliza en mecánica de fluidos y en fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido.

Este parámetro relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y el diámetro y viene dado por la siguiente expresión:

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

Calculamos el número de Reynolds para nuestro circuito teniendo en cuenta que la viscosidad cinemática del aire para 25°C es de  $1,56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , el diámetro es de 560 mm para toda la instalación y la velocidad media es de 20m/s.

$$Re = \frac{0,56m \cdot 20m/s}{1,56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 717948,75$$

Como el resultado obtenido es mayor que 2300, nos encontramos en régimen turbulento. Para obtener el coeficiente de fricción utilizamos la fórmula de Colebrook.

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log\left(\frac{K/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_1}}\right)$$

- $f_2$ = coeficiente de fricción que deseamos calcular
- $K$ = rugosidad
- $f_1$ = coeficiente de fricción que suponemos (0,015)
- $K/D$ = rugosidad relativa

Sustituimos los valores en la fórmula de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f_2}} = -2 \cdot \log\left(\frac{\frac{0,05mm}{560mm}}{3,7} + \frac{2,51}{717948,75 \cdot \sqrt{0,015}}\right) = f_2 = 0,014$$

Como el valor obtenido es muy próximo al valor supuesto lo consideramos como válido.

Obtenemos el valor de la rugosidad de una tabla:

**TABLA 8. Valores de rugosidad absoluta  $k$**

<i>material</i>	<i>k mm</i>
vidrio	liso
cobre o latón estirado	0,0015
latón industrial	0,025
acero laminado nuevo	0,05
acero laminado oxidado	0,15 a 0,25
acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3
acero asfaltado	0,015
acero soldado nuevo	0,03 a 0,1
acero soldado oxidado	0,4
hierro galvanizado	0,15 a 0,2
fundición corriente nueva	0,25
fundición corriente oxidada	1 a 1,5

Figura 6- Valor de la rugosidad relativa

### 3.4 Pérdidas de cargas localizadas.

Las pérdidas de cargas en los codos son pérdidas locales debidas a la disipación de energía motivada por las turbulencias. Pueden expresarse en función de la altura cinética corregida mediante un coeficiente empírico “K” para diferentes tipos de accesorios.

$$H_r = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

El valor del coeficiente K se podría obtener en la siguiente tabla, aunque no se obtiene un valor muy preciso.

**TABLA 12. Valores del coeficiente K para diversos accesorios**

Válvula esférica, totalmente abierta	$K = 10$
Válvula de ángulo, totalmente abierta	$K = 5$
Válvula de retención de clapeta	$K = 2,5$
Válvula de pie con colador	$K = 0,8$
Válvula de compuerta, totalmente abierta	$K = 0,19$
Codo de retroceso	$K = 2,2$
Empalme en T normal	$K = 1,8$
Codo de 90° normal	$K = 0,9$
Codo de 90° de radio medio	$K = 0,75$
Codo de 90° de radio grande	$K = 0,60$
Codo de 45°	$K = 0,42$

Figura 7- Valor del coeficiente K

### 3.5 Pérdidas de cargas por el fabricante.

Primero, definiremos el conducto que transporta el tabaco normal como conducto I y el conducto que transporta tabaco palmero y tabaco nuevo como conducto II.

Se dividirá el conducto en tres tramos para poder calcular las pérdidas de cada uno de ellos independientemente y así facilitar los cálculos. El primer tramo lo consideramos desde la salida del ventilador hasta la tolva, el segundo tramo desde la tolva hasta la primera planta y finalmente, el tercero desde la primera planta hasta la descarga de tabaco.

La siguiente tabla muestra las pérdidas de carga localizadas para los codos de 90° proporcionada por el fabricante.

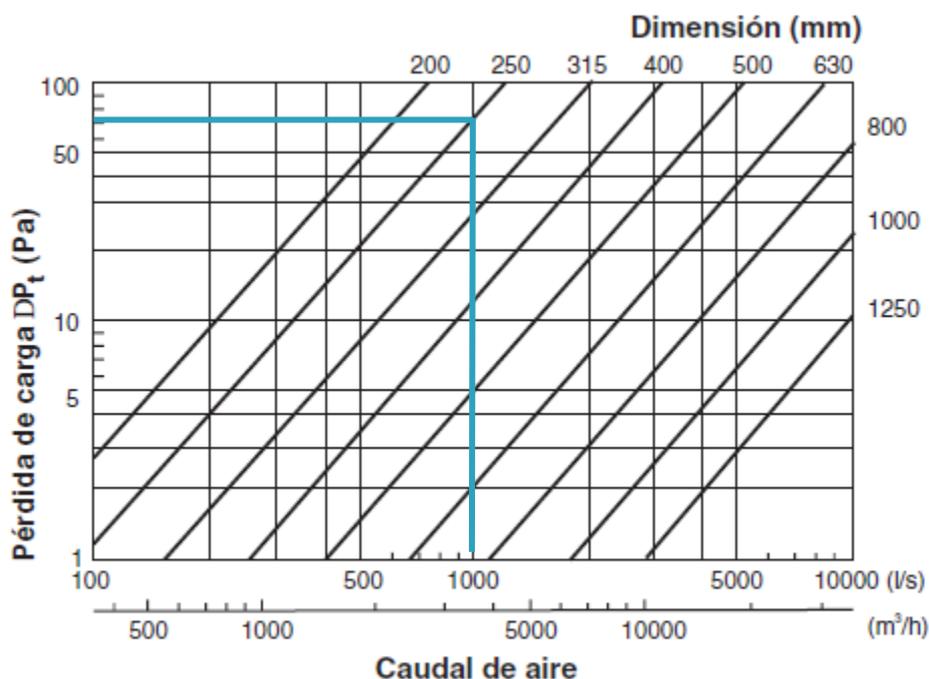


Figura 8- Pérdidas de carga en los codos 90°

Las pérdidas de carga en cada codo son de **70 Pa**.

Para el conducto I, las pérdidas en los codos será de:

TRAMO	Nº CODOS	PÉRDIDAS [Pa]	Hr- codo [Pa]
TRAMO I	2	70	140
TRAMO II	3	70	210
TRAMOS II	2	70	140
		<b>Σ</b>	<b>490</b>

Tabla 6

Para el conducto II, las pérdidas en los codos será de:

TRAMO	Nº CODOS	PÉRDIDAS [Pa]	Hr- codo [Pa]
TRAMO I	2	70	140
TRAMO II	1	70	70
TRAMOS II	2	70	140
		<b>Σ</b>	<b>350</b>

Tabla 7

Para obtener el valor de las pérdidas de carga en los tramos rectos deberemos conocer todos los valores de cada tramo del circuito, además de conocer las curvas para las pérdidas de carga por metro de tubería proporcionada por el fabricante.

Datos del conducto I en los tramos rectos:

TRAMO	VELOCIDAD[m/s]	DIÁMETRO[m]	LONGITUD [m]
TRAMO I	20	250	3,1
TRAMO II	20	250	9,85
TRAMOS II	20	250	21,7

Tabla 8

Datos del conducto II en los tramos rectos:

TRAMO	VELOCIDAD[m/s]	DIÁMETRO[m]	LONGITUD [m]
TRAMO I	20	250	11,2

TRAMO II	20	250	5,7
TRAMOS II	20	250	10,5

Tabla 9

Conociendo la curva de las pérdidas de carga aportada por el fabricante y teniendo todos los datos necesarios de los tramos de tuberías procedemos a calcular las pérdidas de carga en cada tramo recto.

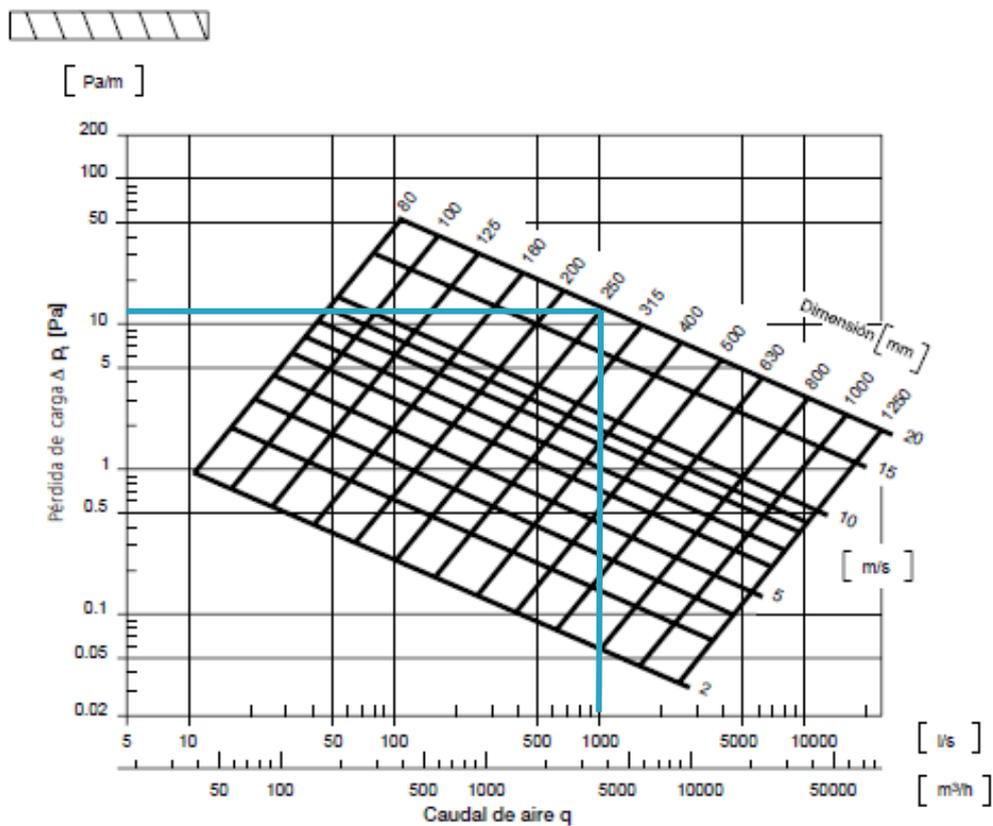


Figura 9- Pérdidas de carga en tramos rectos

Las pérdidas de carga en los conductos rectos son de **13,75Pa/m**

Para el conducto I, las pérdidas en los tramos rectos será de:

TRAMO	PÉRDIDAS [Pa]	Hr- recto [Pa]
TRAMO I	13,75	42,63
TRAMO II	13,75	135,4
TRAMOS II	13,75	298,4
	<b>Σ</b>	<b>476,73</b>

Tabla 10

Para el conducto II, las pérdidas en los tramos rectos será de:

TRAMO	PÉRDIDAS [Pa]	Hr- recto [Pa]
TRAMO I	13,75	154
TRAMO II	13,75	78,37
TRAMOS II	13,75	144,4
	<b><math>\Sigma</math></b>	<b>376,75</b>

Tabla 11

A continuación calcularemos las pérdidas de cargas totales teniendo en cuenta las pérdidas de carga localizadas y las pérdidas en los tramos rectos.

Para el conducto I, las pérdidas totales serán de:

TRAMO	Hr- codo [Pa]	Hr- recto [Pa]	Hr- codo [Pa]
TRAMO I	140	42,63	182,63
TRAMO II	210	135,4	345,44
TRAMOS II	140	298,4	438,4
		<b><math>\Sigma</math></b>	<b>966,43</b>

Tabla 12

Para el conducto II, las pérdidas totales serán de:

TRAMO	Hr- codo [Pa]	Hr- recto [Pa]	Hr- codo [Pa]
TRAMO I	140	154	294
TRAMO II	70	78,37	148,37
TRAMOS II	140	144,4	284,4
		<b><math>\Sigma</math></b>	<b>726,75</b>

Tabla 13

Como se puede observar, las pérdidas de carga son elevadas. Esto se debe a que el diámetro es muy pequeño y como mencionamos en el apartado 3.1 en la ecuación de Darcy- Weisbach el diámetro está elevado al cuadrado y se encuentra en el divisor, por lo tanto, cuanto mayor sea el diámetro menor serán las pérdidas de cargas; en nuestro caso el diámetro es muy pequeño.

## 4. Selección del ventilador.

Cuando se selecciona un ventilador, los parámetros necesarios que se deben tener en cuenta son el caudal y la presión requerida para que satisfaga los requisitos de la instalación. También se debe tener en cuenta la altitud de la instalación y poder determinar su tamaño, el número de revoluciones a la que gira el rotor, así como el rendimiento y la potencia del ventilador. Los fabricantes de los ventiladores proporcionan la información necesaria para realizar una correcta selección. Destacar que todos los ventiladores que entre sí poseen medidas proporcionales, o sea son semejantes, pertenecen a una misma serie

### 4.1 Leyes.

Los ventiladores y las bombas de similar construcción no tienen diferencias entre la forma de operación, lo que significa que se pueden tratar de forma análoga. Los ventiladores poseen reglas de diferentes tamaños que tienen características proporcionales. Las variables relacionadas son el tamaño del ventilador, la velocidad de giro, la densidad, el caudal y la presión.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{Pe_1}{Pe_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{hp_1}{hp_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Donde:

- $n$ = velocidad de giro (rpm)
- $hp$ = potencia absorbida

### 4.2 Punto de operación.

La curva característica del ventilador se representa para un tamaño de ventilador dado. La presión desarrollada por el ventilador, expresada como presión total o como presión estática, se representa en función del caudal. En cada caso se representa una curva diferente en función de las revoluciones a las que gira el rotor.

De todas las curvas posibles, sólo se interceptará con la curva característica del sistema en un punto de funcionamiento requerido por dicho sistema.

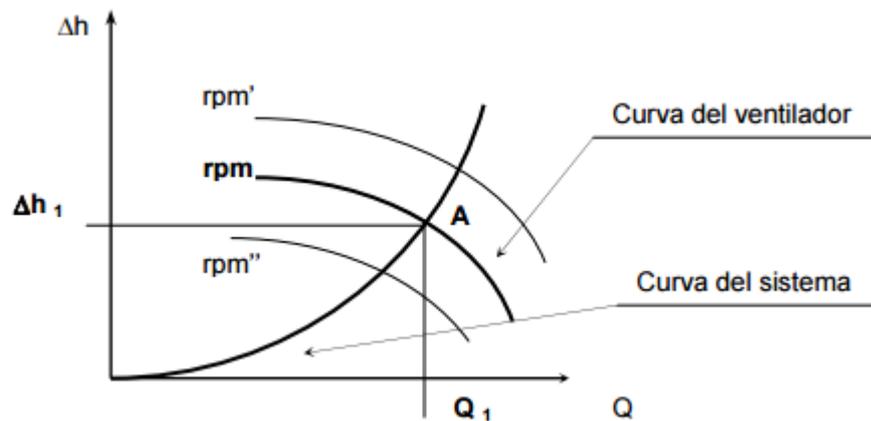


Figura 10-Curva de operación

A partir de estas gráficas también se pueden representar las curvas correspondientes al consumo de potencia y al rendimiento en función del caudal.

### 4.3 Cálculo de la presión del ventilador.

La ecuación de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido bajo condiciones variantes y tiene la forma siguiente:

$$P + \frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot \rho + \rho \cdot g \cdot z = \text{constante}$$

Donde:

- $g$ : Valor de la aceleración de la gravedad
- $z$ : Altura sobre un nivel de referencia
- $\rho$ : densidad del fluido

Esta ecuación se puede reescribir como:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = \text{constante}$$

Se podría calcular realizando un balance de energía en el primer tramo de tubería de la instalación con el fin de obtener la presión del ventilador:

Balance de energía (Volumen de control: Primer tramo)

$$H_1 = H_2 + H_{r1-2}$$

### 4.4 Curvas del ventilador.

Como hemos explicado en el apartado 4.2, el punto de operación del ventilador se obtiene a partir de la curva característica del sistema y la curva característica del ventilador.

La curva característica del sistema viene determinada por las pérdidas de carga en función del caudal. Destacar que estas pérdidas deben ser vencidas por el ventilador.

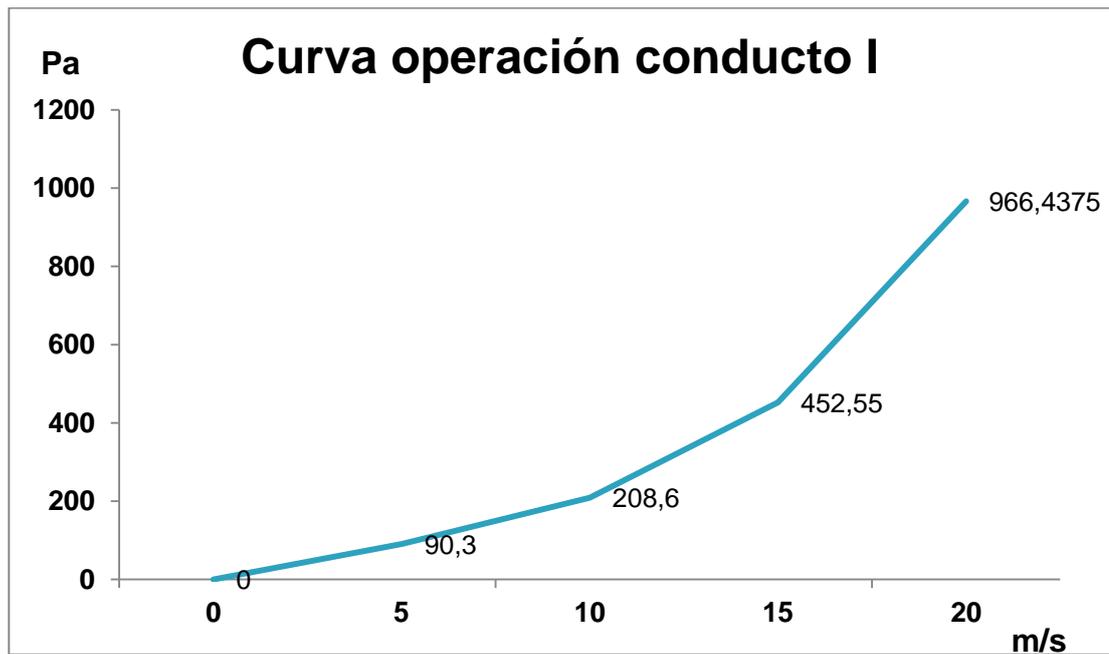


Figura 11- Curva operación conducto I

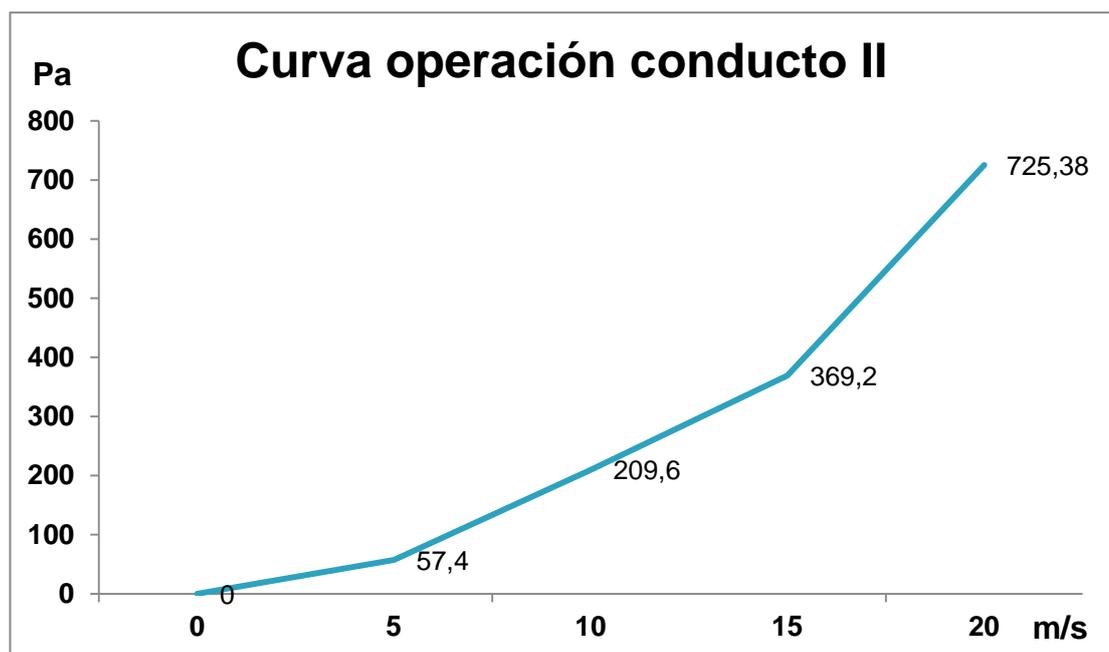


Figura 12 – Curva operación conducto II

Seleccionamos un ventilador y sustituimos la curva de operación de los conductos en la curva del ventilador seleccionado para obtener el punto de trabajo óptimo y así seleccionar las revoluciones recomendadas del ventilador.

Para el conducto I:

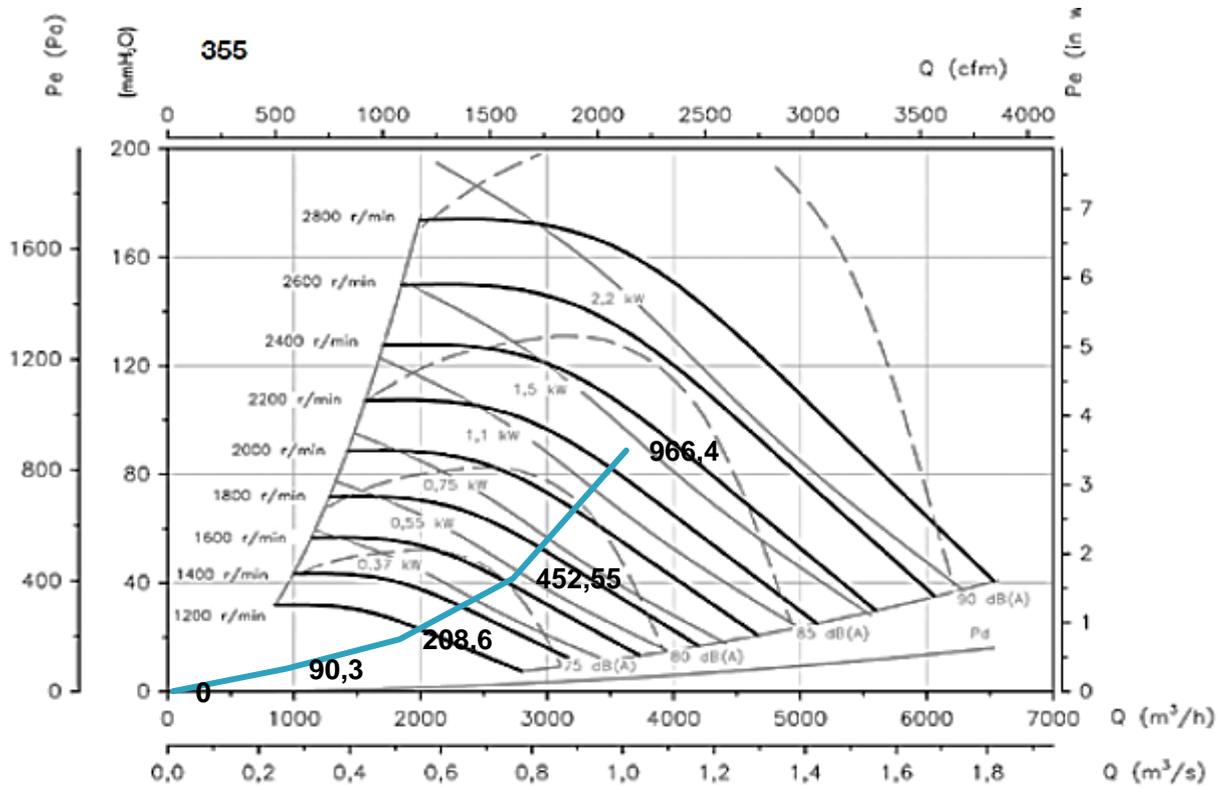
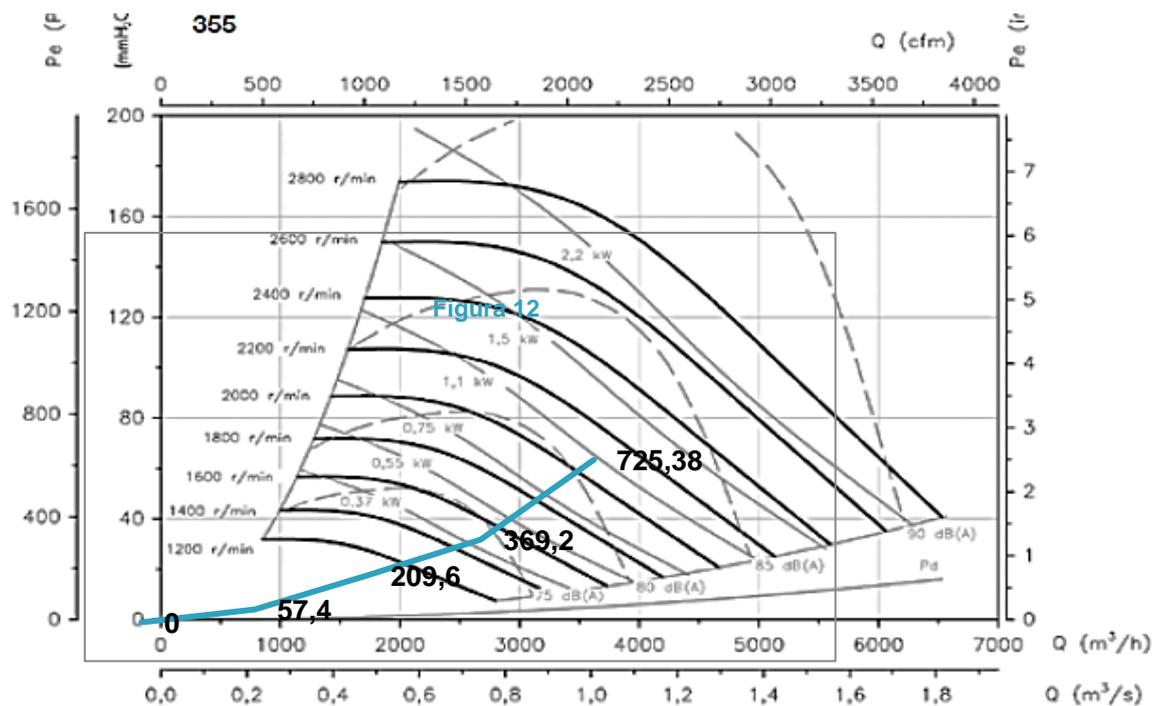


Figura 13- Punto de operación instalación I

Para el conducto II:



Los resultados obtenidos para el conducto I, donde el ventilador CSXR 355 girará a 2400 rpm - teniendo en cuenta que como no toca con ninguna curva, se selecciona la curva superior – nos indican que la potencia es de 1,5 KW. Para el conducto II el ventilador será el CSXR 355, que girará a 2200 rpm y cuya potencia será de 1,1 KW.

#### 4.5 Rendimiento del ventilador.

Un vez obtenidas las curvas características del ventilador se debe calcular le rendimiento con el que trabaja. Para poder calcular este rendimiento debemos conocer la potencia que entrega el ventilador (Pot a) entre la potencia que el ventilador recibe en su eje (Pot v), Este dato lo obtenemos de la curva característica del ventilador.

$$\eta = \frac{Pot\ a}{Pot\ v}$$

La potencia entregada al aire por el ventilador depende del caudal que circula y la presión necesaria para vencer las pérdidas que frece el sistema en los conductos.

Para el ventilador del conducto I:

$$Pot\ a = Q \cdot h = 1\ m^3/s \cdot 966,4\ Pa = 0,966\ KW$$

$$Pot\ v = 1,5\ KW$$

$$\eta = \frac{Pot\ a}{Pot\ v} = \frac{0,966\ KW}{1,5\ KW} = 64\ \%$$

Para el ventilador del conducto II:

$$Pot\ a = Q \cdot h = 1\ m^3/s \cdot 725,38\ Pa = 0,725\ KW$$

$$Pot\ v = 1,1\ KW$$

$$\eta = \frac{Pot\ a}{Pot\ v} = \frac{0,725\ KW}{1,1\ KW} = 65\ \%$$

## 5. Cuadro eléctrico.

La instalación consta de un cuadro general de distribución y sus respectivas protecciones. Su composición queda reflejada en el esquema unifilar que se encuentra en el documento de planos al menos con los siguientes dispositivos de protección:

- Un interruptor automático magneto térmico general y para la protección contra sobrecargas.
- Interruptores diferenciales para la protección contra contactos indirectos.

En el cálculo de la intensidad máxima admisible en las instalaciones se tendrá en cuenta los factores del tipo de instalación y sus condiciones particulares.

Para intensidad nominal en servicio monofásico:

$$I_n = \frac{P}{U \cdot \cos \gamma}$$

Para intensidad nominal en servicio trifásico:

$$I_n = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \gamma}$$

En el cálculo de caída de tensión las fórmulas empleadas serán las siguientes:

La caída de tensión en servicio monofásico

$$\Delta U = 2 \cdot R \cdot I \cdot \cos \gamma$$

La caída de tensión en servicio trifásico

$$\Delta U = \sqrt{3} \cdot R \cdot I \cdot \cos \gamma$$

C	Cuadro	Pot. (W)	Prot. Dif. (A)	Prot. (A)	Prot. tipo	cos $\phi$	U (V.)	Inten.(A)	$\rho_{\text{cobre}}$
C1	Ventilador 1	1500	2x40A 300 mA.	2x25	Curva C	1	230	3,77	0,0179
C2	Ventilador 2	1100	2x40A 300 mA.	2x25	Curva C	1	230	2,76	0,0179

C	Cuadro	Long.(m)	Sección	Sección calc.	Aislamiento	Canalización
C1	Ventilador 1	20	2(1x2,5mm <sup>2</sup> )	0,13	450/750V.07Z1-K	Tub. Diam. 16
C2	Ventilador 2	20	2(1x2,5mm <sup>2</sup> )	0,09	450/750V.07Z1-K	Tub. Diam. 16

Tabla 14- Cuadro esquema unifilar

### 5.1 Guarda motor.

Se deberá añadir un guarda motor en la instalación con el fin de proteger los motores de los ventiladores. Protege al motor de sobreintensidades transitorias típicas de los arranques de los motores y frente a cortocircuitos.

Estos dispositivos son regulables, es decir, poseen una única unidad de las funciones evitando de este modo el uso de tres unidades: interruptor, contacto y relé térmico.

## 6. Separador por impacto.

Los separadores inerciales separan el polvo de corrientes de gas usando una combinación de fuerzas, tales como centrífuga, gravitatoria e inercial. Hay tres tipos principales de separadores inerciales: ciclones centrífugos, cámara de asentamiento y separador por impacto.

Como ya se demostró en apartado 2, el ciclón no es una opción para este diseño, por lo que se opta por un separador por impacto.

El aumento del área de la sección transversal en la cámara reduce la velocidad de la corriente de aire y las partículas más pesadas se sedimentan. Este tipo de cámaras poseen un deflector fijo que actúa como obstáculo al desplazamiento de las partículas que la corriente de gas transporta, generando que cambien repentinamente de dirección y originando así que las partículas de gran diámetro no sigan la corriente de aire y se sedimenten.

En nuestro caso se añadirán varios deflectores fijos con el fin de conseguir una mayor eficiencia. De este modo, si no sedimentara todo el tabaco en el primer deflector fijo se encontraría con otros obstáculos, evitando así que salga con la corriente de aire.

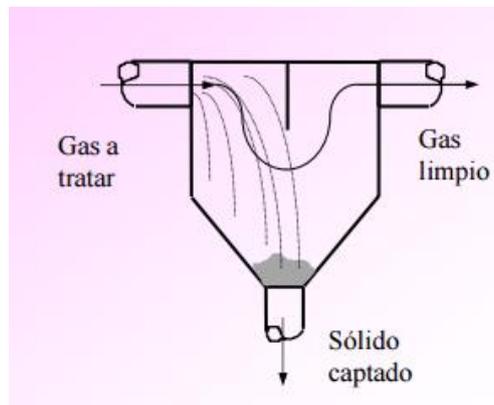


Figura 15- Funcionamiento separador por impacto

Como ya hemos mencionado, reduciendo la velocidad se aumentará el área transversal y así conseguiremos que el tabaco se sedimente.

Suponemos que el área transversal aumenta el doble del área del conducto.

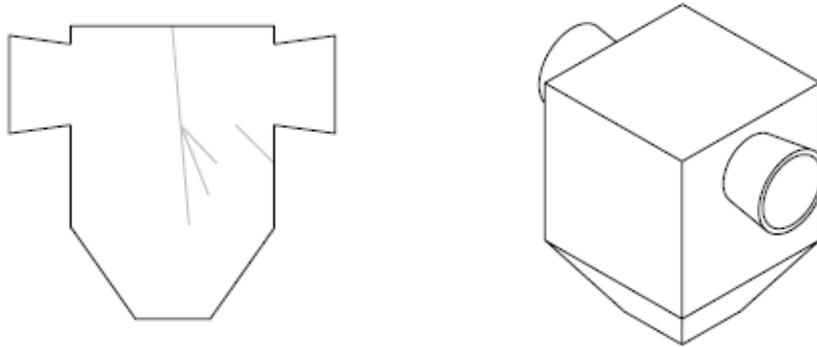
$$Q_{instalación} = v \cdot A_{Transversal}$$

$$A_{Transversal} = 0,5 \cdot 0,5 \text{ m}^2 = 0,25 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q_{instalación}}{A_{Transversal}} = \frac{\frac{1\text{m}^3}{\text{s}}}{0,25 \text{ m}^2} = 4\text{m/s}$$

Como se puede observar la velocidad ha disminuido en un 80%, por lo que se considera la suposición del área transversal como válida debido a que la velocidad es lo suficientemente pequeña para que el tabaco sedimente.

El separador por impacto que se instalará en la fábrica será de la siguiente forma:



**Figura 16- Separador por impacto diseñado**

Destacar que los deflectores no están dimensionados porque se calculará empíricamente las dimensiones del mismo en la empresa cuando se instale el equipo.

## 7. Estructura soporte del ventilador.

En este apartado se diseñará una estructura con el fin de soportar de los ventiladores centrífugos. Suponemos que la estructura es un pórtico simple biarticulado y por tanto, el esquema del pórtico y las reacciones solicitadas son las siguientes:

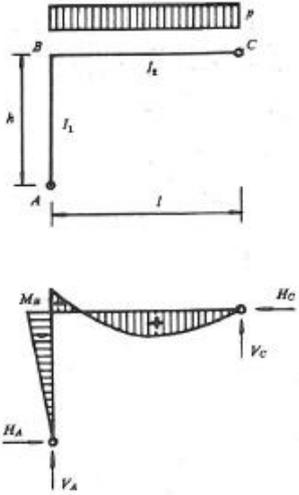
Esquemas	Reacciones y solicitaciones
	<p>Reacciones:</p> $V_A = \frac{pl}{2} + H_A \frac{h}{l}$ $V_C = \frac{pl}{2} - H_A \frac{h}{l}$ $H_A = H_C = \frac{pl^2}{8h(k+1)}$ <p>Momentos flectores:</p> $M_B = -\frac{pl^2}{8(k+1)}$ <p>En BC</p> $M_x = V_A \cdot x - H_A \cdot h - \frac{px^2}{2}$

Tabla 15- Esquema pórtico simple biarticulado

Analizamos el momento producido por el ventilador suponiendo que el perfil tiene unas dimensiones de (27x40x1) cm.

$$M_{\text{máx}} = \frac{pl^2}{8(k+1)}$$

Donde k se define como la relación entre la altura entre la anchura.

$$k = \frac{h}{l} = \frac{27}{40} = 0,675$$

Según la ficha técnica del ventilador su peso es aproximadamente de 48,5 Kg. Para estar en el lado de la seguridad supondremos que el peso es de 50Kg.

$$P = 50 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 490,5 \text{ N}$$

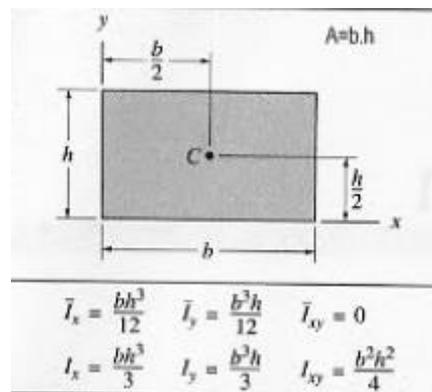
Una vez obtenido el valor de la carga ejercida por el ventilador procedemos a calcular el momento máximo.

$$M_{\max} = \frac{490,5 \text{ N} \cdot 0,4^2 \text{ m}^2}{8 \cdot (0,675 + 1)} = 5,7 \text{ Nm}$$

Con este valor calculamos el módulo resistente.

$$W = \frac{M_{\max}}{\frac{f}{1,05}} = \frac{5,7 \text{ Nm} \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}}{\frac{275 \text{ N}}{\frac{\text{mm}^2}{1,05}}} = 0,02176 \text{ cm}^3$$

A continuación, calculamos el módulo resistente para el perfil de (27x40x1) cm teniendo en cuenta que la estructura es asimétrica. Para realizar este cálculo deberemos conocer el centro de gravedad de la estructura. El centro de gravedad se define como el punto respecto al cual las fuerzas que la gravedad ejerce sobre los diferentes puntos materiales que constituyen el cuerpo producen un momento resultante nulo. También deberemos conocer la inercia en el eje x y en el eje y teniendo en cuenta que la estructura está compuesta por dos rectángulos, sabiendo que se define como:



Una vez conocida la inercia de cada rectángulo de manera independiente y también conocido el centro de gravedad de la estructura, se aplicará el Teorema de Steiner para determinar el momento de inercia de un sólido rígido sobre cualquier eje, dado que el momento de inercia del objeto sobre el eje paralelo que pasa a través del centro de masa y de la distancia perpendicular entre ejes.

$$\ddot{I}_x = I_{x_1} + A_1 \cdot (X_1 - X_{CG})^2$$

$$\ddot{I}_y = I_{y_1} + A_1 \cdot (Y_1 - Y_{CG})^2$$

Con el fin de facilitar la diferenciación del sistema denominaremos con el subíndice 1 al rectángulo superior y 2 al inferior.

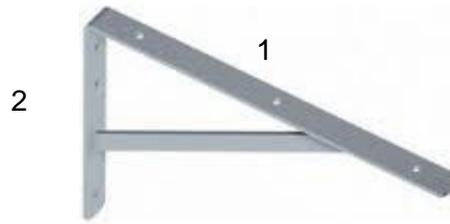


Ilustración 1

Cálculos del módulo elástico de la estructura:

Área <sub>1</sub>	40	cm <sup>2</sup>
Área <sub>2</sub>	27	cm <sup>3</sup>
Área total	67	cm <sup>4</sup>
Centro de gravedad X	2,5	cm
Centro de gravedad Y	21,25	cm
Inercia en x <sub>1</sub>	40	cm <sup>4</sup>
Inercia en x <sub>2</sub>	19683	cm <sup>4</sup>
Inercia en y <sub>1</sub>	200	cm <sup>4</sup>
Inercia en y <sub>2</sub>	27	cm <sup>4</sup>
Inercia en x <sub>1</sub> Steiner	1730	cm <sup>4</sup>
Inercia en x <sub>2</sub> Steiner	20823,75	cm <sup>4</sup>
Inercia en y <sub>1</sub> Steiner	200	cm <sup>4</sup>
Inercia en y <sub>2</sub> Steiner	27	cm <sup>4</sup>
Inercia en x total	22553,75	cm <sup>4</sup>
Inercia en y total	227	cm <sup>4</sup>
<b>Modulo resistente en x</b>	<b>1127,6875</b>	<b>cm<sup>3</sup></b>
<b>Modulo resistente en y</b>	<b>90,8</b>	<b>cm<sup>3</sup></b>

Tabla 16: Cálculo del módulo resistente

Como se puede observar el perfil cumple, siendo mucho mayor el modulo resistente.

Una vez obtenido que la estructura es válida calculamos el diámetro que los tornillos que deberán tener para poder sujetar la estructura. Para ello, deberemos calcular la tensión que soportarán estos tornillos y la igualaremos a la tensión que soporta la estructura.

$$\sigma_{\text{tornillo}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = 4 \cdot \frac{F}{\pi \cdot D^2}$$

$$\sigma_{\text{estructura}} = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot L}{\frac{1}{6} \cdot b \cdot h^3} = 6 \cdot \frac{F \cdot L}{b \cdot h^2}$$

$$\sigma_{\text{estructura}} = \sigma_{\text{tornillo}} = 6 \cdot \frac{F \cdot L}{b \cdot h^2} = 4 \cdot \frac{F}{\pi \cdot D^2}$$

Obtenemos que el diámetro del perno es de 3mm, el perfil comercial encontrado es de M4x35 4.6 DIN 931:

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA, SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE  
TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

**ANEXO DE CÁLCULOS:  
CATÁLOGO**

Tutor:

Carmelo Millitello

Millitello Autora:

Paula Estrada Herrera

## ÍNDICE ANEXO DE CÁLCULOS: CATÁLOGO

Catálogo conducto	2
Bridas	3
Catálogo codos	4
Abrazaderas	5
Tolva	6
Injerto	7
Pérdida de carga conducto	8
Perdidas de carga codo	9
Accesorios	10
Ventilador	13

## 01 TUBO HELICOIDAL CIRCULAR Y ACCESORIOS



- Construcción chapa galvanizada
- Suministro en tramos de 3 metros.

DIMENSIONES (en mm Ø)	ESPESOR TUBO (en mm)							
		TUBO	MANGUITO MACHO / MACHO	MANGUITO ACCESORIO	MANGUITO CON BRIDA	TAPAS PARA TUBO	TAPAS ACCESORIOS	
<b>cod. inicio -&gt;</b>		CA 01 002	CA 01 071	CA 01 701	CA 01 202	CA 01 302	CA 01 721	
<b>MEDIDAS ENTREGA INMEDIATA</b>	100	0,50	4,61 /m	2,47	2,47	8,30	6,74	6,74
	125	0,50	5,68 /m	2,47	2,47	8,58	7,07	7,07
	150	0,50	6,84 /m	2,73	2,73	8,58	7,38	7,38
	175	0,50	7,82 /m	3,04	3,04	8,86	7,87	7,87
	200	0,50	9,11 /m	3,37	3,37	8,86	8,35	8,35
	250	0,50	11,50 /m	4,11	4,11	11,02	9,78	9,78
	300	0,60	16,37 /m	4,98	4,98	13,99	12,87	12,20
	355	0,70	22,92 /m	5,78	5,78	15,60	13,11	13,11
	400	0,70	26,18 /m	6,58	6,58	15,60	15,40	15,40
<b>MEDIDAS A PORTES DEBIDOS POR TRANSPORTE ESPECIAL</b>	450	0,70	29,17 /m	7,38	7,38	20,90	17,34	17,34
	500	0,70	31,64 /m	7,82	7,82	23,32	21,67	21,67
	560	0,70	35,89 /m	9,09	9,09	27,13	25,30	25,30
	600	0,70	41,42 /m	11,10	11,10	31,63	28,59	28,59
	630	0,70	44,18 /m	12,57	12,57	35,23	32,24	32,24
	710	0,70	46,04 /m	13,88	13,88	38,11	42,17	42,17
	750	1,00	70,89 /m	14,96	14,96	43,26	45,96	45,96
	800	1,00	75,34 /m	15,70	15,70	43,26	50,58	50,58
	900	1,00	85,30 /m	18,68	18,68	64,97	59,52	59,52
	1.000	1,00	95,10 /m	21,83	21,83	72,41	81,50	81,50
	1.120	1,00	104,96 /m	30,34	30,34	79,35	96,22	96,22
	1.200	1,00	144,26 /m	30,93	30,93	87,29	111,92	111,92
	1.250	1,00	150,52 /m	32,40	32,40	91,09	119,70	119,70

**Nota:** No se realizan medidas intermedias

**01 TAPAS CON MALLA, BRIDAS  
UNION DESMONTABLE,  
VIERTEAGUAS, INJERTOS 45°**

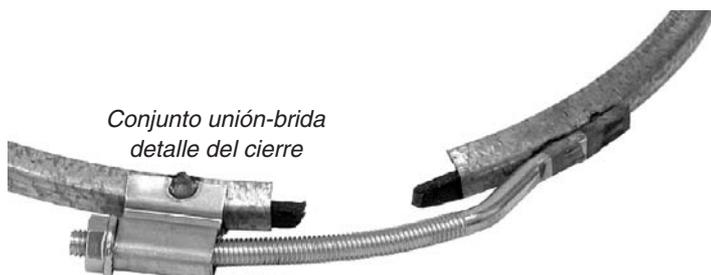


**CONJUNTO UNION DESMONTABLE  
CON MANGUITOS BRIDA**

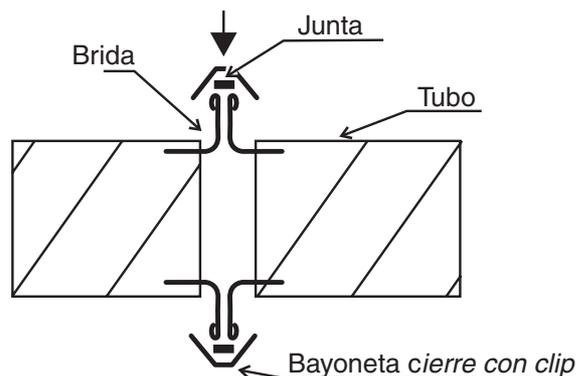
- Válido para tubo helicoidal y liso
- Sin aristas vivas
- Junta de estanqueidad incorporada (M1)
- Maxima Fiabilidad en la unión

DIMENSIONES (en mm Ø)	ESPESOR TUBO (en mm)						
		TAPA TUBO CON MALLA	TAPA ACCESORIO CON MALLA	CONJ. UNIÓN CON BRIDA	VIERTE- AGUAS	INJERTOS 45°	
<b>cod. inicio -&gt;</b>		CA 04 361	CA 04 381	CA 04 421	CA 01 641		
<b>MEDIDAS ENTREGA INMEDIATA</b>	100	0,50	10,93	10,93	—	13,97	9,51
	125	0,50	11,25	11,25	—	15,89	10,78
	150	0,50	11,89	11,89	18,98	17,98	14,35
	175	0,50	12,21	12,21	19,18	21,02	17,64
	200	0,50	12,86	12,86	18,16	23,91	20,34
	250	0,50	14,47	14,47	18,48	29,53	28,04
	300	0,60	17,52	17,52	19,24	35,15	32,07
	355	0,70	18,96	18,96	19,65	44,14	38,19
	400	0,70	21,38	21,38	20,10	50,88	46,41
	450	0,70	23,63	23,63	20,38	58,75	56,53
500	0,70	28,12	28,12	29,07	70,14	64,15	

*Nota: No se realizan medidas intermedias*



Conjunto unión-brida  
detalle del cierre



**01 CODOS, SILENCIADORES**



DIMENSIONES (en mm Ø)							
		<b>CODOS 30°</b>	<b>CODOS 45°</b>	<b>CODOS 60°</b>	<b>CODOS 90°</b>	<b>SILENCIADOR LONGITUD 900</b>	<b>CODOS 90° SILENCIADOR</b>
<b>cod. inicio -&gt;</b>		CA 01 421	CA 01 452	CA 01 483	CA 01 522	CA 01 781	CA 01 410
MEDIDAS ENTREGA INMEDIATA	100	10,03	10,44	10,75	12,40	96,85	—
	125	10,44	12,06	12,57	13,25	106,83	169,87
	150	11,40	13,97	17,36	15,62	119,37	190,72
	175	13,08	14,61	18,18	18,21	144,77	201,15
	200	15,59	17,34	18,69	24,13	146,55	233,93
	250	20,38	22,63	24,23	30,15	203,31	271,98
	300	26,00	29,70	31,95	41,24	269,67	333,76
	355	29,05	34,99	38,77	47,35	334,56	426,14
	400	32,43	41,24	44,94	63,13	415,31	511,07
MEDIDAS A PORTES DEBIDOS POR TRANSPORTE ESPECIAL	450	36,75	45,58	50,72	68,21	439,71	627,29
	500	41,89	54,57	61,47	85,39	464,46	736,06
	560	46,79	63,65	72,24	96,55	610,31	
	600	52,41	67,13	76,87	109,12	675,91	
	630	59,99	75,22	86,46	120,85	702,60	
	710	61,50	86,46	99,52	137,38		
	750	71,41	99,32	119,06	170,65		
	800	81,34	110,11	127,13	176,07		
	900	106,13	152,25	180,19	246,32		
	1.000	127,47	190,29	223,17	306,00		
	1.120	137,38	209,79	253,25	343,87		
	1.200	153,25	246,32	289,80	388,50		
	1.250	162,01	257,40	304,53	411,64		

**Nota:** No se realizan medidas intermedias

**01 ABRAZADERAS**



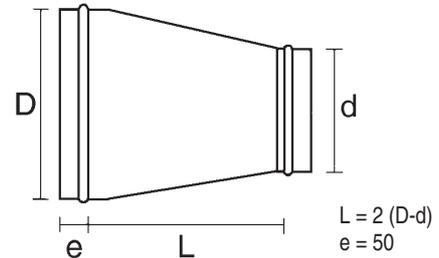
DIMENSIONES (en mm Ø)						ISOFÓNICA			
		ABRAZADERA NORMAL	ABRAZADERA EMPOTRAR	ABRAZADERA ALICATAR	ABRAZADERA CON TUERCA	ABRAZADERA CON TUERCA	ABRAZADERA VIENTO		
<b>cod. inicio -&gt;</b>		CA 01 102	CA 01 136	CA 01 172	CA 01 280	CA 01 740	CA 01 265		
MEDIDAS ENTREGA INMEDIATA	100	3,21	4,01	5,35	Tuerca M8	Tuerca M8	4,46	5,13	
	125	3,37	4,17	5,35			5,16	5,29	
	150	4,17	5,46	6,25			6,10	6,25	
	175	4,49	5,78	6,58			6,41	6,58	
	200	4,82	5,95	6,90			6,52	6,90	
	250	5,95	7,38	8,66			7,89	8,66	
	300	6,41	8,19	9,78			8,67	9,97	10,20
	355	8,19	10,75	12,20			10,60	11,13	12,71
	400	8,99	11,40	12,68			10,60	11,59	13,22
MEDIDAS A PORTES DEBIDOS POR TRANSPORTE ESPECIAL	450	9,62	11,87	13,48	Tuerca M10	Tuerca M10	15,67	14,05	
	500	10,91	13,15	14,92			16,54	14,92	
	560	11,91	14,88	16,86			18,34	16,86	
	600	13,27	16,20	18,35			19,68	18,35	
	630	13,88	17,20	19,17		18,27	-	-	
	710	17,60	18,68	20,67		20,37	-	-	
	750	20,22	22,32	24,63		23,34	-	-	
	800	22,50	24,80	27,12		24,31	-	-	
	900	23,47	27,44	29,76		26,77	-	-	
	1.000	26,45	30,75	44,94		29,56	-	-	
	1.120	32,45	33,56	48,69		Para montaje a techo con varilla roscada	Para montaje a techo con varilla roscada	-	-
	1.200	38,50	41,20	67,75				-	-
	1.250	41,32	47,11	67,75				-	-

**Nota:** No se realizan medidas intermedias

## 01 REDUCCIONES CONCÉNTRICAS



d D	80	100	125	150	175	200	250	300	355	400	450	500	560	600	630	710	750	800	900	
100	7,75																			
125	9,61	9,61																		
150	11,80	11,80	12,13																	
175	13,65	13,99	13,99	13,99																
200	15,51	16,17	16,00	16,00	15,84															
250	20,73	20,73	20,73	20,73	20,73	20,40														
300	25,62	25,79	25,79	25,62	25,44	25,28	24,44													
355	31,69	31,69	31,69	31,69	31,52	31,34	31,02	29,84												
400	37,42	37,42	37,25	37,25	37,09	37,09	36,57	35,40	34,05											
450		43,32	43,32	43,32	43,16	42,99	42,48	41,97	40,12	38,26										
500		52,09	52,09	51,92	51,75	51,58	51,07	51,24	48,55	45,96	44,50									
560			61,40	61,40	61,06	60,87	60,36	59,14	57,55	55,64	53,52	50,73								
600				68,93	68,58	68,58	67,69	66,64	65,26	63,49	61,05	58,23	55,45							
630				77,50	77,50	77,33	78,37	77,14	73,83	72,23	69,98	67,53	64,55	61,22						
710				86,07	85,90	85,72	84,50	83,98	82,39	81,18	78,37	77,14	72,61	69,45	65,78					
750						94,29	93,60	92,55	90,97	88,35	86,95	84,50	81,50	78,18	74,70	70,49				
800						104,44	103,73	102,69	101,28	99,36	97,45	94,64	91,82	88,70	84,67	80,82	76,45			
900										116,69	115,29	113,19	111,26	107,94	104,27	100,24	96,05	91,49		
1.000												136,28	133,30	130,33	126,84	122,64	118,40	113,51	103,04	



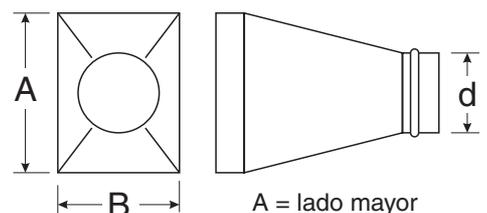
Nota: No se realizan medidas intermedias

Reducciones excéntricas: aumentar el 25%

## 01 TOLVAS CONCÉNTRICAS

- Paso de rectangular a circular

d A	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	710	800	900
100	52,59												
125	52,59												
150	52,59	52,59											
175	52,59	52,59											
200	52,59	52,59	52,59										
250	52,59	52,59	52,59	52,59									
300	56,15	56,15	56,15	56,15	58,83								
355	62,70	62,70	62,70	62,70	62,70	64,56							
400	76,85	76,85	76,85	76,85	76,85	76,85	80,73						
450	84,43	84,43	84,43	84,43	84,43	84,43	89,52	96,08					
500	101,29	101,29	101,29	101,29	101,29	101,29	101,29	101,46	103,48				
560	105,12	105,12	105,12	105,12	105,12	105,12	105,12	105,29	107,38				
600	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92	138,92			
630	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02	162,02			
710	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09		
750		192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09		
800		192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	192,09	
900			243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01	243,01
1.000				266,10	266,10	266,10	266,10	266,10	266,10	266,10	266,10	266,10	266,10



Nota: No se realizan medidas intermedias

Tolvas excéntricas: aumentar el 25%

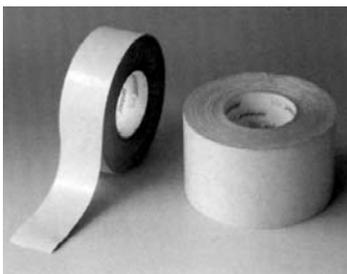
**01 INJERTOS A 90°**



Código	Ø Tubo (mm)	€
<b>INJERTO Ø100</b>		
CA 04 302	150-160	5,84
CA 04 303	180-200	5,84
CA 04 304	250	5,84
CA 04 305	300-315-355	5,84
CA 04 307	400	8,75
<b>INJERTO Ø125</b>		
CA 04 312	150-160	7,09
CA 04 313	180-200	7,09
CA 04 314	250	7,09
CA 04 315	300-315-355-400	7,09
<b>INJERTO Ø150</b>		
CA 04 322	180-200	9,61
CA 04 323	250	9,61
CA 04 324	300-315-355	9,61

Código	Ø Tubo (mm)	€
<b>INJERTO Ø160</b>		
CA 04 332	180-200	7,76
CA 04 333	250	7,76
CA 04 334	300-315	7,76
CA 04 335	355-400	7,76
<b>INJERTO Ø200</b>		
CA 04 342	250	12,61
CA 04 343	300-315	12,61
CA 04 344	355-400	12,61
<b>INJERTO Ø250</b>		
CA 04 352	300-315	17,19
CA 04 353	355-400	17,19

**BANDAS DE SELLADO TUBO-CONDUCTO**



• **Banda de sellado autorretráctil**

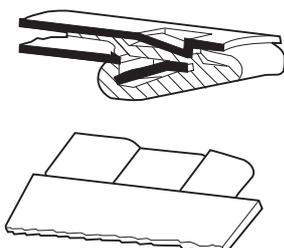
Código	Artículo	€
CA 01 941	Banda de sellado gris formada por un lado de un soporte de polietileno y por el otro de una banda de 0,8 mm de elastómero de alto poder adhesivo a los metales. Para utilizar sólo en interiores <b>Rollo P301-050 50 mm x 15 m</b>	31,03

**ZINCADO EN FRÍO**



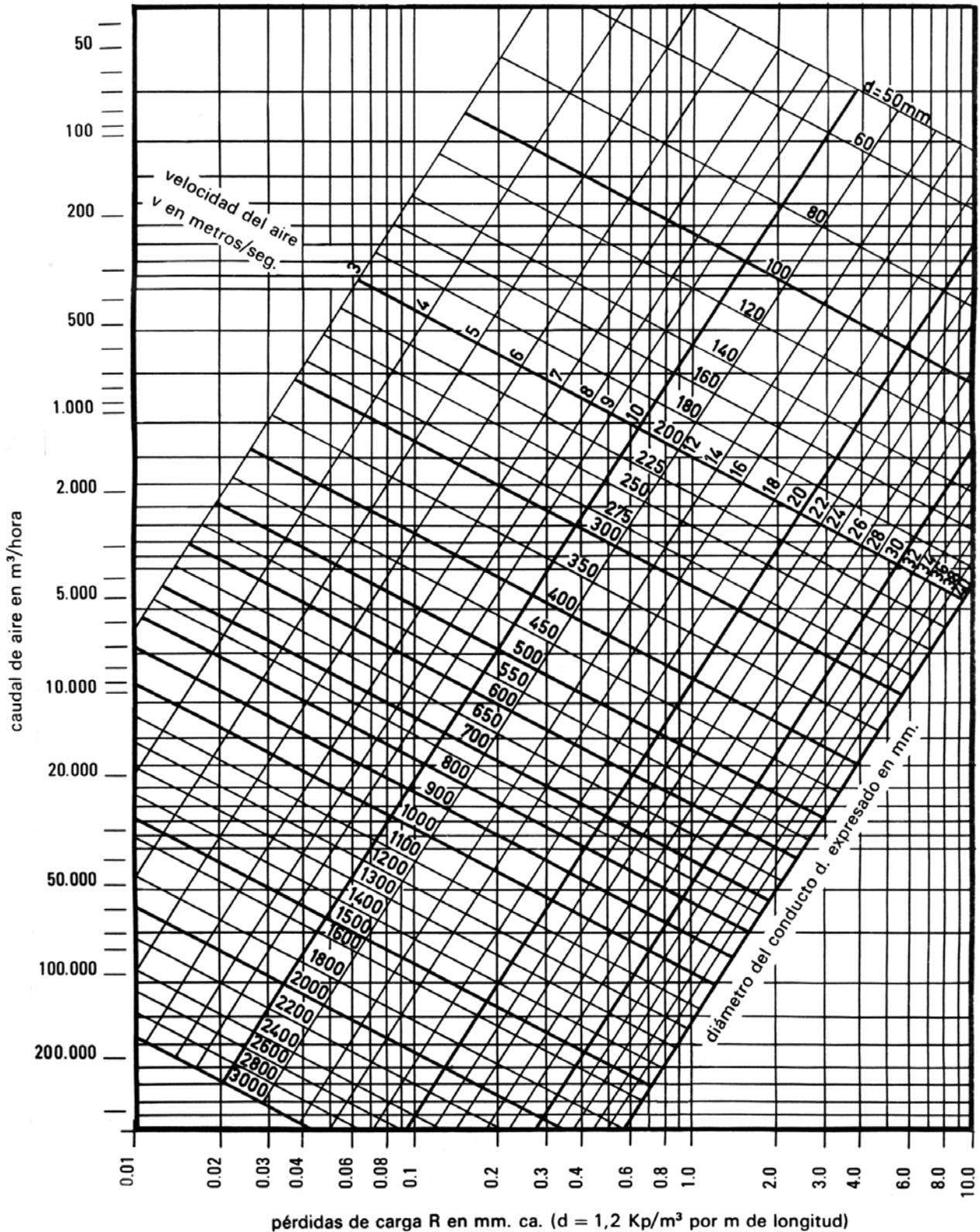
Código	Artículo	€
MA 10 102	<b>SPRAY «ZINCOL»</b> • Resiste hasta 120°C unos 15/20 minutos <b>Spray para el zincado en frío</b> Caja de 24 sprays ZINCOL	6,00 5,00/ud

**JUNTA DE UNIÓN**



Código	Artículo	€
CA 04 700	Junta de goma M-1 para la unión rápida de conductos circulares. Ahora sus accesorios SIN JUNTA se transforman en accesorios CON JUNTA. Fácil montaje a pie de obra, sin herramientas electricas. Perfecta adaptación interior, corrigiendo imperfecciones. Máxima estanqueidad. No requiere mas elementos de sujección. Suministrada en rollos de 100 mts. <b>Rollo 100 mts. junta unión.</b>	134,10

## PÉRDIDA DE PRESIÓN EN LOS CONDUCTOS DE AIRE (en conducto circular de chapa)



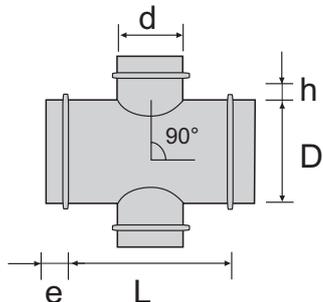
Nota: Si los conductos por los que circula el aire están contruídos en otro material distinto a la chapa, la pérdida de carga viene incrementada en los siguientes porcentajes:

- |                                  |           |                           |            |
|----------------------------------|-----------|---------------------------|------------|
| • Tubo cemento amianto (Uralita) | 25 %      | • Tubo de plástico rígido | 0 %        |
| • Albañilería en plafones        | 25 a 50 % | • Albañilería bruta       | 50 a 100 % |

**01 CRUCES**

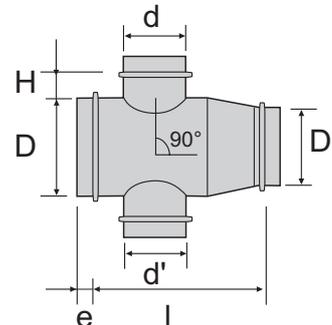


**Cruces con reducción a 90°**



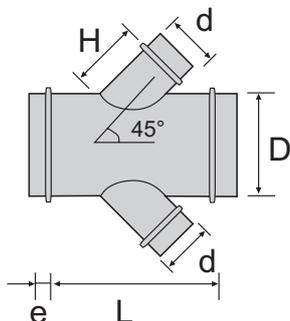
$L = d + 50$   
 $H = 50$   
 $e = 50$

**Cruces cónicas con reducción a 90°**



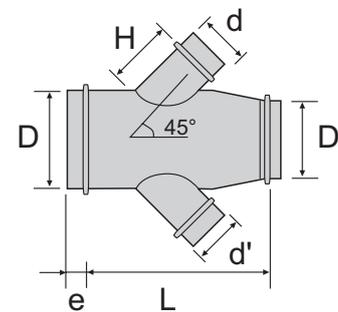
$L = d + 2 (D - D') + 50$   
 $H = 50$   
 $e = 50$

**Cruces con reducción a 45°**



$L = 1,5 d + 50$   
 $H = d + 50$

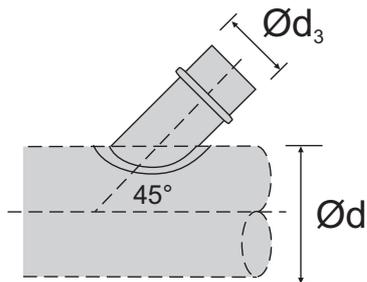
**Cruces cónicas con reducción a 45°**



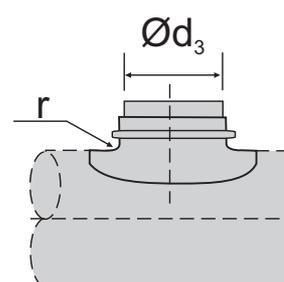
$L = 1,5 d + 2 (D - D') + 50$   
 $H = d + 50$   
 $e = 50$

**01 INJERTOS**

**Injerto a 45°**

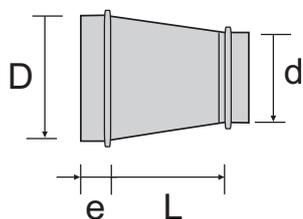


**Injerto a 90°**



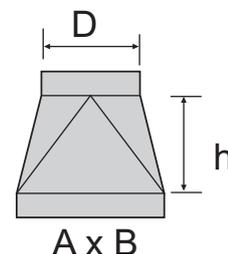
**01 REDUCCIONES**

**Reducciones**



$L = 2 (D - d)$   
 $e = 50$

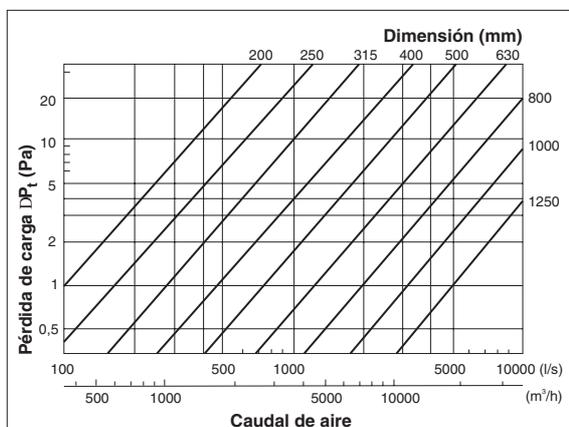
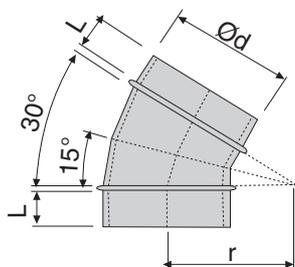
**Tolvas**



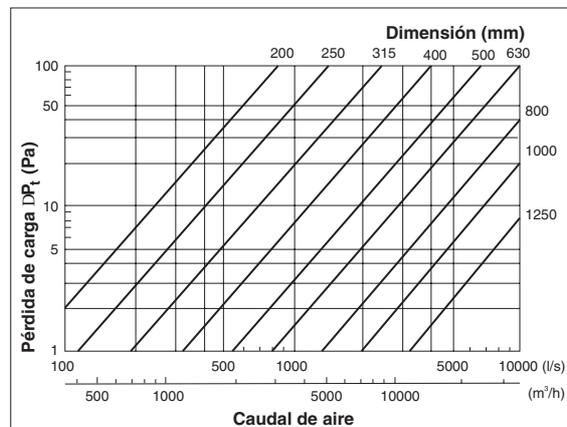
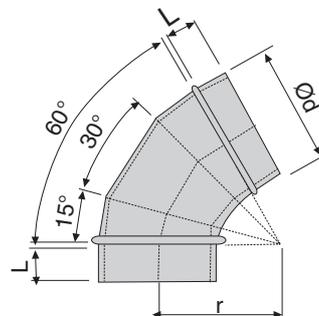
**01 CODOS**



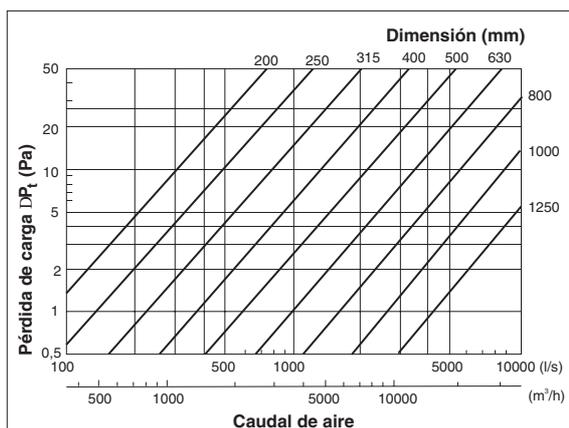
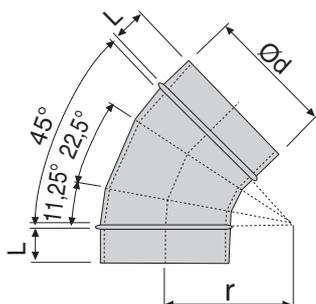
**Codos a 30° (r=d)**



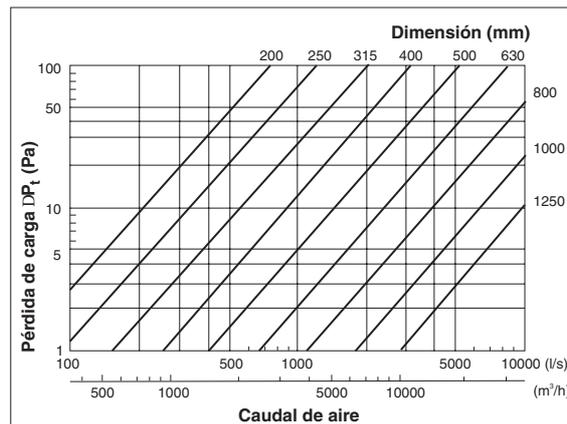
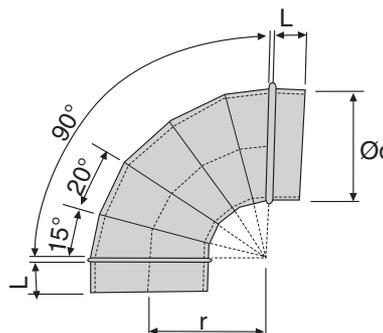
**Codos a 60° (r=d)**



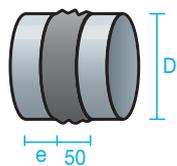
**Codos a 45° (r=d)**



**Codos a 90° (r=d)**



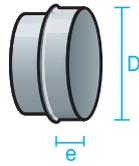
## Manguito antivibratorio



e = 50

7920	
Ø D mm	€
100	8,53
125	8,53
140	8,53
150	8,50
160	8,62
175	8,74
180	8,74
200	8,74
225	10,19
250	10,19
300	11,02
315	11,75
355	12,48
400	13,73
450	15,50
500	17,06
560	19,14
600	22,15
630	22,15
710	26,62
750	29,33
800	32,24
900	36,80
1.000	42,40
1.120	48,70
1.200	56,00
1.250	64,30

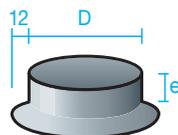
## Manguito macho-hembra



e = 50

7110	
Ø D mm	€
80	2,60
100	2,70
125	3,02
140	3,02
150	3,43
160	3,58
175	3,74
180	4,05
200	4,37
225	4,78
250	5,30
280	5,82
300	6,45
315	6,97
355	7,49
400	8,32
450	9,57
500	10,61
560	11,44
600	12,79
630	15,81
710	17,37
750	18,41
800	19,66
900	23,50
1.000	27,46
1.120	35,15
1.200	38,90
1.250	40,77
1.500	56,89

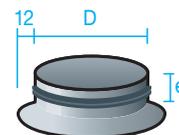
## Manguito estampado con pestaña circular 12 mm



e = 50

7410		
Ø D mm	ud. caja	€
80	100	1,20
100	160	1,60
125	100	1,90
140	80	2,20
150	60	2,20
160	60	2,30
180	50	2,40
200	50	2,60
225	40	3,50
250	40	3,70
280	100	3,80
300	80	3,90
315	30	4,60
355	60	5,00
400	40	5,70
450	30	6,20
500	30	6,80

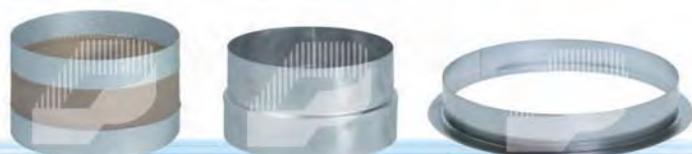
## Manguito estampado con pestaña circular 12 mm junta de goma



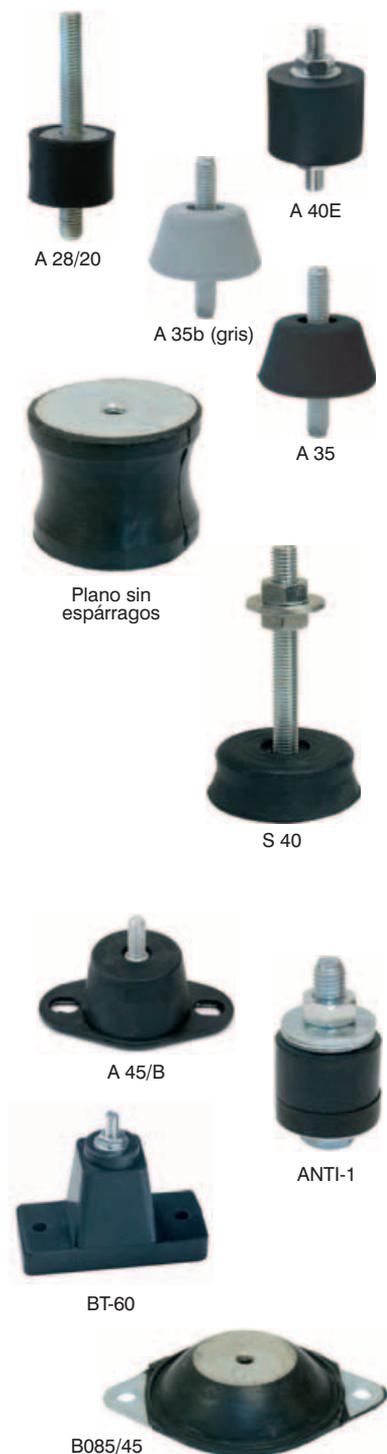
e = 50

74610		
Ø D mm	ud. caja	€
80	100	2,10
100	160	2,60
125	100	2,90
140	80	3,40
150	60	3,50
160	60	3,70
180	50	3,80
200	50	4,10
225	40	6,30
250	40	7,00
280	100	7,50
300	80	7,80
315	30	8,70
355	60	10,20
400	40	11,10
450	30	11,90
500	30	13,10
560	30	15,60
600	30	17,00

# NOVATUB



## AV ANTIVIBRADORES CAUCHO



Código	Artículo	Rosca	Carga Kgr.	€/ud
<b>ESPÁRRAGOS AMBOS LADOS</b>				
AV 01 000	A 20	M6	12	1,30
AV 01 034	A 30E con arandelas y tuercas Ø30 alto 25 mm	M8	50	1,44
AV 01 005	A 28/20 con espárrago 20 y 35 mm	M8	25	1,49
AV 01 001	A 35b gris blando	M8	30	1,00
AV 01 002	A 35 negro • 100 uds.	M8	50	0,60 0,56/ud
AV 01 003	A 45 • 50 uds. • 100 uds.	M8	85	1,10 1,00/ud 0,90/ud
AV 01 004	A 6045	M10	250	4,89
<b>PLANO SIN ESPÁRRAGOS TRONCO CÓNICO</b>				
AV 01 008	A 25	M8	45	2,06
AV 01 010	A 30	M8	80	2,32
AV 01 011	A 60	M12	150	5,61
AV 01 012	A 70	M12	350	11,28
AV 01 013	A 90	M12	850	11,38
AV 01 014	A 130	M16	1.500	31,05
<b>SUPERFICIE CON ESPÁRRAGOS Y TUERCAS</b>				
AV 01 020	S 40 • 50 uds. • 100 uds.	M8	20 a 45	1,00 0,90/ud 0,80/ud
AV 01 021	S 60 • 50 uds. • 100 uds.	M10	80 a 150	2,50 2,00/ud 1,50/ud
AV 01 022	S 70 • 24 uds. • 48 uds.	M12	120 a 350	5,41 4,84/ud 4,27/ud
AV 01 023	S 90	M12	450 a 850	8,96
AV 01 024	S 120	M16	950 a 1500	16,58
AV 01 025	S 160	M16	1000 a 1750	39,96
<b>INTEGRAL EXTERIOR CON TORNILLERÍA</b>				
AV 01 018	ANTI (Inox. AISI 304)	M8	35	8,46
AV 01 028	ANTI-1 (Acero zincado)	M8	35	3,78
<b>PLACA FIJAC. SUPERFICIE CON ESPÁRRAGO</b>				
AV 01 031	A 35 / B	M8	12 a 50	2,21
AV 01 032	A 45 / B	M8	20 a 85	2,88
<b>PLACA FIJACIÓN SUELO</b>				
AV 01 332	• Incluye arandela y tornillo • Base goma 110 x 50 mm BT-60 alto 60	M8	50 a 150	2,38
AV 01 333	BT-75 alto 75	M8	50 a 150	2,75
<b>SUPERFICIE DE BAJO PERFIL Y GRAN DIÁMETRO DE APOYO "BANCADAS"</b>				
<b>• Con orejas fijación suelo</b>				
AV 01 321	B085/45	M8	15 a 45	7,27
AV 01 322	B105/45	M10	25 a 75	9,46
AV 01 323	B105/60	M10	50 a 160	9,46
AV 01 324	B155/60	M14	90 a 300	19,88
AV 01 325	B205/45	M18	150 a 500	37,75

## CSXR-355



### Ventiladores centrífugos de simple aspiración a transmisión, con salida de eje y turbina con álabes hacia atrás

#### Ventilador:

- Envoltente en chapa de acero galvanizado
- Turbina con álabes hacia atrás, en chapa de acero galvanizado
- Estructura en chapa de acero galvanizado, con aislamiento térmico y acústico (CJSXR)
- Prensaestopas para entrada de cable (CJSXR)

#### Motor:

- Motores eficiencia IE-2, excepto potencias inferiores a 0,75 kw monofásico y 2 velocidades
- Motores clase F, con rodamientos a bolas protección IP55
- Trifásicos 230/400V 50Hz (hasta 5,5CV) y 400/690V 50Hz (Potencias superiores a 5,5CV)
- Temperatura máxima del aire a transportar: CSXR y CSXRT: -20°C +85 °C CJSXR: -20°C +60°C

#### Acabado:

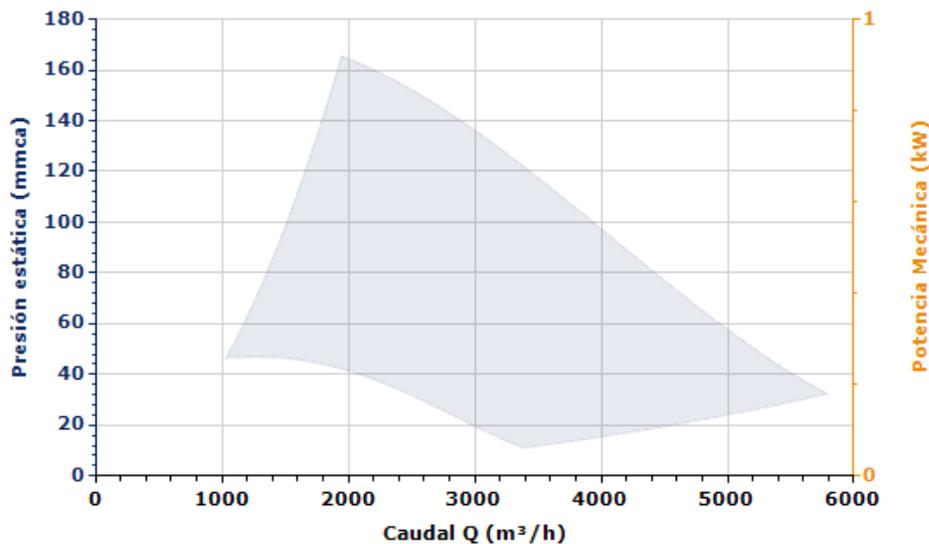
- Anticorrosivo en chapa de acero galvanizado

#### Bajo demanda:

- Diferentes posiciones de boca de impulsión
- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Con motores de 2 velocidades



### CURVA CARACTERÍSTICA Y ACÚSTICA PARA 1,2KG/M<sup>3</sup>



#### Punto Diseño

Q (m <sup>3</sup> /h)	
Pe (mmca)	

#### Punto Servicio (PS)

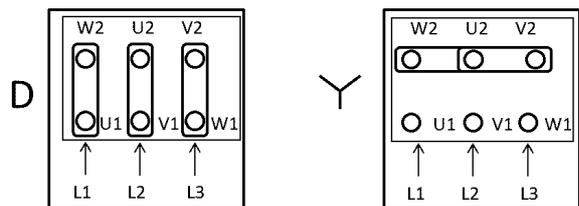
Q (m <sup>3</sup> /h)	
Pe (mmca)	
Pd (mmca)	
Pt (mmca)	
Velocidad (rpm)	
Máx. Temp. (°C)	
Velocidad salida aire (m/s)	
Rendimiento (%)	
Potencia Mecánica Absorbida (kW)	
Potencia Mecánica Recomendada (kW)	
Potencia Mecánica Seleccionada (kW)	

### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	7240
Velocidad (rpm)	3100
Peso aprox. (kg)	48,50

### DATOS DEL MOTOR

Potencia Mecánica Nominal (kW)	0,55
Hz/fases	50/3
Motor (rpm)	1380
Polos	4
Corriente máx. (A) 380-415 V Y	1,69
Corriente máx. (A) 220-240 V D	2,92
Protección del motor	IP55
Tamaño del bastidor del motor	80



Los datos pueden cambiar, por favor consulte la placa del motor

## ACCESORIOS DISPONIBLES



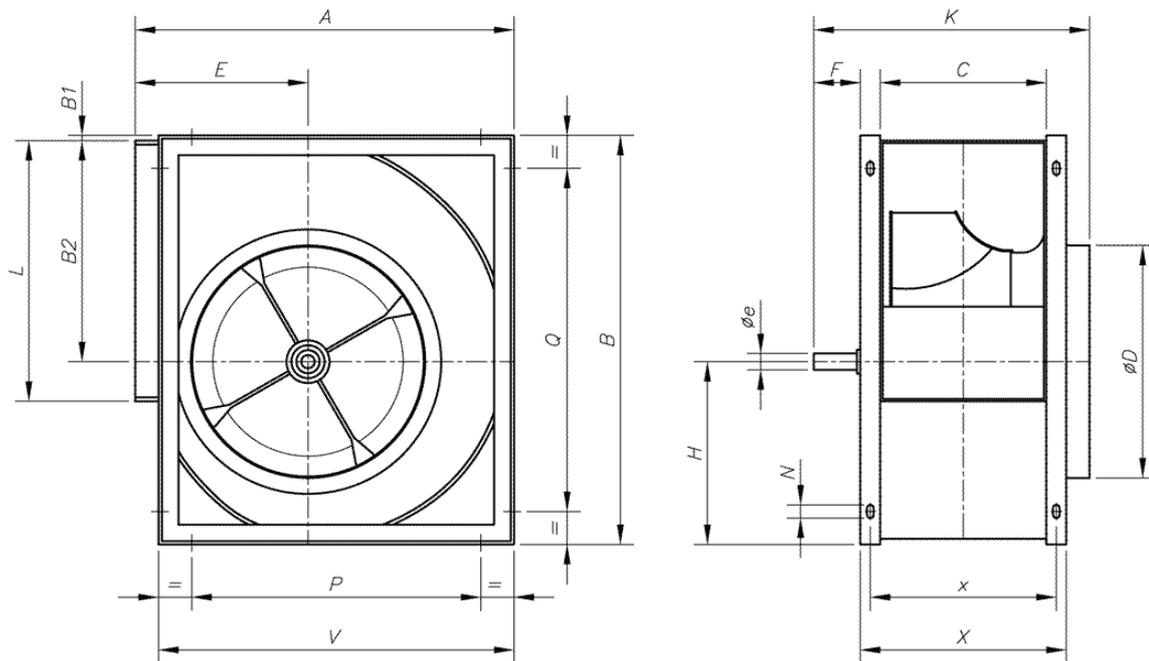
Se debe comprobar que el accesorio es adecuado para el modelo de ventilador

## DIMENSIONES

A	B	B1	B2	C	øD	øe	E	F	H	K	L	N	P
578	655	6	383	247	362	30	261	78	266	425	453	13x18	355

Q	V	X	x
355	548	327	287

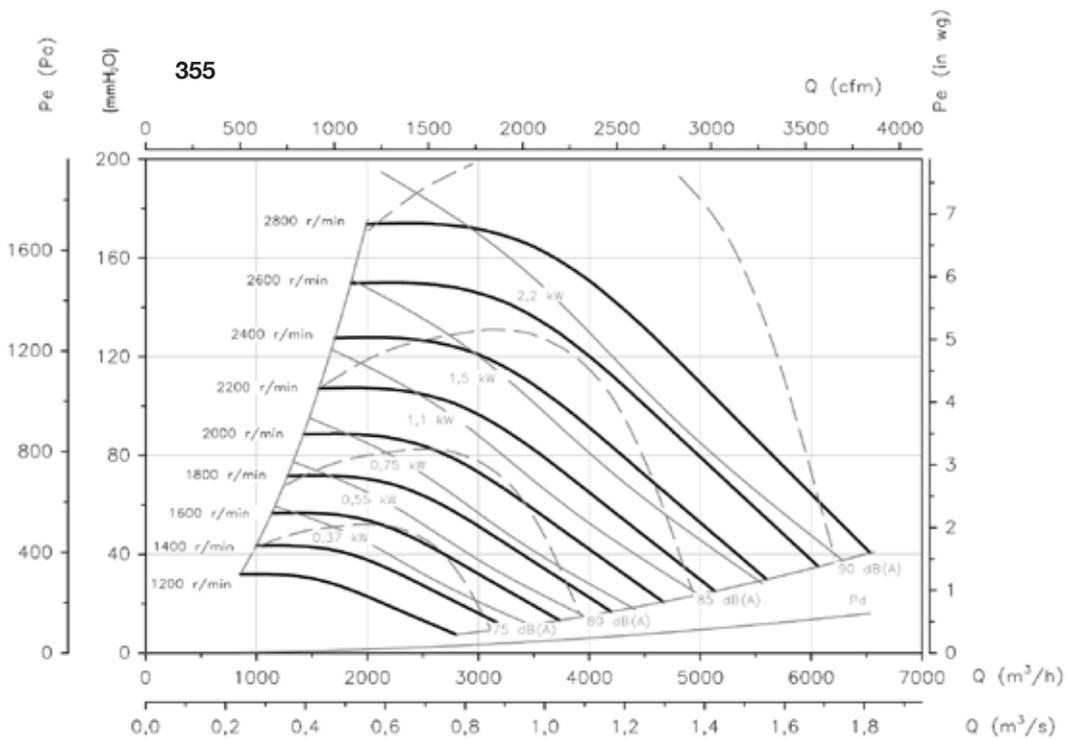
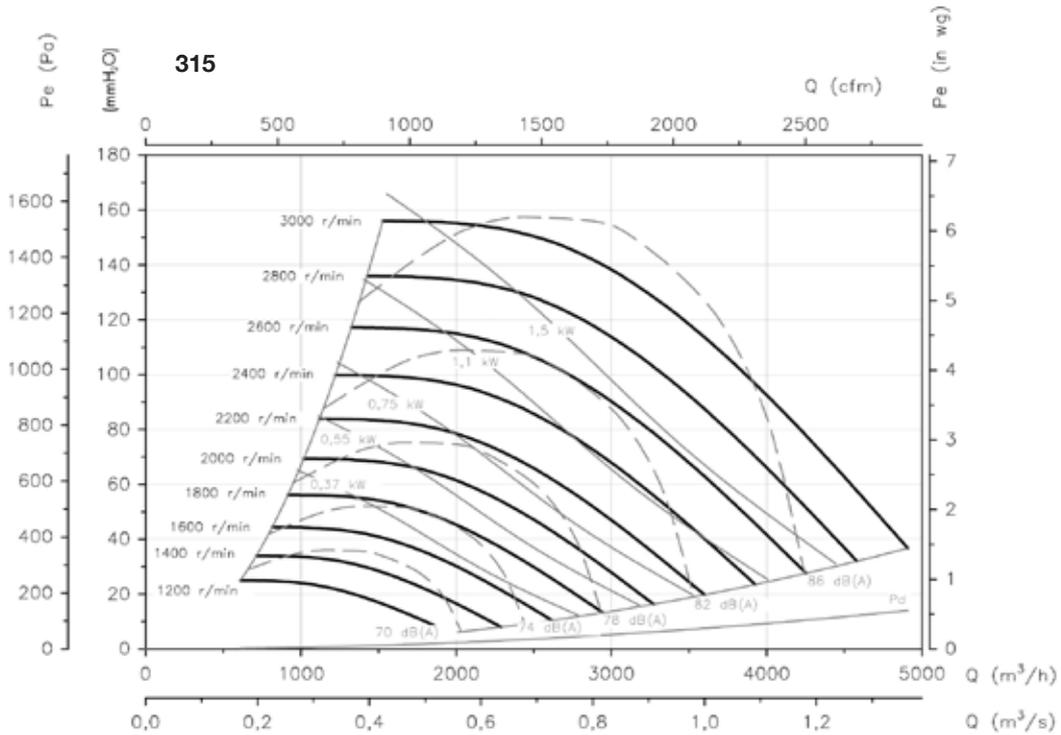
Las dimensiones sin unidades definidas explícitamente se muestran en milímetros (mm)



**Curvas características**

Q= Caudal en m<sup>3</sup>/h, m<sup>3</sup>/s y cfm

Pe= Presión estática en mm.c.a., Pa e in wg





**SODECA, S.L.U.**

B-08851321

Crta. de Berga, Km 0,7 · E-08580 SANT QUIRZE DE BESORA · (Barcelona) SPAIN

Tel. + 34 93 852 91 11 · Fax + 34 93 852 90 42

comercial@sodeca.com · www.sodeca.com



**SODECA** Group

## Presupuesto

Página 1 de 1  
Número SDOV0065144-1  
Fecha 28/06/2016  
Fecha de vencimiento 28/07/2016  
Persona de contacto MARIA ESPÍÑEIRA  
Nombre Oferta CSXR-355

Dirección de envío:

SOD-001595

Nombre

Teléfono

Fax

Correo electrónico

Referencia	Caudal	Presión	Cantidad	Artículo	Modelo	Precio de venta	Importe
			1,00	1008418	CSXR-355	490,90	490,90

Divisa	Total
EUR	490,90

Forma de pago

Pago

Condiciones de entrega

Plazo de entrega

Nota de entrega

-  
6 días salida de fábrica

### Conclusión del documento

Material ofertado en PVP a facturar a través de su distribuidor

**NOTA: En caso de pedido, rogamos indiquen la referencia de la oferta**

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA, SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE  
TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

**PLANOS**

Tutor:

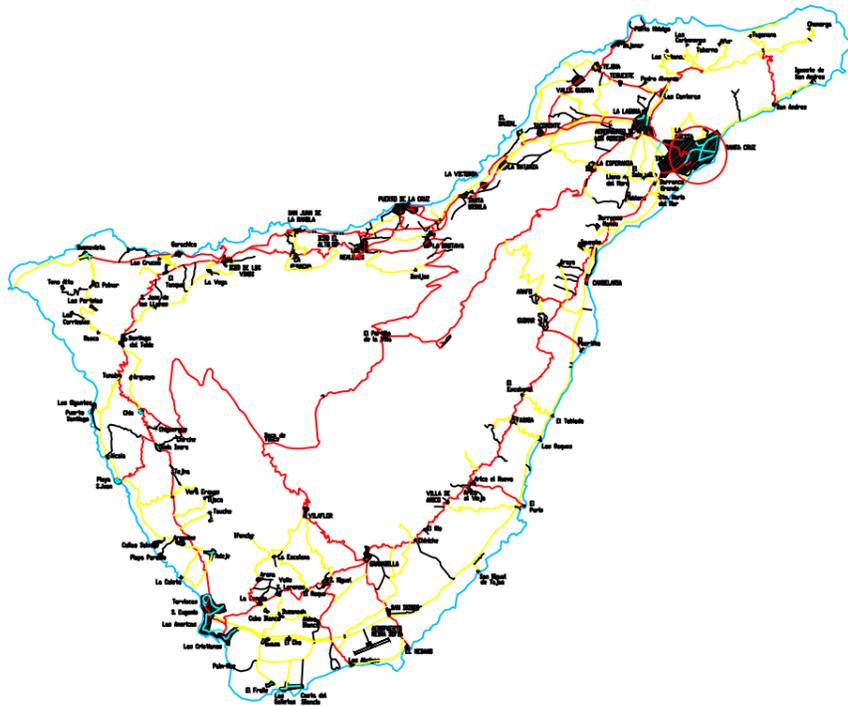
Carmelo Millitello Millitello

Autora:

Paula Estrada Herrera

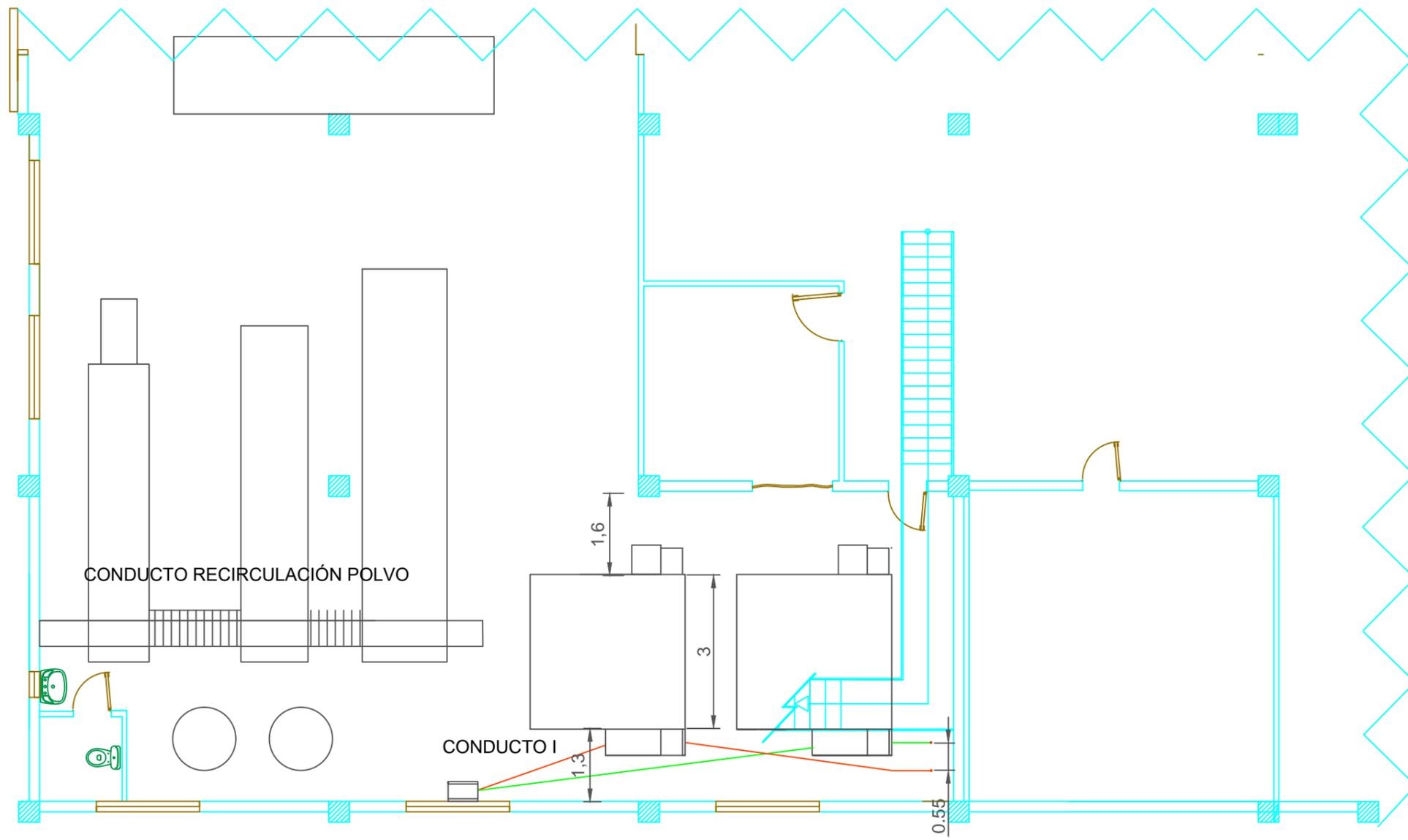
## ÍNDICE PLANOS

Plano situación	2
Planos emplazamiento sótano	3
Plano emplazamiento planta superior	4
Planos conducto I	5
Plano conducto II	6
Plano sujeción conducto I	7
Plano sujeción conducto II	8
Separador por impacto	9
Esquema unifilar	10
Plano Soporte ventilador	11

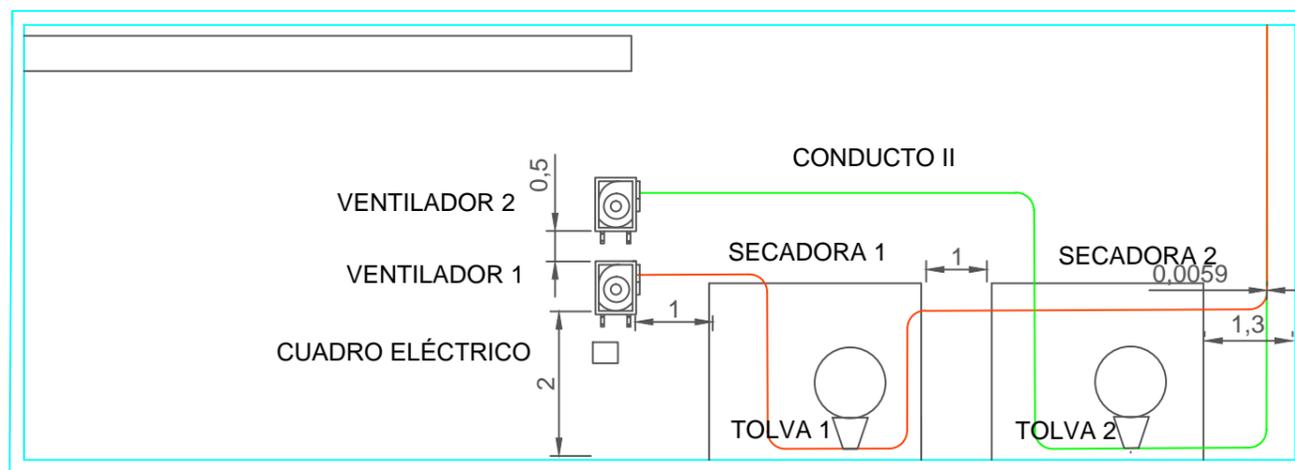


C/ Subida al Mayorazgo Nº25

DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE			
Fecha	Fecha	Autor	 E.S.IT.I Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Junio 2016	PAULA ESTRADA HERRERA		
Dib.(apellidos)	Dib.(apellidos)		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	PLANO DE SITUACIÓN		Nº P.:1
-			Nom.Arch: situacion.dwg



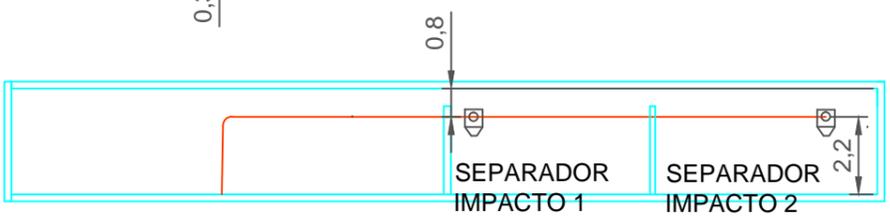
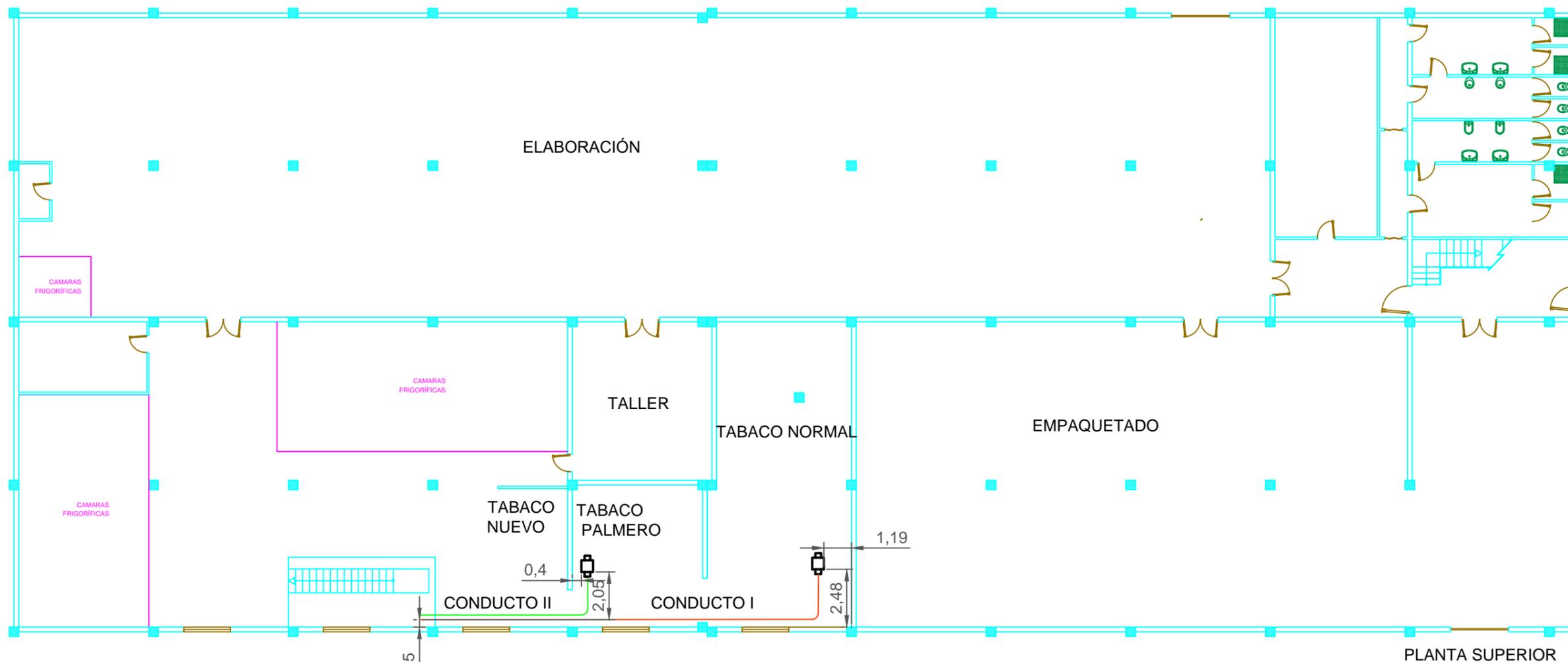
PLANTA SUPERIOR



ALZADO

NOTA: LAS COTAS SE DAN EN METROS

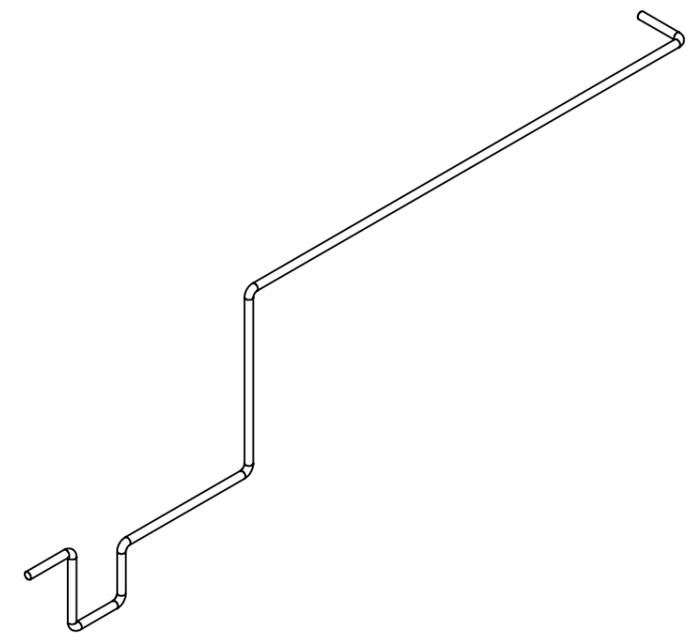
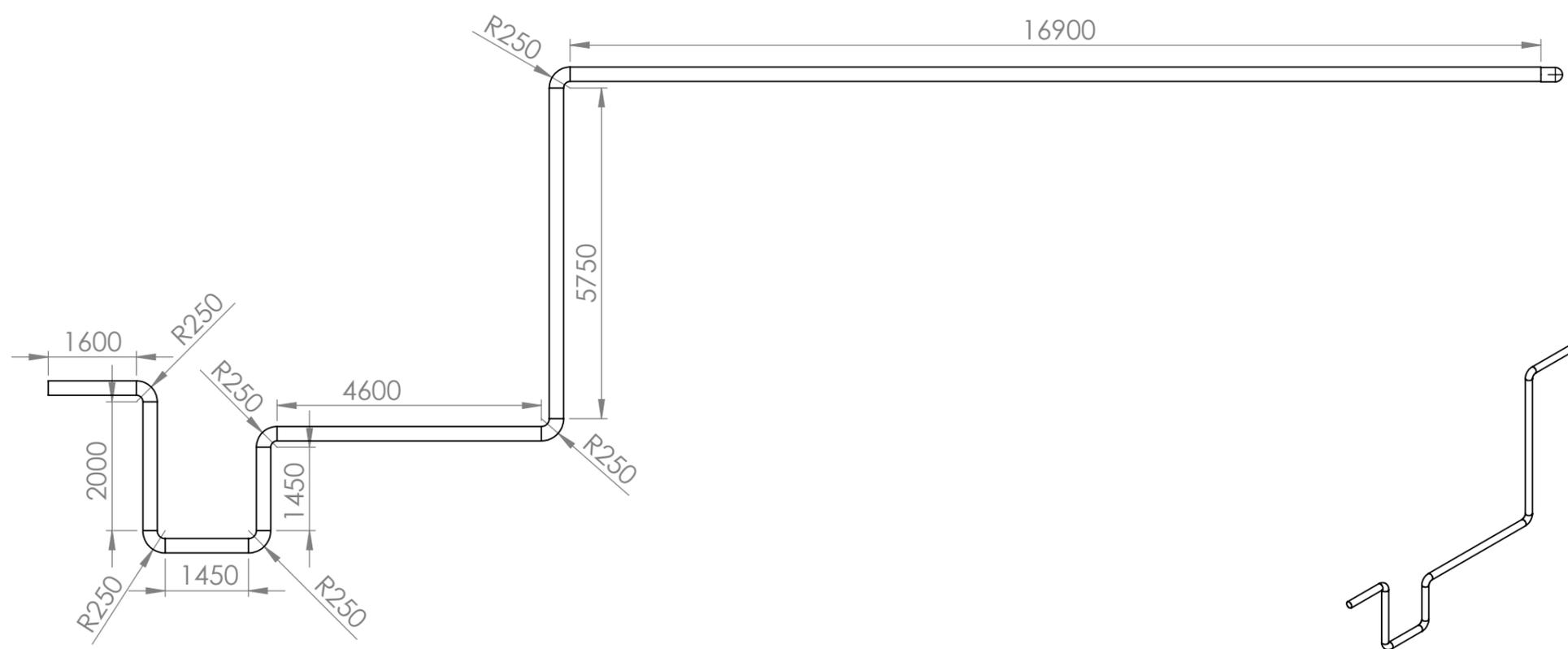
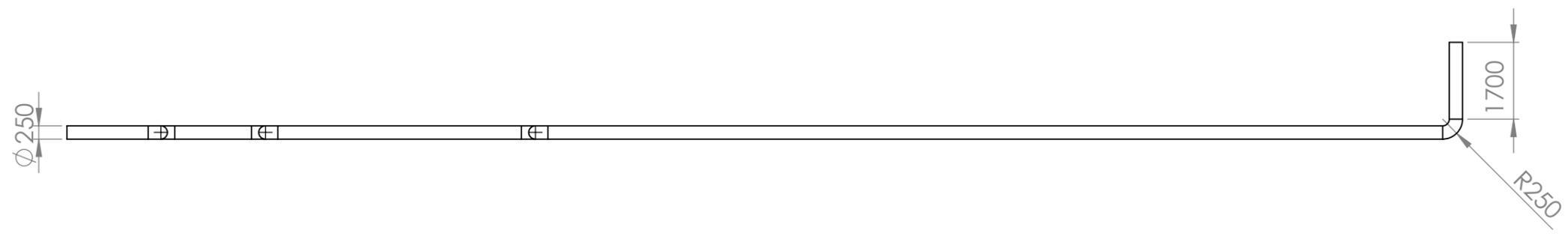
DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE			
Fecha	Fecha	Autor	
Junio 2016	Paula Estrada Herrera	ULL	
Dib.(apellidos)	Dib.(apellidos)	Universidad de La Laguna	E.S.I.T.I.
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:100	PLANO DE EMPLAZAMIENTO SÓTANO		Nº P.:2.1
			Nom.Arch: diseño.dwg



ALZADO

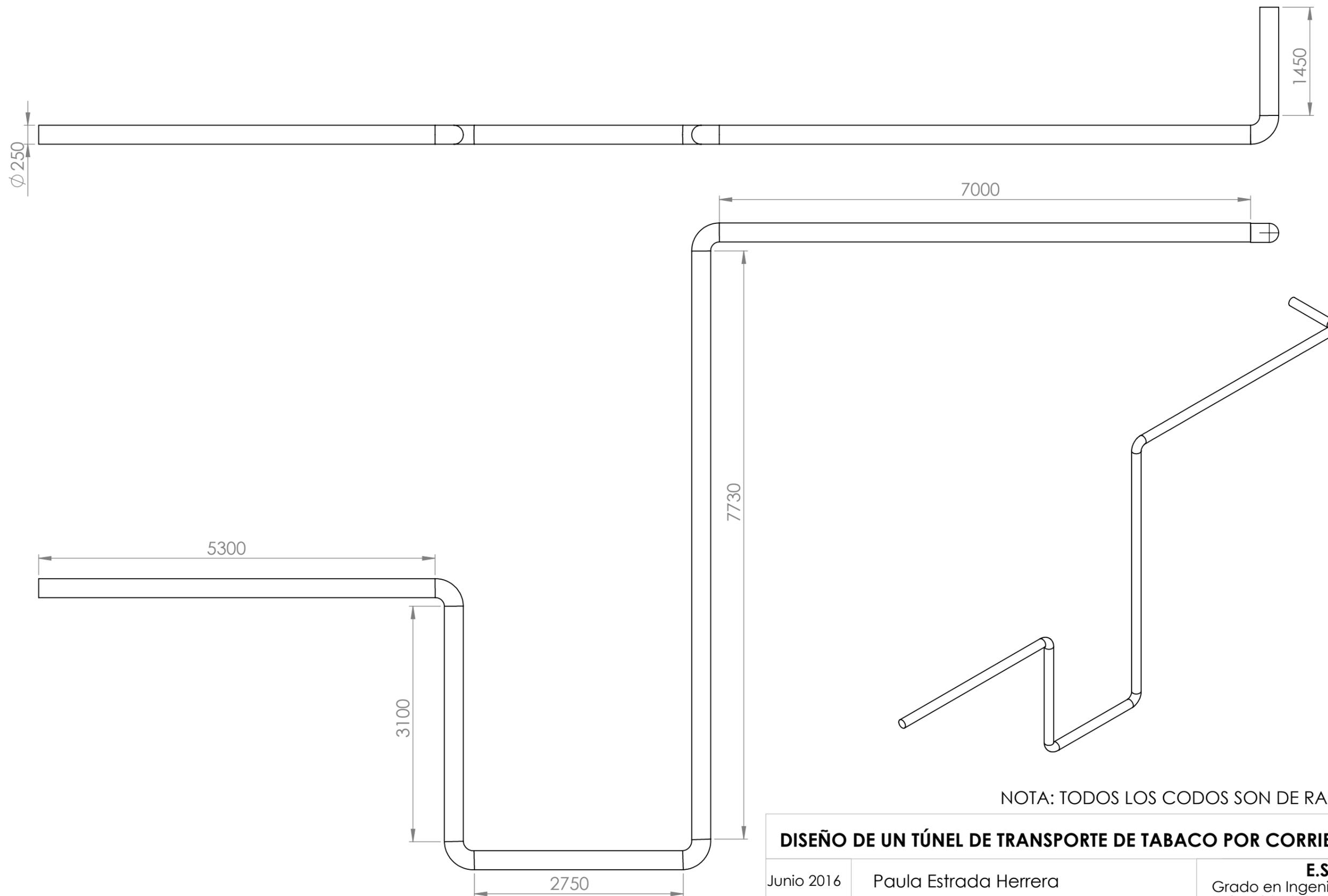
NOTA: LAS COTAS SE DAN EN METROS

DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE			
Fecha <i>JUNIO 2016</i>	Fecha <i>Paula Estrada Herrera</i>	Autor <i>Paula Estrada Herrera</i>	 E.S.I.T.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
Dib.(apellidos)	Dib.(apellidos)		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA: 1:200	PLANO EMPLAZAMIENTO PLANTA SUPERIOR		Nº P.: 2.2 Nom.Arch: diseño.dwg



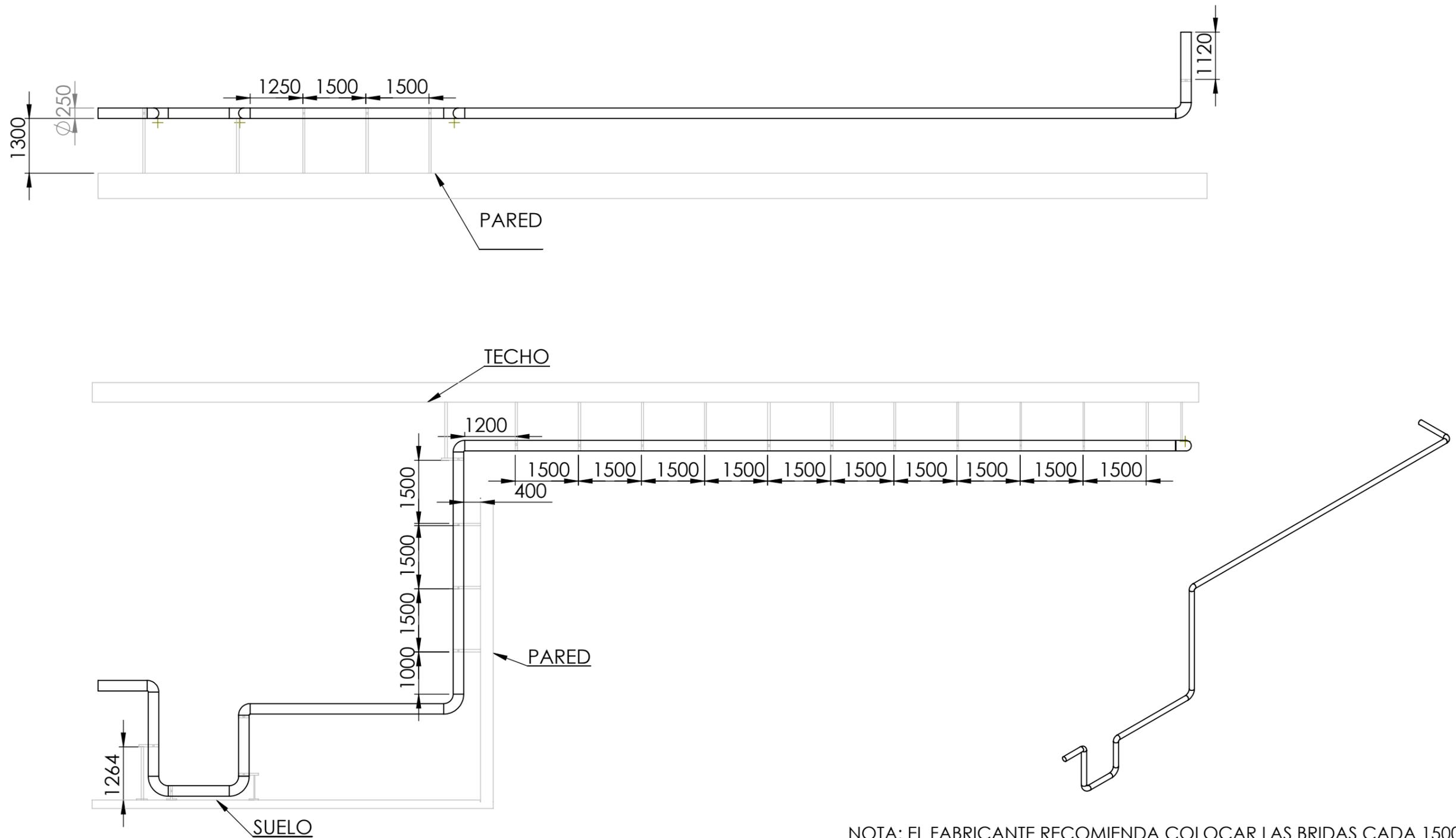
**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

<b>DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE</b>		
Junio 2016	Paula Estrada Herrera	<b>E.S.I.T.I</b> Grado en Ingeniería Mecánica
<b>Escala</b> 1:100	<b>CONDUCTO I</b>	<b>NºPlano:</b> 2.1 <b>Nom. arch:</b> conducto1.dwg



**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

<b>DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE</b>		
Junio 2016	Paula Estrada Herrera	<b>E.S.I.T.I</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
<b>ESCALA:</b> 1:50	<b>CONDUCTO II</b>	<b>Nº P.:2.2</b> <b>Nom. Arch.:</b>

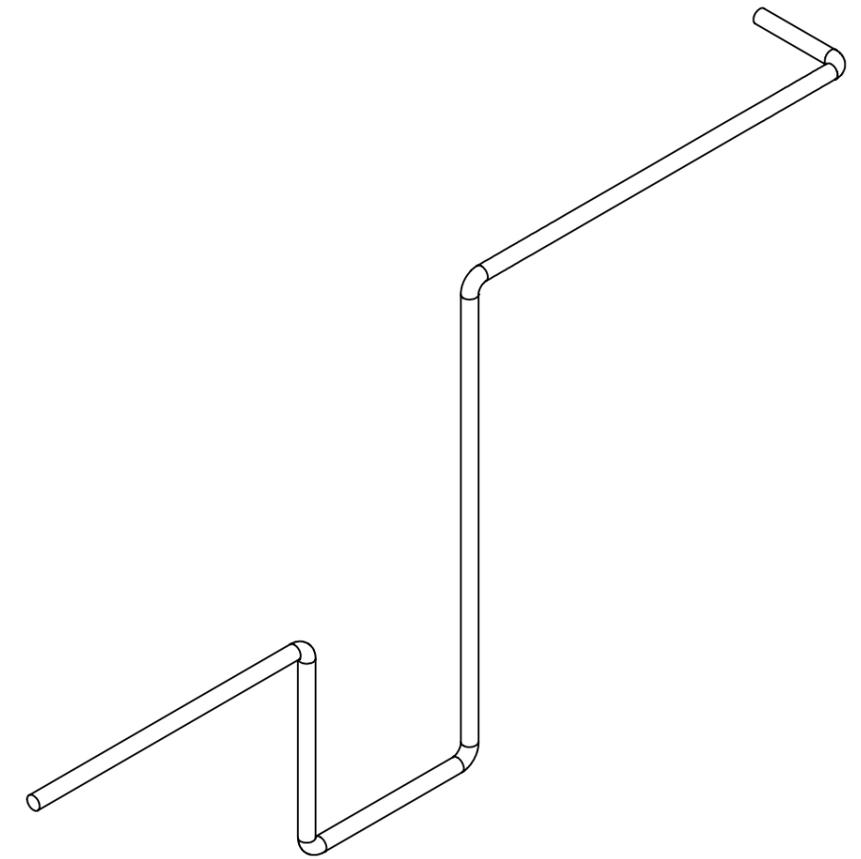
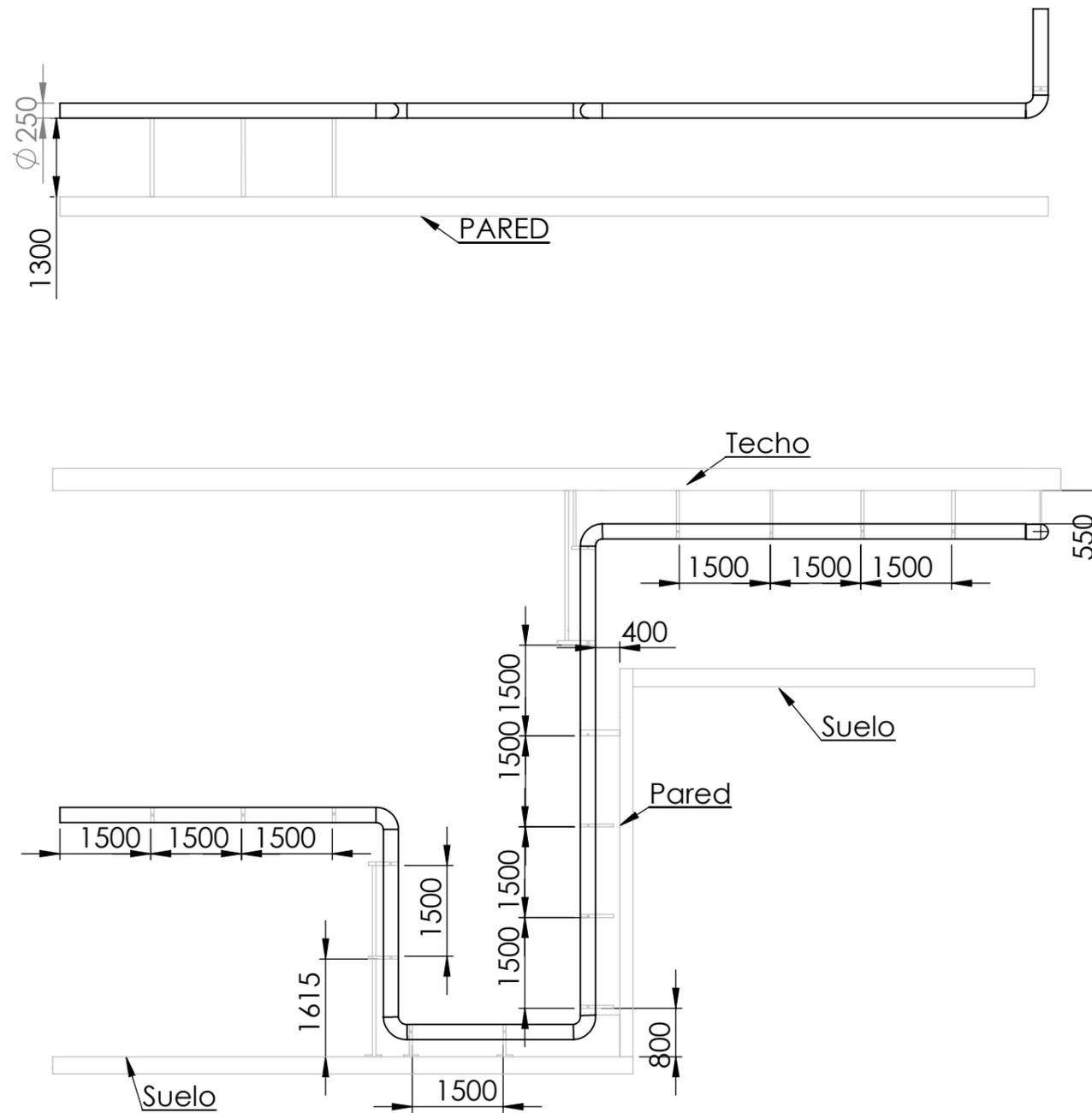


NOTA: EL FABRICANTE RECOMIENDA COLOCAR LAS BRIDAS CADA 1500 METROS

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

Junio 2016	Paula Estrada Herrera	<b>E.S.I.T.I</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
<b>ESCALA:</b> 1:100	<b>SUJECIÓN CONDUCTO I</b>	<b>Nº Plano:</b> 3.1 <b>Nom. Arch.:</b> conducto1.dwg

**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

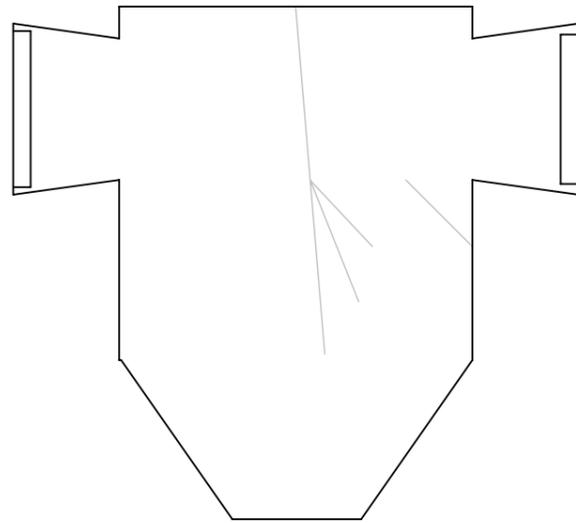


NOTA: EL FABRICANTE RECOMIENDA UNA SEPARACIÓN DE 1500 METROS ENTRE BRIDAS

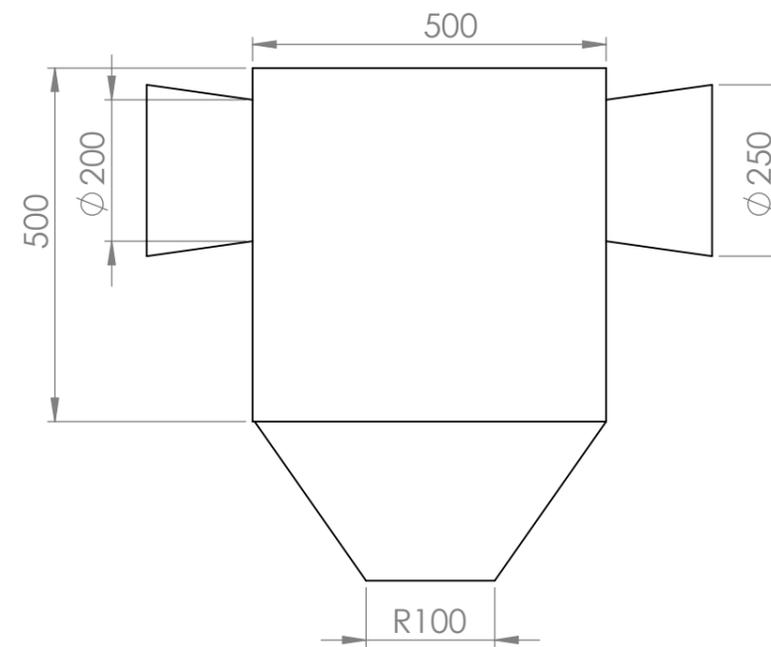
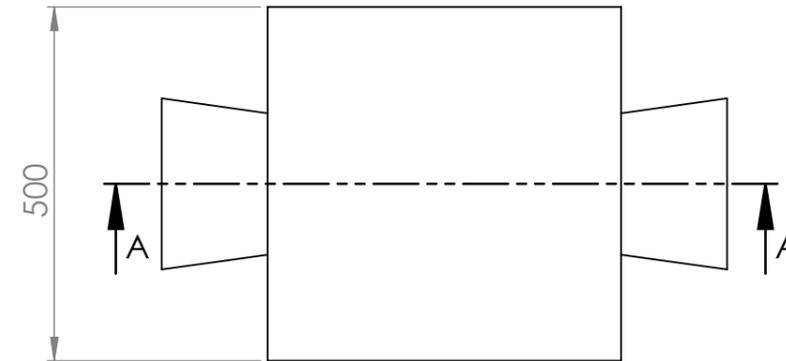
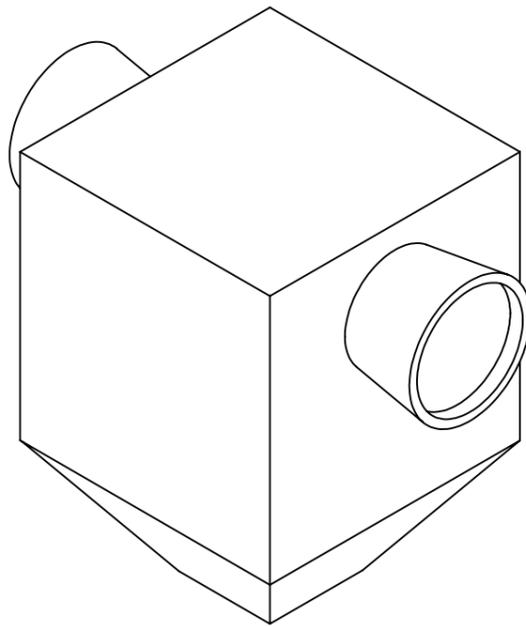
Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

Junio 2016	Paula Estrada Herrera	<b>E.S.I.T.I</b> Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
<b>ESCALA:</b> 1:100	<b>SUJECCIÓN CONDUCTO II</b>	<b>Nº P.:</b> 3.2
		<b>Nom. Arch.:</b> Conducto2.dwg

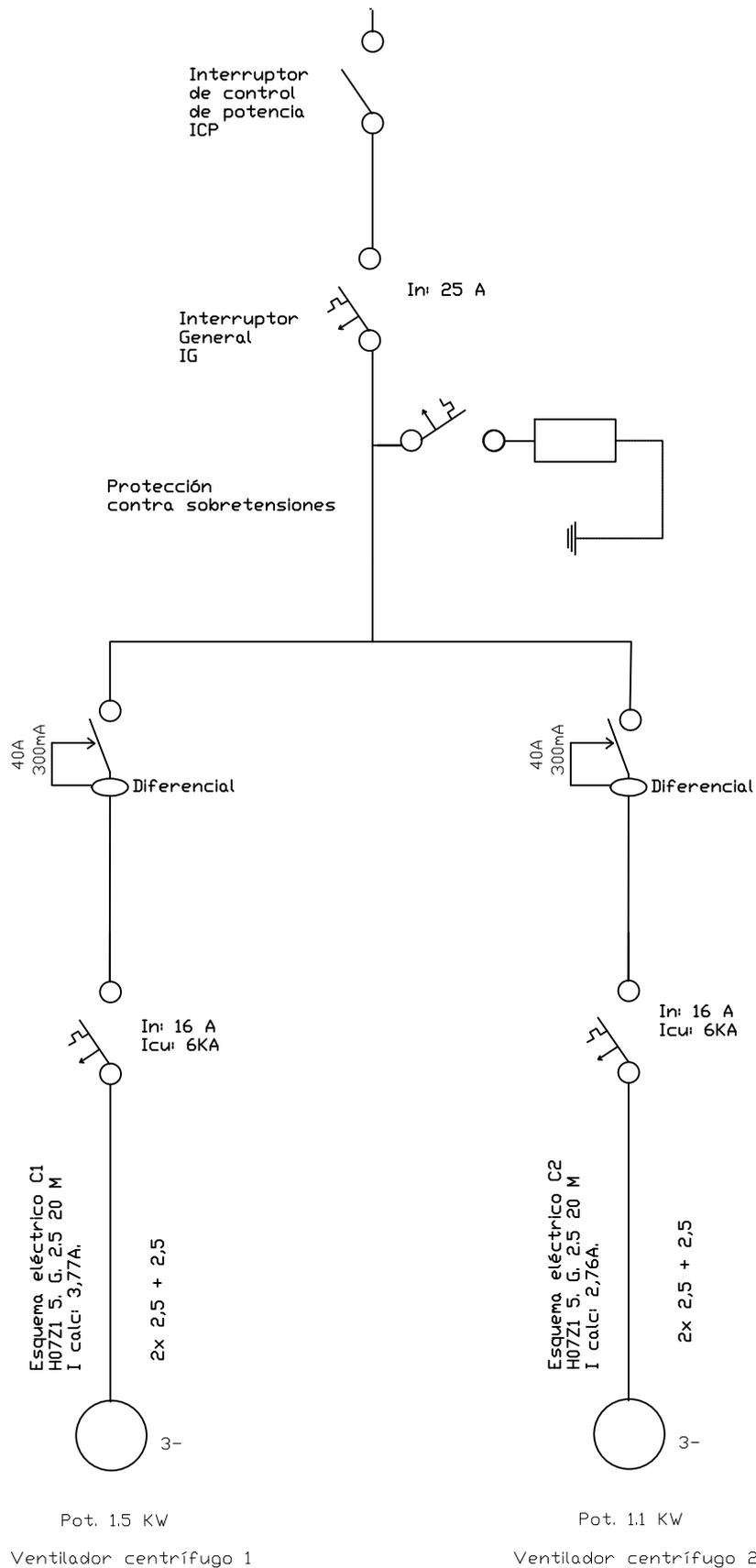


SECCIÓN A-A

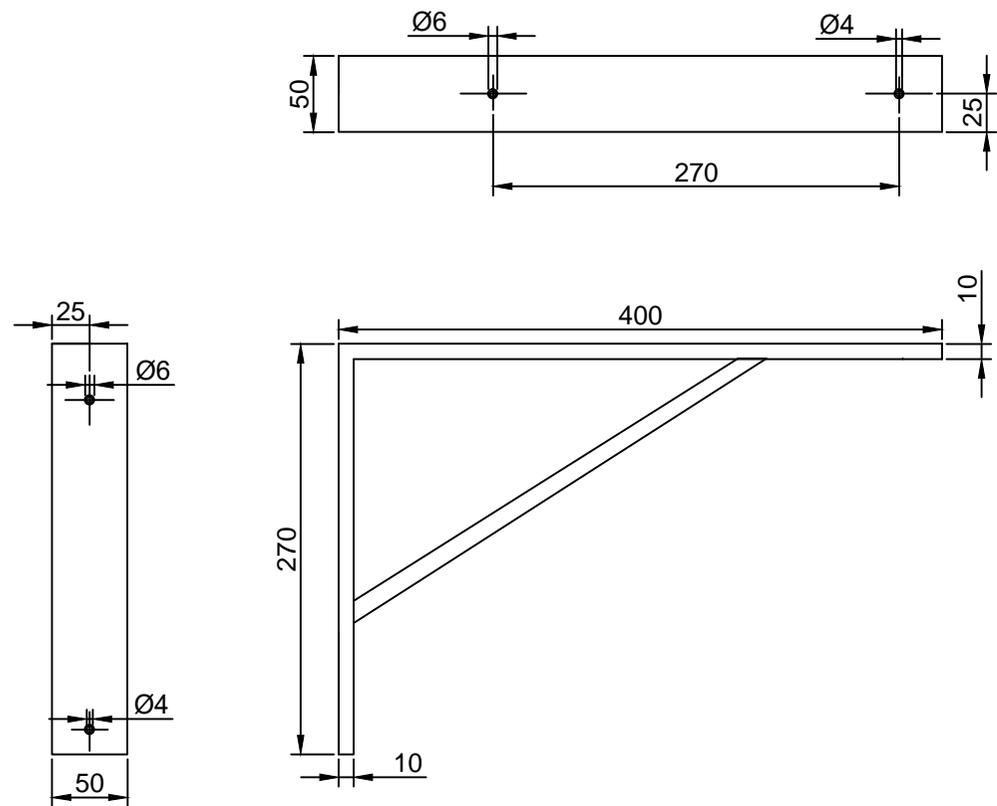


**Edición de estudiante de SolidWorks.  
Sólo para uso académico.**

DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE		
Junio 2016	Paula Estrada Herrera	<b>E.S.I.T.I</b> Grado en Ingeniería Mecánica
<b>ESCALA</b> 1:10	<b>SEPARADOR POR IMPACTO</b>	<b>Nº Plano: 4</b>
		<b>Nombre Arch:</b> separador.dwg



DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE			
Fecha	Fecha	Autor	
Junio 2016	Paula Estrada Herrera	 Universidad de La Laguna	
Dib.(apellidos)	Dib.(apellidos)		
Id. s. normas	UNE-EN-DIN		
ESCALA:	ESQUEMA UNIFILAR		E.S.I.C.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
-			Nº P. :4 Nom.Arch: esquema unifilar.dwg



DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE TABACO POR CORRIENTE DE AIRE

Fecha	Fecha	Autor	 Universidad de La Laguna	E.S.I.T.I. Grado Ingeniería Mecánica Industrial Universidad de La Laguna
<i>Junio 2016</i>	<i>Paula Estrada Herrera</i>			
<i>Dib.(apellidos)</i>	<i>Dib.(apellidos)</i>			
<i>Id. s. normas</i>	<i>UNE-EN-DIN</i>			
ESCALA: 1:10	SOPORTE VENTILADOR		Nº P.: 6	Nom.Arch: estructura.dwg

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y  
TECNOLOGÍA, SECCIÓN INDUSTRIAL**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica*

**TÍTULO**

**DISEÑO DE UN TÚNEL DE TRANSPORTE DE  
TABACO POR CORRIENTE DE AIRE**

**PRESUPUESTO**

Tutor:

Carmelo Millitello Millitello

Autora:

Paula Estrada Herrera

# ÍNDICE PRESUPUESTO

Presupuesto

2

## 1. Presupuesto

Para la realización del presupuesto se va a desglosar el mismo en cuatro partidas diferentes en las que se calculará el precio de ellas en función del precio unitario de cada producto y de los diferentes equipos. En este presupuesto, tanto las medidas como los precios calculados son aproximados.

1. Coste de los materiales para la fabricación del conducto I
2. Costes de los materiales para la fabricación del conducto II
3. Coste de los ventiladores centrífugos y sus complementos
4. Coste del separador por impacto

UNIDADES	PRODUCTO	PRECIO UNIDAD €	PRECIO €
7	Codo a 90° de 250 mm de diámetro	30,15	211,05
35	Conducto helicoidal de 250 mm de diámetro	11,5	402,5
1	Tolva concéntrica de 400 mm de diámetro y boca de salida de 200 mm	76,85	76,85
1	Injerto de 90° en un conducto de 250 mm de diámetro y 200 mm de boca de entrada	12,61	12,61
1	Manguito antivibratorio de 250 mm de diámetro.	10,19	10,19
18	Abrazadera empotrar CA01136 de 250 mm	7,38	132,84
4	Abrazadera alicatar CA01172 de 250 mm	8,66	34,64
4	Pletina acero galvanizado 140x110x30x2 mm	1,79	7,16
14	Varilla roscada de acero de 5 mm de diámetro y 1 metro de longitud	3,3	40,6
1	Esclusa rotativa	450	450
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>1384,04</b>

Tabla 1- Coste fabricación conducto I

UNIDADES	PRODUCTO	PRECIO UNIDAD €	PRECIO €
5	Codo a 90° de 250 mm de diámetro	30,15	150,75
27	Conducto helicoidal de 250 mm de diámetro	11,5	310,5

1	Tolva concéntrica de 400 x400, boca de salida de 200 mm	76,85	76,85
1	Injerto de 90° en un conducto de 250 mm de diámetro y 200 mm de boca de entrada	12,61	12,61
1	Manguito antivibratorio de 250 mm de diámetro.	10,19	10,19
11	Abrazadera empotrar CA01136 de 250 mm	7,38	81,18
6	Abrazadera alicatar CA01172 de 250 mm	8,66	51,96
6	Pletina acero galvanizado 140x110x30x2 mm	1,79	10,74
8	Varilla roscada de acero de 5 mm de diámetro y 1 metro de longitud	3,3	26,4
1	Esclusa rotativa	450	450
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>1181,18</b>

Tabla 2- Coste fabricación conducto II

UNIDADES	PRODUCTO	PRECIO UNIDAD €	PRECIO €
10	Chapa acero 500x500x06	11,95	119,5
2	Tolva 500 x500, salida de 150	101,29	202,58
100	Remaches 4x8 acero	-	3,2
4	Reducción concéntrica de 250 mm a 200 mm diámetro	20,4	81,6
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>406,88</b>

Tabla 3- Separador por impacto

UNIDADES	PRODUCTO	PRECIO UNIDAD €	PRECIO €
2	Ventilador centrífugo CSXR 355	490,9	981,8
4	Soporte Ventilador Centrifugo	5,1	20,4
8	Tornillos hexagonal M-4x35 4.8 DIN 931	0,28	2,24
8	Antivibradores de caucho de superficie con espárragos y tuerca S60 M10	2,5	20
		<b>SUBTOTAL</b>	<b>1024,44</b>

Tabla 4- Ventilador centrífugo

Por lo tanto, coste total de la instalación será:

<b>PARTIDA</b>	<b>PRECIO €</b>
1	1384,04
2	1181,18
3	1024,44
4	406,88
<b><u>TOTAL</u></b>	<b><u>3996,54</u></b>

Tabla 5- Presupuesto total de fabricación