



Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

*Rubén Hermosilla García*  
*Pedro Luis Soto Elvira*

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

|                            |   |
|----------------------------|---|
| <b>1. <u>CONTENIDO</u></b> |   |
| 2.                         | Planteamiento del caso práctico..... 4  |
| 3.                         | Resumen de la normativa..... 5  |
| 3.1                        | Resumen de las normas del RITE Parte II. .... 5   |
| 3.1.1                      | IT 1.1 Exigencia de bienestar e higiene..... 5  |
| 3.1.2                      | IT 1.3.4.2 Redes de tuberías y conductos. .... 6  |
| 3.1.3                      | IT 2.2.5 Pruebas de recepción de redes de conductos de aire. .... 7   |
| 3.1.4                      | IT 2.3.2 Sistemas de distribución y difusión de aire. .... 8  |
| 3.2                        | Código técnico de la edificación..... 8   |
| 3.2.1                      | Control del humo de incendio. .... 8  |
| 3.2.2                      | Exigencia básica HS 3: Calidad del aire interior. .... 9  |
| 3.2.3                      | Aberturas y bocas de ventilación..... 9   |
| 3.2.4                      | Conductos de admisión..... 9  |
| 3.2.5                      | Conductos de extracción para ventilación mecánica. .... 9   |
| 3.3                        | Normas UNE..... 10  |
| 3.3.1                      | UNE-EN 1505. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica y accesorios de sección rectangular. Dimensiones..... 10 |
| 3.3.2                      | UNE-EN 1506. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica y accesorios de sección circular. Dimensiones..... 10    |
| 3.3.3                      | UNE-EN 779. Filtros de aire utilizados en ventilación general para eliminación de partículas. Requisitos, ensayo, marcado..... 12   |
| 4.                         | Solución en planta propuesta. .... 13   |
| 5.                         | Diseño y cálculo del sistema de los elementos del sistema de ventilación. 16  |
| 5.1                        | Zona de limpieza y sótano. .... 16  |
| 5.2                        | Zona de descarga del grano. .... 31   |
| 5.3                        | Ventilación general zona de molinos..... 37   |
| 5.4                        | Extracción localizada en los molinos..... 43  |
| 5.5                        | Zona de secado. .... 52   |
| 5.6                        | Zona de administración y oficinas. .... 61  |
| 5.6.1                      | Zona diáfana y de trabajo..... 61   |
| 5.6.2                      | Zona sala de juntas, despachos y almacén. .... 69   |
| 5.6.3                      | Aseos..... 77   |
| 6.                         | Diseño final en planta. .... 81   |

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

|       |  |     |
|-------|--|-----|
| 7.    | Transporte neumático.....                        | 84  |
| 8.    | Carga de harina, producto final.....             | 93  |
| 9.    | Presupuesto .....                                | 94  |
| 9.1   | Zona de oficinas.....                            | 94  |
| 9.1.1 | Zona diáfana y de trabajo.....                   | 94  |
| 9.1.2 | Zona de almacén y despachos.....                 | 96  |
| 9.1.3 | Aseo.....  | 97  |
| 9.2   | Zona de impulsión para la limpieza y sótano..... | 97  |
| 9.3   | Zona general de molinos.....                     | 98  |
| 9.4   | Extracción localizada en los molinos.....        | 98  |
| 9.5   | Zona de descarga del grano .....                 | 101 |
| 9.6   | Coste total de la ventilación .....              | 101 |
| 10.   | Bibliografía.....                                | 102 |

## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

### **2. PLANTEAMIENTO DEL CASO PRÁCTICO.**

Un empresario local necesita proyecta el sistema de ventilación de un establecimiento industrial de su propiedad que piensa modernizar y que está destinado a la fabricación de harinas a partir de diferentes materias primas cereales como maíz, trigo... Solicita nuestros servicios para que le propongamos una solución técnica al problema y una valoración económica apropiada.

El establecimiento industrial es una construcción de un único edificio cubierto de 7 m de altura. En la zona de la nave de proceso de 1500 m<sup>2</sup> se tienen las siguientes zonas:

- Zona de recogida y limpieza del cereal con ventilación general de 30 x 20 m. los vehículos de transporte vierten la carga en tolvas a nivel de suelo con rejillas y sistema de impulsión de aire de limpieza.
- Sala de secado de 10 x 10 m con acondicionamiento térmico y de humedad (el grano llega mediante cintas transportadoras).
- Sala de molturación / molienda de 50 x 10 m. Está formada por tipos de molinos, un molino que muele el grano y un segundo molino en serie que muele la harina resultante del molino anterior. Tendremos cuatro sistemas molino grueso – molino fino trabajando en paralelo. Estos molinos estarán separados entre sí 5 metros y dispondrán de un sistema de extracción localizada.
- El envasado y carga se llevará a cabo mediante un sistema automatizado que recogerá la harina al salir del molino fino y la confinará en sacos, mediante un suelo de rodillos o cintas transportadoras estos sacos se trasladarán hasta el muelle de carga.
- Zona de administración y oficinas (en altillo). Contendrá:
  - Dos despachos de 25 m<sup>2</sup>.
  - Una sala de juntas de 50 m<sup>2</sup>.
  - Una zona diáfana de trabajo de 250 m<sup>2</sup>.
  - Aseos de 50 m<sup>2</sup>.
  - Almacén de material de oficina de 50 m<sup>2</sup>.

## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

### **3. RESUMEN DE LA NORMATIVA.**

Se presenta a continuación, un extracto de las normas y reglamentos utilizados directamente o consultados por su relación con el tema tratado.

#### **3.1 Resumen de las normas del RITE Parte II.**

##### **3.1.1 IT 1.1 Exigencia de bienestar e higiene.**

###### ***CALIDAD TÉRMICA DEL AMBIENTE.***

Los parámetros que definen el bienestar térmico, como la temperatura seca del aire y operativa, humedad relativa, temperatura radiante media del recinto, velocidad media del aire en la zona ocupada e intensidad de la turbulencia se mantienen en la zona ocupada dentro de los valores establecidos a continuación.

Temperatura operativa y humedad relativa: La fijaremos en función del número de personas y de su vestimenta.

Velocidad media del aire: La velocidad del aire en la zona ocupada se mantendrá dentro de los límites de bienestar, teniendo en cuenta la actividad de las personas y su vestimenta, así como la temperatura del aire y la intensidad de la turbulencia.

###### ***EXIGENCIA DE CALIDAD DEL AIRE INTERIOR.***

En los edificios de viviendas, a los locales habitables del interior de las mismas, los almacenes de residuos, los trasteros, los aparcamientos y garajes; y en los edificios de cualquier otro uso, a los aparcamientos y los garajes se consideran válidos los requisitos de calidad de aire interior establecidos en la Sección HS 3 del Código Técnico de la Edificación que se recoge a continuación.

El resto de edificios dispondrá de un sistema de ventilación para el aporte del suficiente caudal de aire exterior que evite, en los distintos locales en los que se realice alguna actividad humana, la formación de elevadas concentraciones de contaminantes.

###### ***AIRE DE EXTRACCIÓN:***

En función del uso del edificio o local, el aire de extracción se puede clasificar de la siguiente manera.

Para la zona de oficinas y de comercialización, dónde no está permitido fumar, tenemos un bajo nivel de polución, para la zona de trabajo tenemos un moderado nivel de polución y para la zona de lacado tenemos un aire de alto nivel de polución.

###### ***EXIGENCIA DE CALIDAD DEL AMBIENTE ACÚSTICO.***

Las instalaciones térmicas de los edificios deben cumplir la exigencia del documento DBHR Protección frente al ruido del Código Técnico de la

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Edificación, que les afecten. Por lo tanto, recogemos a continuación el artículo 14 correspondiente al RITE.

### *Artículo 14. Exigencias básicas de protección frente al ruido (HR)*

1. El objetivo de este requisito básico “Protección frente al ruido” consiste en limitar dentro de los *edificios*, y en condiciones normales de utilización, el riesgo de molestias o enfermedades que el ruido pueda producir a los *usuarios*, como consecuencia de las características de su *proyecto, construcción, uso y mantenimiento*.

2. Para satisfacer este objetivo, los *edificios* se proyectarán, construirán, utilizarán y mantendrán de tal forma que los elementos constructivos que conforman sus *recintos* tengan unas características acústicas adecuadas para reducir la transmisión del ruido aéreo, del ruido de impactos y del ruido y vibraciones de las instalaciones propias del *edificio*, y para limitar el ruido reverberante de los *recintos*.

NOTA: En nuestro caso, no tenemos que proteger contra el ruido, ya que la maquinaria no lo exige. Si acaso los trabajadores deberán llevar tapones u orejeras. En el caso de que el almacén adquiriera una nueva maquinaria, y ésta hiciera un ruido excesivo, la nueva normativa obliga a que vayan encabinadas.

### 3.1.2 IT 1.3.4.2 Redes de tuberías y conductos.

#### *CONDUCTOS DE AIRE.*

1. Los conductos deben cumplir en materiales y fabricación, las normas UNE-EN 12237 para conductos metálicos, y UNE-EN 13403 para conductos no metálicos.

2. El revestimiento interior de los conductos resistirá la acción agresiva de los productos de desinfección, y su superficie interior tendrá una resistencia mecánica que permita soportar los esfuerzos a los que estará sometida durante las operaciones de limpieza mecánica que establece la norma UNE 100012 sobre higienización de sistemas de climatización.

3. La velocidad y la presión máximas admitidas en los conductos serán las que vengan determinadas por el tipo de construcción, según las normas UNE-EN 12237 para conductos metálicos y UNE-EN 13403 para conductos de materiales aislantes.

4. Para el diseño de los soportes de los conductos se seguirán las instrucciones que dicte el fabricante, en función del material empleado, sus dimensiones y colocación.

#### *PLENUMS.*

1. El espacio situado entre un forjado y un techo suspendido o un suelo elevado puede ser utilizado como plenum de retorno o de impulsión de aire siempre que cumpla las siguientes condiciones:

a) que esté delimitado por materiales que cumplan con las condiciones

## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

requeridas a los conductos.

b) que se garantice su accesibilidad para efectuar intervenciones de limpieza y desinfección.

2. Los plenums podrán ser atravesados por conducciones de electricidad, agua, etc., siempre que se ejecuten de acuerdo a la reglamentación específica que les afecta.

3. Los plenums podrán ser atravesados por conducciones de saneamiento siempre que las uniones no sean del tipo “enchufe y cordón”.

NOTA: En la zona de oficinas y de exposición instalaremos uno falso techo cumpliendo la normativa especificada, ya que la altura de 7 metros es excesiva para esta zona y así no estarán visibles los conductos.

### *APERTURAS DE SERVICIO.*

1. Las redes de conductos deben estar equipadas de aperturas de servicio para permitir las operaciones de limpieza y desinfección.

2. Los elementos instalados en una red de conductos deben ser desmontables y tener una apertura de acceso o una sección desmontable de conducto para permitir las operaciones de mantenimiento.

3. Los falsos techos deben tener registros de inspección en correspondencia con los registros en conductos y los aparatos situados en los mismos.

### *3.1.3 IT 2.2.5 Pruebas de recepción de redes de conductos de aire.*

#### *PREPARACIÓN Y LIMPIEZA DE REDES DE CONDUCTOS.*

1. La limpieza interior de las redes de conductos de aire se efectuará una vez se haya completado el montaje de la red y de la unidad de tratamiento de aire, pero antes de conectar las unidades terminales y de montar los elementos de acabado y los muebles.

2. En las redes de conductos se cumplirá con las condiciones que prescribe la norma UNE 100012.

3. Antes de que una red de conductos se haga inaccesible por la instalación de aislamiento térmico o el cierre de obras de albañilería y de falsos techos, se realizarán pruebas de resistencia mecánica y de estanquidad para establecer si se ajustan al servicio requerido, de acuerdo con lo establecido en el proyecto o memoria técnica.

4. Para la realización de las pruebas las aperturas de los conductos, donde irán conectados los elementos de difusión de aire o las unidades terminales, deben cerrarse rígidamente y quedar perfectamente selladas.

#### *PRUEBAS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL Y ESTANQUIDAD.*

## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

1. Las redes de conductos deben someterse a pruebas de resistencia estructural y estanquidad.

2. El caudal de fuga admitido se ajustará a lo indicado en el proyecto o memoria técnica, de acuerdo con la clase de estanquidad elegida.

### **3.1.4 IT 2.3.2 Sistemas de distribución y difusión de aire.**

La empresa instaladora realizará y documentará el procedimiento de ajuste y equilibrado de los sistemas de distribución y difusión de aire, de acuerdo con lo siguiente:

1. De cada circuito se deben conocer el caudal nominal y la presión, así como los caudales nominales en ramales y unidades terminales.

2. El punto de trabajo de cada ventilador, del que se debe conocer la curva característica, deberá ser ajustado al caudal y la presión correspondiente de diseño.

3. Las unidades terminales de impulsión y retorno serán ajustadas al caudal de diseño mediante sus dispositivos de regulación.

4. Para cada local se debe conocer el caudal nominal del aire impulsado y extraído previsto en el proyecto o memoria técnica, así como el número, tipo y ubicación de las unidades terminales de impulsión y retorno.

5. El caudal de las unidades terminales deberá quedar ajustado al valor especificado en el proyecto o memoria técnica.

6. En unidades terminales con flujo direccional, se deben ajustar las lamas para minimizar las corrientes de aire y establecer una distribución adecuada del mismo.

7. En locales donde la presión diferencial del aire respecto a los locales de su entorno o el exterior sea un condicionante del proyecto o memoria técnica, se deberá ajustar la presión diferencial de diseño mediante actuaciones sobre los elementos de regulación de los caudales de impulsión y extracción de aire, en función de la diferencia de presión a mantener en el local, manteniendo a la vez constante la presión en el conducto. El ventilador adaptará, en cada caso, su punto de trabajo a las variaciones de la presión diferencial mediante un dispositivo adecuado.

NOTA: Todos los cálculos del caudal, presiones, etc., vienen indicados en el apartado correspondiente.

## **3.2 Código técnico de la edificación.**

### **3.2.1 Control del humo de incendio.**

1 En los casos que se indican a continuación se debe instalar un sistema de control del humo de incendio capaz de garantizar dicho control durante la evacuación de los ocupantes, de forma que ésta se pueda llevar a cabo en condiciones de seguridad:

a) Aparcamientos que no tengan la consideración de *aparcamiento abierto*;



## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

b) *Establecimientos de uso Comercial o Pública Concurrencia* cuya ocupación exceda de 1000 personas;

c) *Atrios*, cuando su ocupación en el conjunto de las zonas y plantas que constituyan un mismo *sector de incendio*, exceda de 500 personas, o bien cuando esté previsto para ser utilizado para la evacuación de más de 500 personas.

NOTA: Como nuestra instalación no cumple ninguno de estos 3 requisitos, no estamos obligados a tener un sistema de control del humo de incendio.

### 3.2.2 Exigencia básica HS 3: Calidad del aire interior.

1 Los *edificios* dispondrán de medios para que sus *recintos* se puedan ventilar adecuadamente, eliminando los contaminantes que se produzcan de forma habitual durante el uso normal de los edificios, de forma que se aporte un caudal suficiente de aire exterior y se garantice la extracción y expulsión del aire viciado por los contaminantes.

2 Para limitar el riesgo de contaminación del aire interior de los edificios y del entorno exterior en fachadas y patios, la evacuación de productos de combustión de las instalaciones térmicas se producirá, con carácter general, por la cubierta del edificio, con independencia del tipo de combustible y del aparato que se utilice, de acuerdo con la reglamentación específica sobre instalaciones térmicas.

### 3.2.3 Aberturas y bocas de ventilación.

1 Las *aberturas de admisión* que comunican el *local* directamente con el exterior, las *mixtas* y las *bocas de toma* deben estar en contacto con un espacio exterior suficientemente grande

2 Pueden utilizarse como *abertura de paso* un *aireador* o la holgura existente entre las hojas de las puertas y el suelo.

3 Las *aberturas de ventilación* en contacto con el exterior deben disponerse de tal forma que se evite la entrada de agua de lluvia o estar dotadas de elementos adecuados para el mismo fin.

### 3.2.4 Conductos de admisión.

1 Los conductos deben tener sección uniforme y carecer de obstáculos en todo su recorrido.

2 Los conductos deben tener un acabado que dificulte su ensuciamiento y deben ser practicables para su registro y limpieza cada 10 m como máximo en todo su recorrido.

### 3.2.5 Conductos de extracción para ventilación mecánica.

1 Cada *conducto de extracción*, salvo los de la ventilación específica de las cocinas, debe disponer

En la *boca de expulsión* de un *aspirador mecánico*, pudiendo varios *conductos de extracción* compartir un mismo *aspirador mecánico*.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

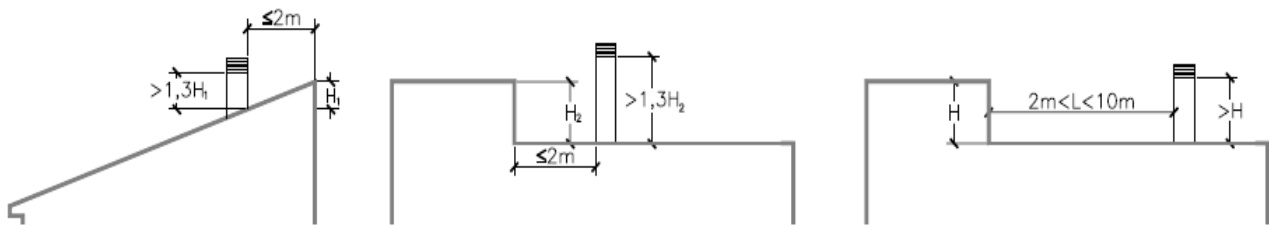


Figura 3.4 Ejemplos de altura libre de la boca de expulsión sobre la cubierta consecutivos con aporte o salida de aire debe ser uniforme.

3 Los conductos deben tener un acabado que dificulte su ensuciamiento y ser practicables para su registro y limpieza en la coronación y en el arranque de los tramos verticales.

4 Los conductos deben ser estancos al aire para su presión de dimensionado.

### 3.3 Normas UNE

#### 3.3.1 UNE-EN 1505. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica y accesorios de sección rectangular. Dimensiones.

Esta norma europea establece las medidas de los conductos de aire de chapa y de los accesorios de sección rectangular. Se aplica a las redes de conducciones utilizadas en los sistemas de ventilación y de acondicionamiento de aire de los edificios para la ocupación humana.

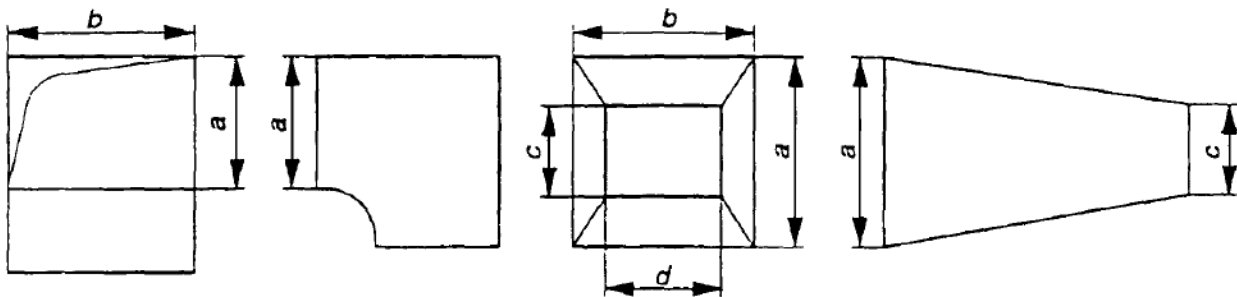


Fig. 2 – Denominación de los tamaños nominales

La norma nos establece unos valores y medidas de los conductos ya normalizados que utilizaremos más adelante para normalizar dichos valores del conducto rectangular.

#### 3.3.2 UNE-EN 1506. Ventilación de edificios. Conductos de aire de chapa metálica y accesorios de sección circular. Dimensiones.

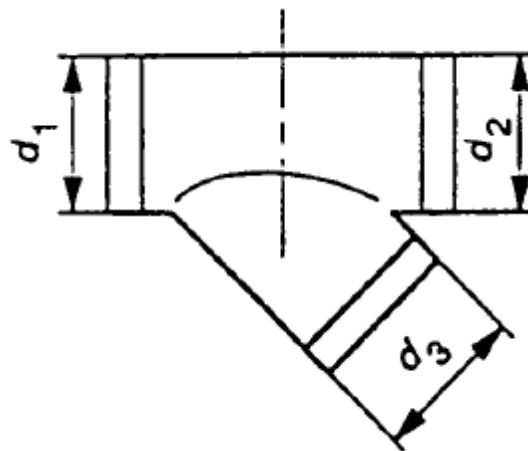
Esta norma europea establece las medidas de los conductos de aire de sección circular, de chapa y de los accesorios. Se aplica a las redes de

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

conducciones utilizadas en sistemas de ventilación y de aire acondicionado de los edificios para la ocupación humana. A continuación vamos a normalizar las medidas obtenidas.

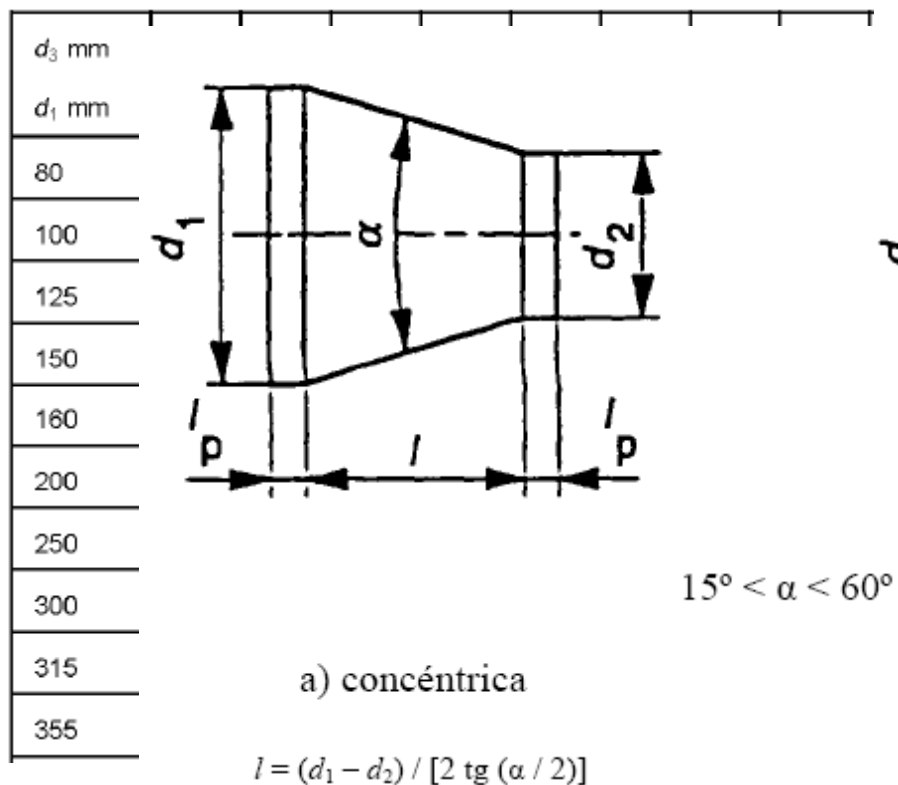
| Conductos de sección circular | Diámetro inicial (mm) | Diámetro normalizado (mm) |
|-------------------------------|-----------------------|---------------------------|
| Sierra de banda               | 212,3                 | 200                       |
| Sierra de tabla               | 121,2                 | 125                       |
| Lijadoras                     | 203,9                 | 200                       |

Para acoplar las derivaciones de los tubos que salen de las aspiraciones de las máquinas al conducto general, se producen uniones que la norma las denomina especiales, y hemos elegido la unión con un ángulo de  $30^\circ$ .



Todos los conductos circulares que hemos diseñado tienen reducciones o ampliaciones, según se vea, concéntricas como indicamos en la figura. Estos valores también están normalizados y recogidos también en una tabla.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.



NOTA: Para la interpretación de las tablas considerar:

R – Tamaños normalizados.

A – Tamaños complementarios.

### 3.3.3 UNE-EN 779. Filtros de aire utilizados en ventilación general para eliminación de partículas. Requisitos, ensayo, marcado.

Esta norma europea tiene por objeto tratar los filtros de aire utilizados para la eliminación de partículas en ventilación general.

El filtro debe diseñarse de forma que se impida un montaje incorrecto y una vez que se encuentra instalado, no se produzca fuga alguna. Dichos filtros deberán realizarse con materiales resistentes a las temperaturas, humedades y ambientes corrosivos en los que puedan utilizarse.

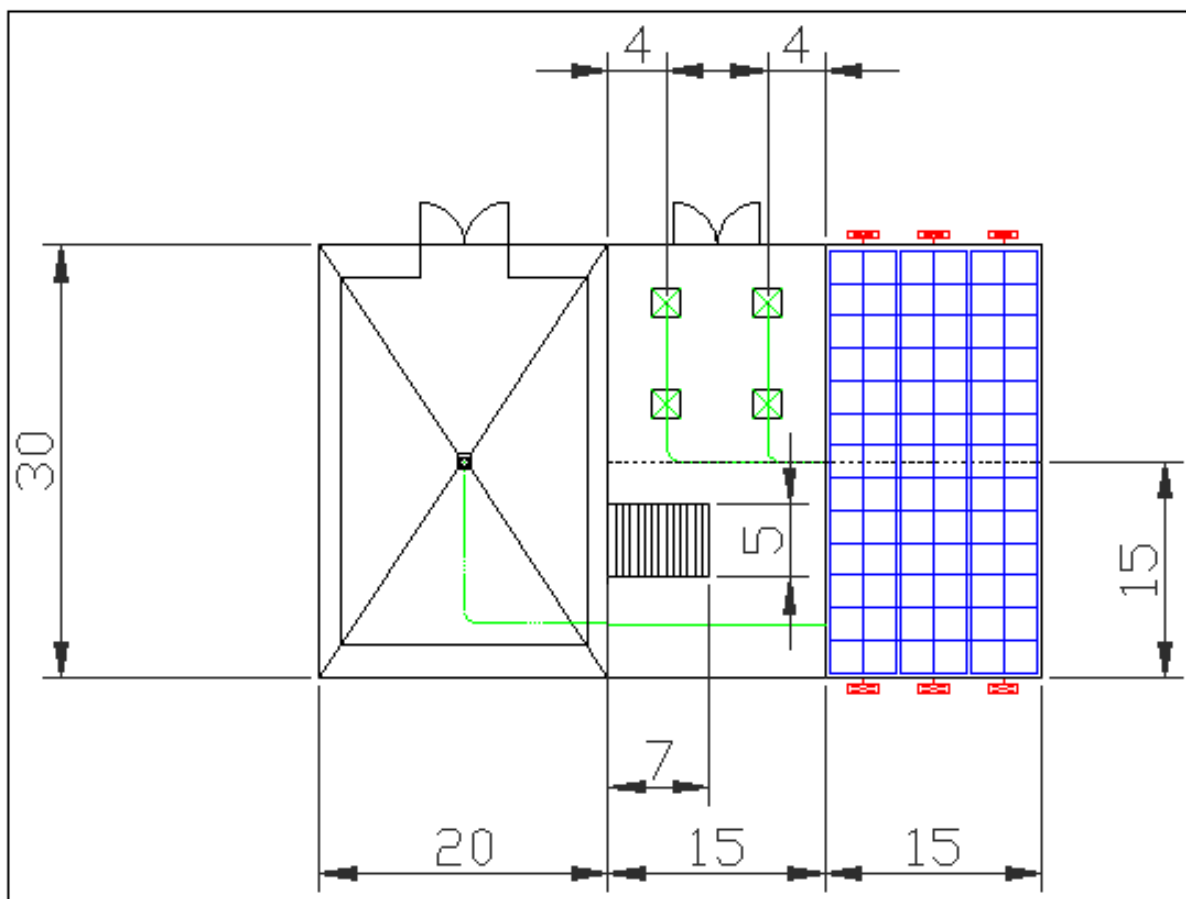
Las personas o aparatos expuestos al aire filtrado no deben correr ningún riesgo o peligro.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 4. SOLUCIÓN EN PLANTA PROPUESTA.

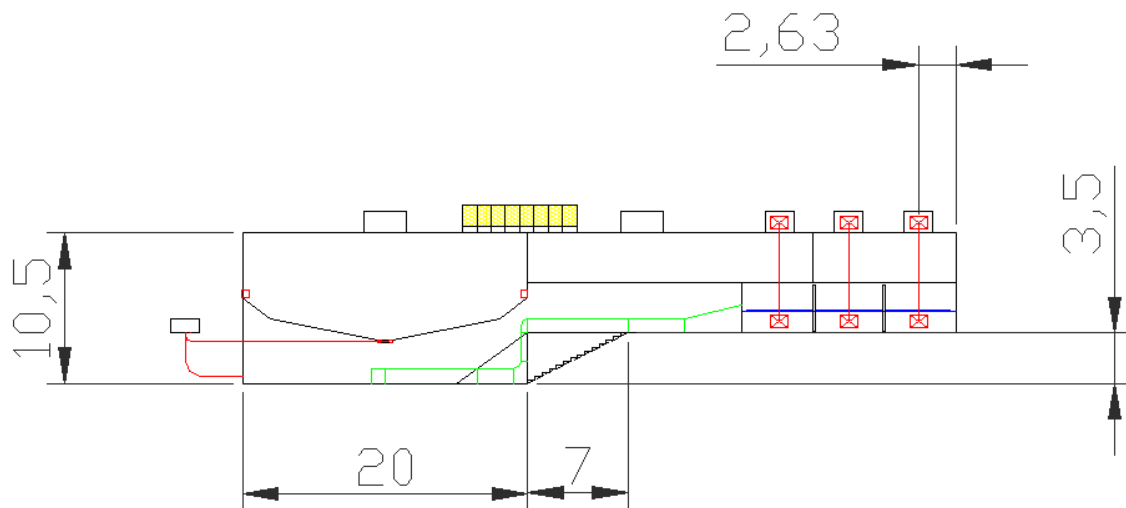
La solución en planta propuesta para la planta baja es la que se observa en la figura. El grano descargará en la zona de descarga y limpieza, el suelo de esta zona tendrá forma de tolva. En el centro estará ubicada una rejilla, con impulsión de aire a contracorriente para la limpieza del grano. A través de la rejilla caerá a la línea de distribución situada en sótano.

A través de la línea de distribución, el grano llegará a la zona de secado, más adelante se detallarán las condiciones de secado. Tras el secado, el grano se dirigirá hacia los molinos. Tenemos dos líneas de molinos, cada una formada por cuatro molinos. El grano ascenderá hasta la altura del molino superior mediante transporte neumático. El primer molino conseguirá una molienda gruesa, y su producto caerá al segundo molino que conseguirá el tamaño deseado para la harina.



Bajo el segundo molino tendremos un sistema de recogida en sacos automatizado. Con este sistema se coloca en la boca de llenado el saco, se llena, se cierra y cae para ser arrastrado mediante cinta transportadora hacia el muelle de carga.

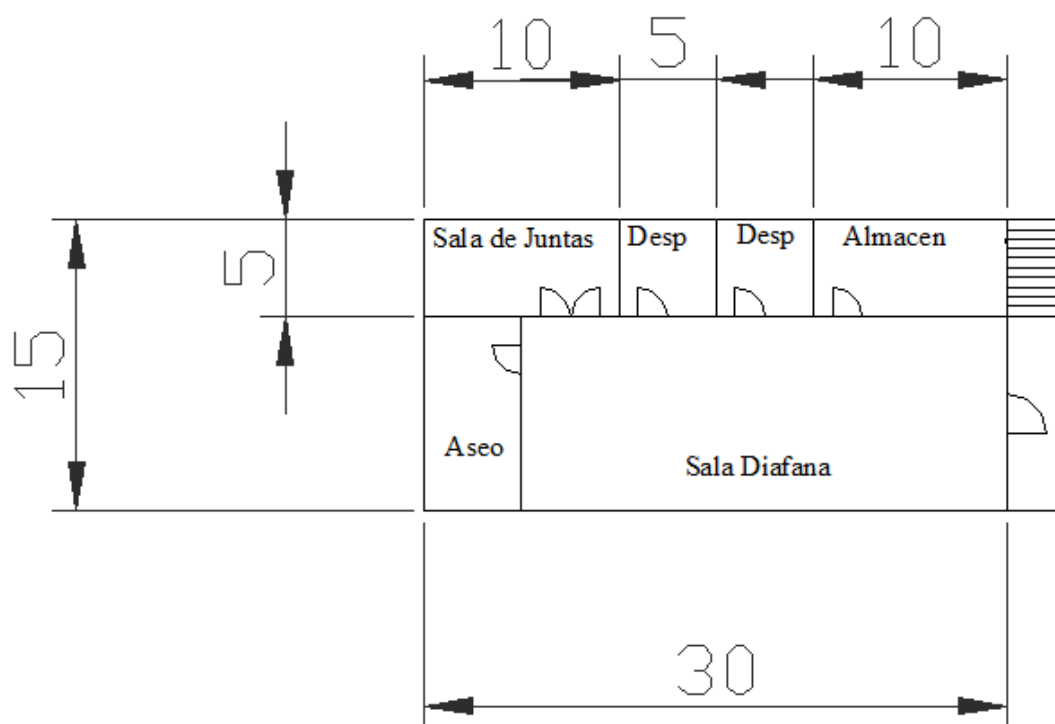
## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.



Los molinos están en altura así que será necesario dotarlos de una estructura que asegure su estabilidad y rigidez. Esta estructura deberá soportar las solicitaciones por peso y vibración de los molinos y por el peso del encapsulamiento de los molinos.

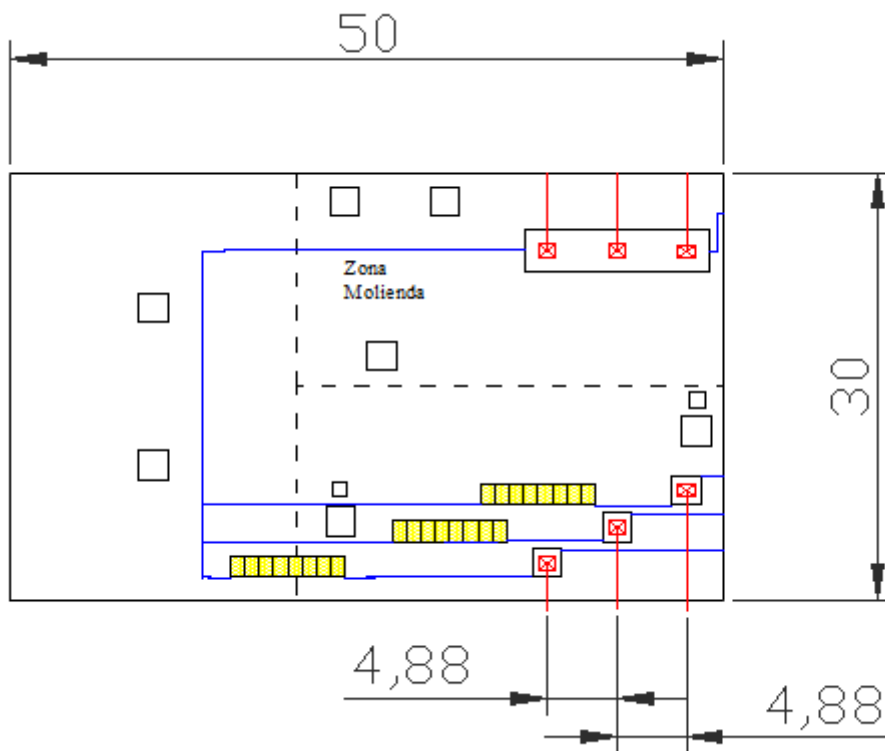
Cada molino estará encapsulado que consistirá en un cerramiento transparente con una campana que aspirará y renovará la atmosfera que se produce en la cabina tomando aire de unas rejillas colocadas en la esquina opuesta para un correcto arrastre.

En altílo tenemos la zona de oficinas, hemos alineado sala de juntas, almacén y los despacho para tener así la zona diáfana y de trabajo en la entrada y toda la zona central.



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

A la hora de hacer la distribución del techo tenemos que tener en cuenta a la hora de colocar las placas solares los ventiladores de techo colocados para la ventilación general de la zona de descarga y limpieza, aseo de la oficina, y ventilación general de la zona de transporte y molino.



**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

**5. DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN.**

**5.1 Zona de limpieza y sótano.**

La descarga de grano junto con la tierra, hojarasca e impurezas con las que venga acompañado se descargarán en la zona de recogida de 30 x 20 m. Ésta estará a nivel de suelo, el suelo tendrá una pequeña inclinación desde las paredes hacia la parte central donde se situará una rejilla para la recogida del grano.

A través de esta rejilla se inducirá un flujo de aire a contracorriente lo suficientemente intenso para liberar al grano de la tierra y hojarasca que le acompañe pero a su vez no tan intenso como para que el grano también quede suspendido en la atmósfera y no decante por la rejilla.

Bajo esta rejilla se situará a nivel de sótano una cinta transportadora que elevará el producto a nivel de la planta baja y lo conducirá a la entrada del secadero.

Así pues en esta zona tendremos:

- Impulsión para limpiar el grano.
- Impulsión para ventilación general del sótano.

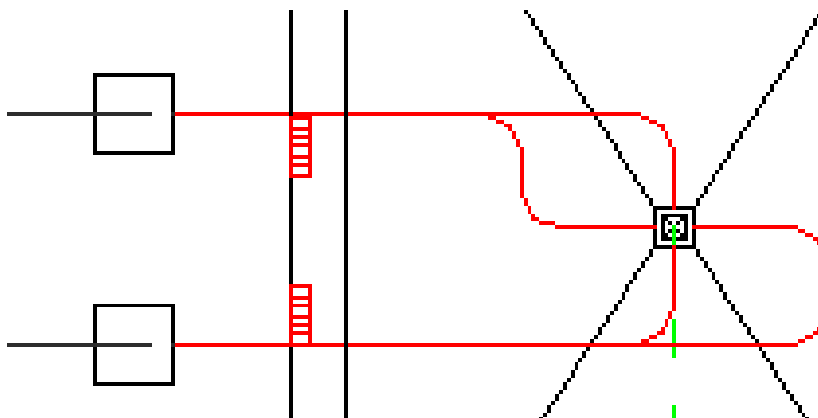
Para la limpieza de grano se situarán cuatro rejillas bordeando la rejilla por donde caerá el grano. La velocidad adecuada para llevar a cabo la limpieza es entre 3 y 5  $m/s$ , optaremos por 5  $m/s$ .

Para la renovación del aire del sótano instalaremos rejillas de impulsión para que el aire se dirija hacia las escaleras y suba hacia la zona general y de molienda.

Colocaremos dos líneas en paralelo, impulsadas por un ventilador cada una, perfectamente simétricas que constarán de:

- Dos rejillas para la limpieza de grano.
- Dos rejillas para la ventilación del sótano

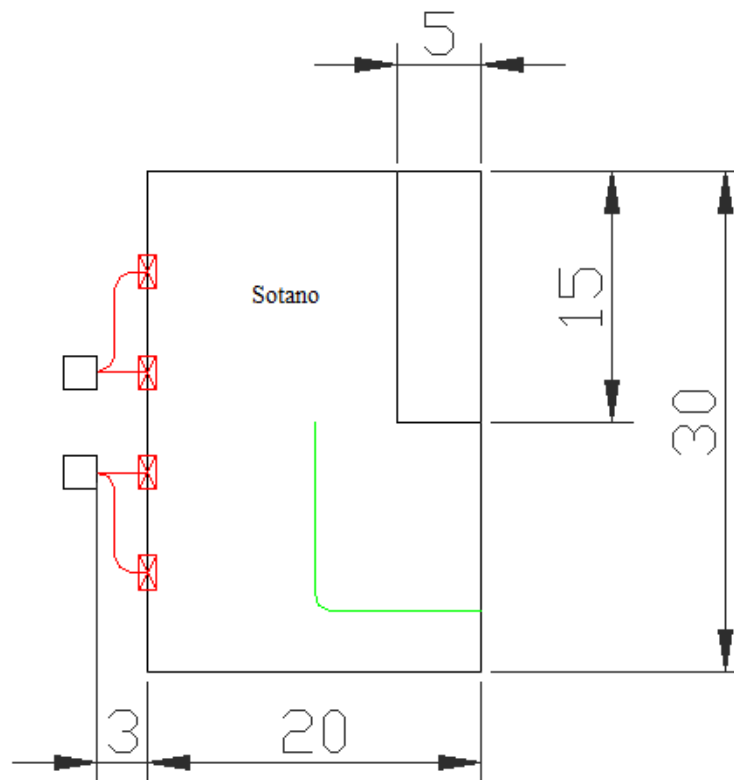
La red de conductos y la situación en planta será la que sigue:





## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Como se observa tenemos dos líneas, necesitamos al final de cada una de ellas una velocidad de  $5 \text{ m/s}$ .



Vamos a hacer una selección inicial de las rejillas para acoplarlas a las dimensiones de la reja de entrada de grano:

- Dos rejillas de  $0.7 \times 0.15$ , de  $A=0.105 \text{ m}^2$ . De caudal  $Q_{R1} = 5 \cdot 0.105 = 0.525 \text{ m}^3/\text{s}$ .
- Dos rejillas de  $1 \times 0.15$ , de  $A=0.15 \text{ m}^2$ . De caudal  $Q_{R1} = 5 \cdot 0.15 = 0.75 \text{ m}^3/\text{s}$

En el sistema de renovación del aire del sótano tendremos cuatro rejillas de impulsión, dos por cada ventilador.

El volumen del sótano es:

$$V = 20 \cdot 30 \cdot 3.5 = 2100 \text{ m}^3$$

Con un número de renovaciones por hora,  $\text{NRH}=7$ , ya que  $\text{NRH}= 5-10$  para fábricas en general y el grano caerá a la cinta transportadora ya limpio de impurezas por lo que no se genera una atmosfera muy contaminada.

$$Q_{T,\text{sotano}} = 7 \cdot 2100 = 14700 \text{ m}^3/\text{h} = 4.083 \text{ m}^3/\text{s}$$

Como tenemos cuatro impulsiones, cada una:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$Q_{/impulsión} = 3675 \text{ m}^3/h = 1.021 \text{ m}^3/s$$

$$Q_{línea,limpieza} = 2 \cdot 1.021 = 2.042 \text{ m}^3/s$$

El caudal total será:

$$Q_{T,línea} = 2 \cdot 0.75 + 2 \cdot 0.525 + 2.042 = 3.317 \text{ m}^3/s$$

El conducto de la línea principal tendrá un área:

$$Q = A \cdot v ; A = \frac{Q}{v} = \frac{3.317}{5} = 0.6634 \text{ m}^2$$

Cuyo diámetro será:

$$D = \sqrt{\frac{0.6634 \cdot 4}{\pi}} = 0.919 \text{ m}$$

Vamos a utilizar conductos de área transversal rectangular, si fijamos un alto de  $b=0.8$ , el ancho será:

$$D = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.919 = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot 0.8)^5}{(a + 0.8)^2} \right)^{1/8} \rightarrow a = 0.884 \text{ m}$$

El conducto normalizado más cercano es el de 1 x 0.8 m, sus características son:

- $A_c = 0.8 \text{ m}^2$ .
- $d_h = 889 \text{ mm}$ .
- $d_{eq} = 965 \text{ mm}$ .
- $A_i = 3.60 \text{ m}$ .

Vamos a dimensionar el ramal de impulsión para limpieza, supondremos unas pérdidas por unidad de longitud en tramo recto de 1 Pa/m.

Conocemos el caudal que circulará por esta rama así que suponiendo fricción constante podemos calcular el diámetro de ésta:

$$D_{imp} = D_o \cdot \left( \frac{Q_i}{Q_o} \right)^{2/5} = 0.627 \text{ m}$$

Vamos a buscar ahora las dimensiones normalizadas, partiremos de que  $a=1$  m. Elegimos esta longitud para que el largo de la línea de limpieza coincida con el ancho de la línea principal.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$D = 1,3 \cdot \left( \frac{(1 \cdot b)^5}{(1 + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.627 = 1,3 \cdot \left( \frac{(1 \cdot b)^5}{(1 + b)^2} \right)^{1/8} \rightarrow b = 0.351 \text{ m}$$

Por tanto, tomaremos el valor normalizado 1 x 0.4 m. Las características de este conducto son:

- $A_c = 0.4 \text{ m}^2$ .
- $d_h = 571 \text{ mm}$ .
- $d_{eq} = 662 \text{ mm}$ .
- $A_i = 2.8 \text{ m}$ .

Seguiremos un procedimiento análogo para calcular la línea de impulsión para la ventilación del sótano.

Vamos a dimensionar el ramal de impulsión para limpieza, supondremos unas pérdidas por unidad de longitud en tramo recto de 1 Pa/m.

Conocemos el caudal que circulará por esta rama así que suponiendo fricción constante podemos calcular el diámetro de ésta:

$$D_{imp} = D_o \cdot \left( \frac{Q_i}{Q_o} \right)^{2/5} = 0.757 \text{ m}$$

Vamos a buscar ahora las dimensiones normalizadas, partiremos de que  $a = 1 \text{ m}$ . Elegimos esta longitud para que el largo de la línea de limpieza coincida con el ancho de la línea principal.

$$D = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.757 = 1,3 \cdot \left( \frac{(1 \cdot b)^5}{(1 + b)^2} \right)^{1/8} \rightarrow b = 0.49433 \text{ m}$$

Por tanto, tomaremos el valor normalizado 1 x 0.5 m. Las características de este conducto son:

- $A_c = 0.5 \text{ m}^2$ .
- $d_h = 667 \text{ mm}$ .
- $d_{eq} = 747 \text{ mm}$ .
- $A_i = 3 \text{ m}$ .

La línea de impulsión para limpieza se subdividirá en dos líneas, una que irá a la rejilla de 1 x 0.15 m y otra que irá a la rejilla de 0.7 x 0.15 m.

Dimensionaremos ambas, para la línea que va a la rejilla de 1 x 0.15 m se necesita un caudal de  $Q_{imp1} = 0.75 \text{ m}^3/\text{s}$  mediante el método de

fricción constante:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$D_{imp} = D_o \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_o}\right)^{2/5} = 0.627 \cdot \left(\frac{0.75}{1.275}\right)^{2/5} = 0.507 \text{ m}$$

Adaptaremos la anchura de la tubería a la anchura de la rejilla,  $b=0.2 \text{ m}$ .

$$D_{imp1} = 1,3 \cdot \left(\frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2}\right)^{1/8}$$

$$0.507 = 1,3 \cdot \left(\frac{(a \cdot 0.2)^5}{(a + 0.2)^2}\right)^{1/8} \rightarrow a = 1.305 \text{ m}$$

Observamos en la UNE – EN- 1505 que no tenemos conductos rectangulares normalizados de 1.30 por lo que recalcularemos tomando  $b=250 \text{ mm}$ .

$$D_{imp1} = 1,3 \cdot \left(\frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2}\right)^{1/8}$$

$$0.507 = 1,3 \cdot \left(\frac{(a \cdot 0.25)^5}{(a + 0.25)^2}\right)^{1/8} \rightarrow a = 0.9556 \text{ m}$$

Para dicho conducto, tenemos que entrar al catálogo de rejillas con:

$$Q = 0.75 \text{ m}^3/\text{s} = 2700 \text{ m}^3/\text{h}; \text{ y } A = 0.25 \text{ m}^2$$

Elegimos las rejillas de dimensiones  $250 \times 1000 \text{ mm}$ . Para dichas rejillas y  $Q=2700 \text{ m}^3/\text{h}$ :

- $A_{ef} = 0.124 \text{ m}^2$ .
- $v_{ef} = 4.2 \text{ m/s}$ . (dentro del rango  $3 - 5 \text{ m/s}$ ).
- $\Delta P = 15 \text{ Pa}$ .

Con esta rejilla, al llegar al techo (7 m de altura) la velocidad residual del aire es de  $v_{residual} = 0.3 \text{ m/s}$ .

Seguiremos un procedimiento análogo para la otra rejilla, en principio de  $0.7 \times 0.15 \text{ m}$ .

Dimensionaremos ambas, para la línea que va a la rejilla de  $0.7 \times 0.15 \text{ m}$  se necesita un caudal de  $Q_{imp1} = 0.525 \text{ m}^3/\text{s}$  mediante el método de fricción

constante:

$$D_{imp} = D_o \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_o}\right)^{2/5} = 0.627 \cdot \left(\frac{0.525}{1.275}\right)^{2/5} = 0.44 \text{ m}$$

Adaptaremos la anchura de la tubería a la que hemos obtenido en la otra línea,  $b=0.25 \text{ m}$ .

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$D_{imp1} = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.507 = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot 0.25)^5}{(a + 0.25)^2} \right)^{1/8} \rightarrow a = 0.689 \text{ m}$$

El conducto normalizado será el 0.25 x 0.8 m.

Para dicho conducto, tenemos que entrar al catálogo de rejillas con:

$$Q = 0.525 \text{ m}^3/\text{s} = 1890 \text{ m}^3/\text{h}; \text{ y } A = 0.2 \text{ m}^2$$

Elegimos las rejillas de dimensiones 250 x 800 mm. Para dichas rejillas y  $Q=1890 \text{ m}^3/\text{h}$ :

- $A_{ef} = 0.124 \cdot 0.8 = 0.1 \text{ m}^2$ .
- $v_{ef} = 5 \text{ m/s}$ . (dentro del rango 3 – 5 m/s).
- $\Delta P = 30 \text{ Pa}$ .

Con esta rejilla, al llegar al techo (7 m de altura) la velocidad residual del aire es de  $v_{residual} = 0.22 \text{ m/s}$ .

Dimensionaremos a continuación la línea para la ventilación del sótano, esta línea se bifurca en dos, iguales, simétricas, con los mismos accesorios y misma solicitud de caudal. Por tanto, solo haremos los cálculos para una de ellas siendo los resultados exactamente los mismos para la otra.

Mediante el método de fricción constante tenemos que:

$$D_{sotano1} = D_{sotano} \cdot \left( \frac{Q_{sot1}}{Q_{sot}} \right)^{2/5} = 0.757 \cdot \left( \frac{1.021}{2.042} \right)^{2/5} = 0.5737 \text{ m}$$

Tomaremos también  $b=0.25 \text{ m}$  que es la mitad de la línea sótano.

$$D_{sot1} = 1,3 \cdot \left( \frac{(1 \cdot b)^5}{(1 + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.5737 = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot 0.25)^5}{(a + 0.25)^2} \right)^{1/8} \rightarrow a = 1.281 \text{ m}$$

No es válido ya que  $a_{sotano} < a_{sotano1}$ .

Repetimos para  $b=0.3 \text{ m}$

$$D_{sot1} = 1,3 \cdot \left( \frac{(1 \cdot b)^5}{(1 + b)^2} \right)^{1/8}$$

$$0.5737 = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot 0.3)^5}{(a + 0.3)^2} \right)^{1/8} \rightarrow a = 1. \text{ m}$$

Por tanto, el conducto normalizado será el 0.3 x 1 m.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Tenemos que elegir ahora las rejillas adecuadas, vemos que la rejilla de 0.3 x 1 m tiene unas prestaciones para  $Q=3675 \text{ m}^3/h$ :

- $A_{ef} = 0.171 \cdot 1 = 0.171 \text{ m}^2$ .
- $v_{ef} = 5,5 \text{ m/s}$ . (cerca del rango 3 – 5  $\text{m/s}$ ).
- $\Delta P = 35 \text{ Pa}$ .

Con esta rejilla, al llegar a las escaleras, la velocidad residual del aire es de  $v_{residual} < 0.2 \text{ m/s}$ , debido a que la distancia es muy grande, 20 m.

Creemos una tabla con todos los datos obtenidos:

| TRAMO     | CAUDAL | VELOCIDAD | AREA  | De    | REYNOLDS   | LANDA | k/D   | RE^0,9    |
|-----------|--------|-----------|-------|-------|------------|-------|-------|-----------|
| PRINCIPAL | 3,317  | 4,146     | 0,800 | 1,009 | 278974,353 | 0,023 | 0,001 | 79617,374 |
| IMPULSION | 1,275  | 3,188     | 0,400 | 0,714 | 151650,550 | 0,027 | 0,003 | 46000,186 |
| IMP 1     | 0,750  | 3,000     | 0,250 | 0,564 | 112837,917 | 0,031 | 0,005 | 35254,094 |
| IMP 2     | 0,525  | 2,625     | 0,200 | 0,505 | 88309,638  | 0,033 | 0,006 | 28275,305 |
| SOTANO    | 2,042  | 4,084     | 0,500 | 0,798 | 217237,370 | 0,025 | 0,002 | 63568,371 |
| SOT 1     | 1,021  | 3,403     | 0,300 | 0,618 | 140226,119 | 0,029 | 0,004 | 42869,264 |
| SOT 2     | 1,021  | 3,403     | 0,300 | 0,618 | 140226,119 | 0,029 | 0,004 | 42869,264 |

Observamos que las velocidades en la impulsión de limpieza y en el sótano son insuficientes, por lo que tenemos que redimensionar toda la red imponiendo que todas las velocidades de salida sean de 5  $\text{m/s}$ .

Recalcularemos las secciones correspondientes, manteniendo el caudal.

LÍNEA DE IMPULSIÓN 1

Tenemos  $Q = 0.75 \text{ m}^3/s$ . Imponiendo la condición de  $v = 5 \text{ m/s}$ :

$$A = \frac{0.75}{5} = 0.15 \text{ m}^2$$

Buscamos en la norma UNE los conductos de dimensiones normalizadas que tengan el área más cercana y seleccionamos la 0.8 x 0.2 m. Las características de este conducto son:

- $A_c = 0.16 \text{ m}^2$ .
- $D_h = 320 \text{ mm}$ .
- $D_e = 410 \text{ mm}$ .
- $A_i = 2 \text{ m}$ .

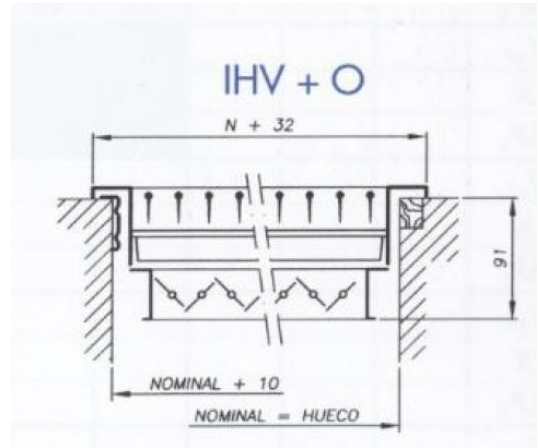
Para esta conducción, por la que circula un caudal de 2700  $\text{m}^3/h$ ,

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

buscamos en el catálogo y escogemos la rejilla 0.9 x 0.2 con el de la serie IH y con el ajuste 0, adjuntamos la figura, le aplicaremos una deflexión de  $30^\circ$ , para que expulse la hojarasca fuera de la zona de captación de grano. Bajo condiciones normalizadas,  $3000 \text{ m}^3/h$

tenemos que esta rejilla:

- $V_{\text{eff}} = 7.6 \text{ m/s}$ .
- $X = 21.1 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 57 \text{ Pa}$ .



### LÍNEA DE IMPULSIÓN 2

Tenemos  $Q = 0.525 \text{ m}^3/s$ . Imponiendo la condición de  $v = 5 \text{ m/s}$ :

$$A = \frac{0.525}{5} = 0.105 \text{ m}^2$$

Buscamos en la norma UNE los conductos de dimensiones normalizadas que tengan el área más cercana y seleccionamos la 0.6 x 0.2 m. Las características de este conducto son:

- $A_c = 0.12 \text{ m}^2$ .
- $D_h = 300 \text{ mm}$ .
- $D_e = 359 \text{ mm}$ .
- $A_i = 1.6 \text{ m}$ .

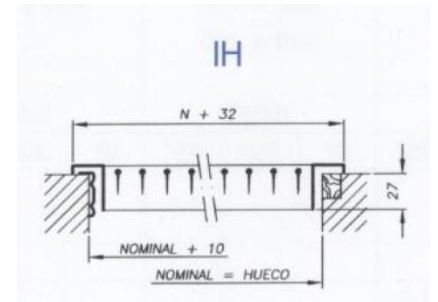
Para esta conducción, por la que circula un caudal de  $2700 \text{ m}^3/h$ , buscamos en el catálogo y

escogemos la rejilla 0.6 x 0.2 con el de la serie IH, adjuntamos la figura, le aplicaremos una deflexión de  $30^\circ$ , para que expulse la hojarasca fuera de la

zona de captación de grano. Bajo condiciones normalizadas,  $3000 \text{ m}^3/h$

tenemos que esta rejilla:

- $V_{\text{eff}} = 8 \text{ m/s}$ .
- $X = 21 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 63 \text{ Pa}$ .



Estas dos líneas parten de un punto común por lo que tendrán que estar equilibradas en dicho punto para que la distribución de caudales sea la anteriormente descrita.

Tenemos que conseguir que la pérdida de carga en este punto partiendo

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

desde ambas líneas sea la misma o muy parecida. Empezamos calculando las pérdidas para la línea 1.

Calculamos las pérdidas por unidad de longitud y localizadas que tenemos en este tramo:

| EQUILIBRADO LINEAS DE IMPULSION |        |           |      |        |           |        |        |          |
|---------------------------------|--------|-----------|------|--------|-----------|--------|--------|----------|
| TRAMO                           | CAUDAL | VELOCIDAD | AREA | De     | REYNOLDS  | LANDA  | k/D    | RE^0,9   |
| IMP 1                           | 0,75   | 4,6875    | 0,16 | 0,4514 | 141047,40 | 0,0350 | 0,0074 | 43095,17 |
| IMP 2                           | 0,525  | 4,375     | 0,12 | 0,3909 | 114007,25 | 0,0384 | 0,0098 | 35582,73 |

- Pérdidas localizadas:
- Rejilla:  $\Delta P=57$  Pa.
- Codo:  $k=0.35$
- Estrechamiento: para  $20^\circ$ ,  $k=0.1$ .
- Codo: 0.15

El total asciende a:

$$\begin{aligned}\Delta P_{imp,1} &= \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum k \cdot \rho \cdot v^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0.035 \cdot \frac{7.5}{0.4513} \cdot 1.2 \cdot 5^2 + 57 + \frac{1}{2} \cdot (0.35 + 0.1 + 0.15) \cdot 1.2 \cdot 5^2 \\ &= 74.72 \text{ Pa}\end{aligned}$$

Calculamos ahora las pérdidas para la línea de impulsión 2.

- Pérdidas localizadas:
- Rejilla:  $\Delta P=63$  Pa.
- Codo:  $k=0.1$
- Bifurcación: para  $90^\circ$ ,  $k=0.2$ .
- Codo: 0.15

$$\begin{aligned}\Delta P_{imp,2} &= \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum k \cdot \rho \cdot v^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0.03843 \cdot \frac{7.5}{0.391} \cdot 1.2 \cdot 5^2 + 63 + \frac{1}{2} \cdot (0.2 + 0.1 + 0.15) \cdot 1.2 \cdot 5^2 \\ &= 79.92 \text{ Pa}\end{aligned}$$

Nos sale prácticamente igual, una diferencia de 5.2 Pa, lo aceptaremos puesto que los que queremos es limpiar con la impulsión en la rejilla no unas renovaciones por hora o caudal concreto.

LÍNEA SÓTANO.

Redimensionamos toda la red imponiendo que todas las velocidades de salida sean de  $5 \text{ m/s}$ . Recalcularemos las secciones correspondientes, manteniendo el caudal.

Tenemos  $Q = 1.022 \text{ m}^3/\text{s}$ . Imponiendo la condición de  $v=5 \text{ m/s}$ :



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$A = \frac{1.022}{5} = 0.2042 \text{ m}^2$$

Buscamos en la norma UNE los conductos de dimensiones normalizadas que tengan el área más cercana y seleccionamos la 0.8 x 0.25 m. Las características de este conducto son:

- $A_c = 0.2 \text{ m}^2$ .
- $D_h = 381 \text{ mm}$ .
- $D_e = 463 \text{ mm}$ .
- $A_i = 2.2 \text{ m}$ .

Para esta conducción, por la que circula un caudal de  $3675.6 \text{ m}^3/h$ ,

buscamos en el catálogo y escogemos la rejilla 0.9 x 0.2 con el de la serie IH y con el ajuste 0, adjuntamos la figura, no le aplicaremos una deflexión. Bajo condiciones normalizadas,  $4000 \text{ m}^3/h$  tenemos que esta

rejilla:

- $V_{eff} = 8.8 \text{ m/s}$ .
- $X = 50 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 76 \text{ Pa}$ .

Las dos líneas de impulsión son idénticas en cuanto a caudal que soportar, así que las dimensiones de la línea de impulsión 2 serán las mismas.

Tenemos ahora que equilibrar ambas líneas, para ello calculamos las pérdidas hasta el punto donde son comunes. Comenzamos con la línea sótano 1.

Para calcular las pérdidas fricción nos ayudaremos de la siguiente tabla.

| EQUILIBRADO LINEAS SOTANO |        |           |      |        |           |        |        |                   |
|---------------------------|--------|-----------|------|--------|-----------|--------|--------|-------------------|
| TRAMO                     | CAUDAL | VELOCIDAD | AREA | De     | REYNOLDS  | LANDA  | k/D    | RE <sup>0,9</sup> |
| SOT 1                     | 1,021  | 5,105     | 0,2  | 0,5046 | 171741,22 | 0,0326 | 0,0059 | 51450,20          |
| SOT 2                     | 1,021  | 5,105     | 0,2  | 0,5046 | 171741,22 | 0,0326 | 0,0059 | 51450,20          |

Las pérdidas localizadas:

- Estrechamiento inicial:  $K_{estrec \text{ hamiento}} (\alpha = 20^\circ) = 0.1$
- Para la rejilla:  $\Delta P = 76 \text{ Pa}$ .
- Estrechamiento final:  $K_{estrec \text{ hamiento}} (\alpha = 20^\circ) = 0.1$

La caída de presión total en la línea sótano 1 es:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{sotano 1}} &= \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot u^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum k \cdot \rho \cdot u^2 \\ &= 0.5 \cdot 1.22 \cdot 5.2^2 \cdot \left( \frac{3}{0.5046} \cdot 0.0326 + (0.1 + 0.1) \right) + 76 \\ &= 82.04 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Para la línea sótano 2, análogamente tendremos que las pérdidas localizadas son:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- Bifurcación:  $K_{bifurcación} (\alpha = 90^\circ) = 0.2$ .
- Para la rejilla:  $\Delta P = 76 \text{ Pa}$ .
- Estrechamiento final:  $K_{estrechamiento} (\alpha = 20^\circ) = 0.1$
- $2 \times K_{codo} = 0.35$ .

La caída de presión total en la línea sótano 1 es:

$$\begin{aligned} \Delta P_{sotano 2} &= \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot u^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum k \cdot \rho \cdot u^2 \\ &= 0.5 \cdot 1.22 \cdot 5^2 \\ &\cdot \left( \frac{8}{0.5046} \cdot 0.0326 + (0.2 + 0.35 + 0.35 + 0.1) \right) + 76 \\ &= 99.3 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Ambas líneas están muy descompensadas. Analizaremos las posibles soluciones.

Una primera solución podría ser cambiar la rejilla de la línea sótano 2 por una que produzca menos pérdidas, esta solución no es posible, ya que las únicas rejillas que soportan los caudales necesarios poseen este orden de magnitud de pérdidas.

La segunda solución consistiría en bajar la velocidad de la línea sótano 2. Si se mantiene la sección constante y disminuimos la velocidad, disminuye el caudal, lo cual no es aceptable, ya que no cumpliríamos las condiciones de ventilación.

La tercera solución sería aumentar sección, pero manteniendo constante la velocidad, esta solución tiene el inconveniente es que aumente los costes en conductos y los costes del ventilador.

La solución 4 consistiría en disminuir la sección de línea sótano 1 manteniendo constante el caudal, por lo que aumentaría la velocidad, podríamos llegar a incumplir los niveles de ruido pero disminuiría el coste de la red de conductos.

La quinta solución consistiría en incluir un elemento de pérdida localizada en la línea sótano 1 de forma que consigamos que  $\Delta P_{sot 1} = \Delta P_{sot 2}$ .

Las únicas soluciones válidas son la cuarta y la quinta. No obstante si aplicamos la solución cuatro, vemos que la sección mínima que podríamos tomar es de 0.6 x 0.3 (limitada por la rejilla, ya que es la mínima que soporta este caudal), luego:

$$v_{sot} = \frac{1.021}{0.6 \cdot 0.3} = 5.67 \text{ m/s}; D = 0.4787; \lambda = 0.3362$$

Añadimos el Estrechamiento final:  $K_{estrechamiento} (\alpha = 20^\circ) = 0.1$

Con lo que:

$$\Delta P_{sot 1} = 88 \text{ Pa}$$

Quedando más equilibrado pero no es suficiente, añadimos un registro que nos de los 10 Pa de pérdidas adicionales que necesitamos.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\Delta P_{\text{sotano } 1} = \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot u^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum k \cdot \rho \cdot u^2 = 0.5 \cdot 1.22 \cdot 5^2 \cdot \left( \frac{3}{0.4787} \cdot 0.0326 + (0.1 + 0.1 + 0.2 + K_{\text{registro}}) + 76 \right) = 99.3 \text{ Pa}$$

$$K_{\text{registro}} = 0.577 \rightarrow \alpha = 10^\circ \rightarrow K_{\text{registro}} = 0.5$$

$$\text{Por tanto, } \Delta P_{\text{sotano } .1} = 97.8 \text{ Pa}$$

Perfectamente equilibrado.

Finalmente, hay que equilibrar la línea sótano y la línea impulsión, para ello repetimos el procedimiento de calcular las pérdidas hasta el punto común.

Comenzamos con la línea de impulsión, tenemos que calcular la pérdida equivalente de las líneas en paralelo:

$$\Delta P_{\text{eq,imp } 1,\text{imp } 2} = \left( \frac{1}{\frac{1}{79.92} + \frac{1}{74.72}} \right) = 38.26 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{impulsión}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot \lambda + \sum K \right) = 7.21 \text{ Pa}$$

Añadimos las pérdidas por fricción y la provocada por la bifurcación,

$$\Delta P_{\text{impulsión}} = 38.26 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot \lambda + \sum K \right) = 38.26 + 7.21 = 45.47 \text{ Pa}$$

Operamos análogamente para el sótano, es decir, calculamos la pérdida equivalente de las líneas en paralelo.

$$\Delta P_{\text{eq,sot } 1,\text{sot } 2} = \left( \frac{1}{\frac{1}{99.3} + \frac{1}{97.8}} \right) = 49.27 \text{ Pa}$$

Añadimos las pérdidas por fricción y la provocada por la reducción,

$$\Delta P_{\text{sotano}} = 49.27 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot \lambda + \sum K \right) = 49.27 + 8.34 = 54.6 \text{ Pa}$$

El desequilibrio es bastante considerable, podría ser admisible, ya que la velocidad necesaria en el sótano tiene que rondar los 5 m/s, mientras que tenemos en torno a 6 m/s. El problema es que nos aumentaría demasiado la velocidad en la limpieza de grano.

Se optará por poner un pequeño obstáculo en la zona de limpieza. Introduciremos un pequeño registro en la línea de impulsión que genere unas pérdidas de 9.6 Pa.

$$K_{\text{registro}} = 0.64 \rightarrow \alpha = 10^\circ \rightarrow K_{\text{registro}} = 0.5$$

Ya tendríamos solucionado el problema ya que:

$$\Delta P_{\text{impulsión}} = 50.34 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{sotano}} = 54.6 \text{ Pa}$$

Para calcular el ventilador que tenemos que colocar, tenemos que calcular las pérdidas hasta la línea principal:

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

$$\Delta P_{eq,sotano,impulsión} = \left( \frac{1}{\frac{1}{50.34} + \frac{1}{54.6}} \right) = 26.19 Pa$$

Añadiendo las pérdidas por fricción y una rejilla de entrada al conducto principal.

$$\Delta P_{sotano} = 26.19 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot \lambda + \sum K \right) = 26.19 + 48.45 = 74.64 Pa$$

Añadimos un filtro del material descrito en la impulsión de las zona de oficinas, cuya pérdida localizada es la recomendada en la norma UNE  $\Delta P=250 Pa$ .

$$\Delta P_{total} = 74.64 + 250 = 324.64 Pa$$

El ventilador elegido para la esta red es el CMR – 2063 –6T del fabricante SODECA. Se adjunta la hoja de características.

**Ventiladores centrífugos de media presión y gran robustez, equipados con turbina a reacción**

**• Características constructivas:**



Ventiladores centrífugos de media presión y simple aspiración, de gran robustez, equipados con turbina con álabes hacia atrás

**Ventilador:**

- Envuelto en chapa de acero
- Turbina con álabes a reacción, en chapa de acero de gran robustez

**Motor:**

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP 55
- Trifásicos 230/400V -50Hz. (hasta 5,5CV) y 400/690V -50Hz. (potencias superiores a 5,5CV)
- Temperatura máxima de salida a transportar: -20°C.+120°C.

**Acabado:**

Antibacteriano en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., puede desengrasarse alcalino y pretratamiento libre de fosfatos



**Bajo Demanda:**

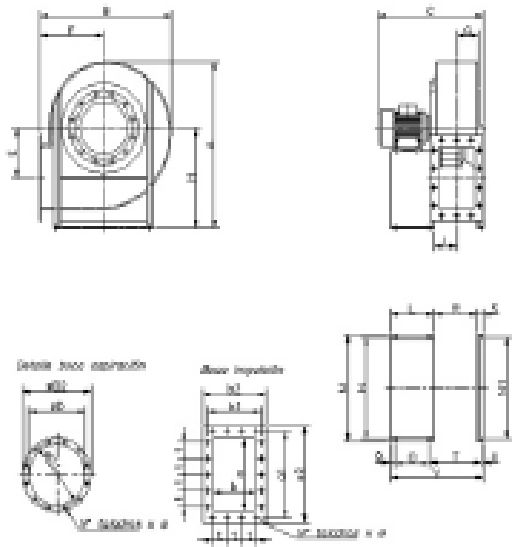
- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Ventilador preparado para transportar aire hasta 250°C.
- Ventilador en acero inoxidable
- Certificación ATEX Categoría 2 (ver serie CMR/ATEX)

**• Características técnicas:**

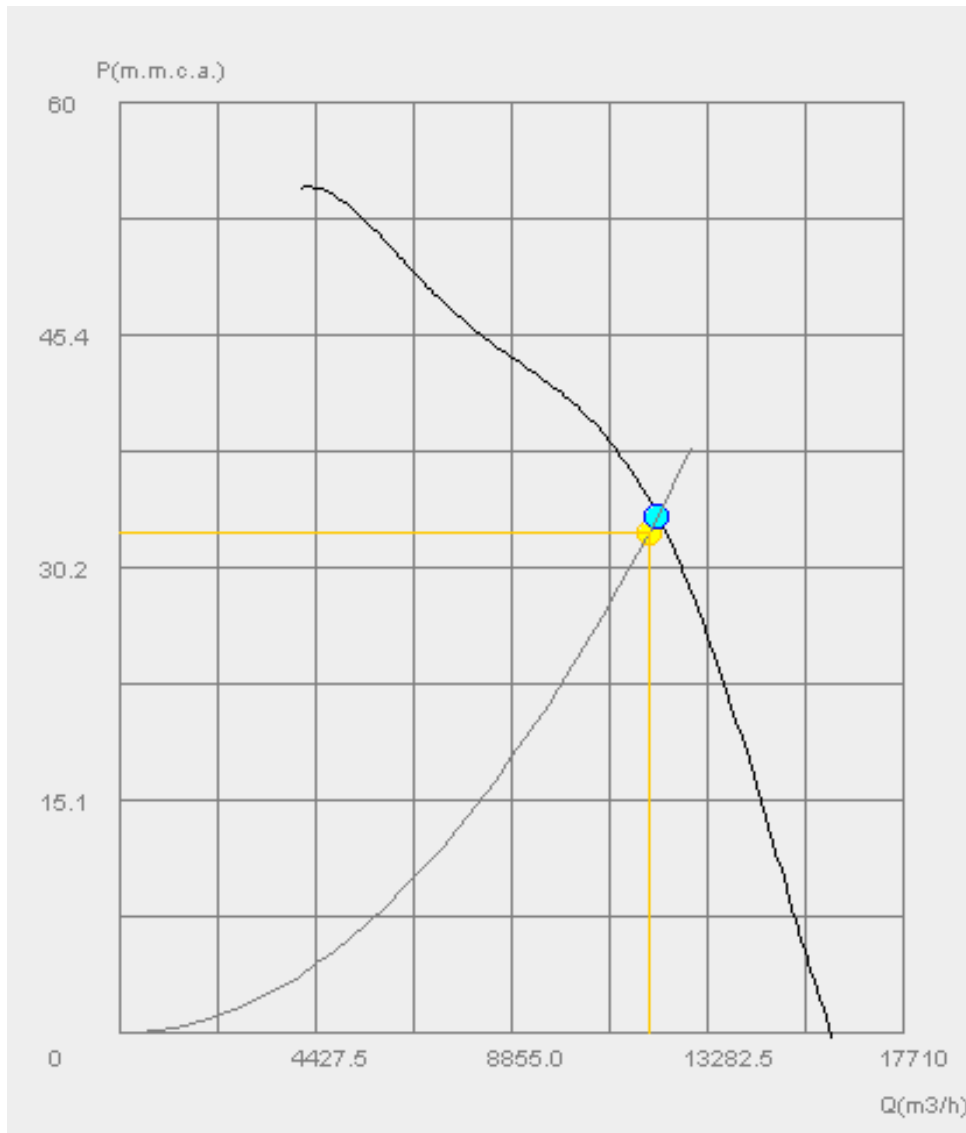
| R.P.M. | max. 290 V(A) | max. 400 V(A) | max. 690 V(A) | Potencia (Kw) | Caudal | NPS dB(A) | Peso (Kg) |
|--------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------|-----------|-----------|
| 295    | 1.43          | 4.9           | 0.0           | 1.5           | 18100  | 71        | 200.5     |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

• Dimensiones en mm :



| A      | B      | C     | D'   | DE    | DE'    | DE2   | E     | F     |
|--------|--------|-------|------|-------|--------|-------|-------|-------|
| 1000.0 | 1210.0 | 350.0 | 80.0 | 120.0 | 800.0  | 11.10 | 405.0 | 512.0 |
| G      | H      | I     | J    | J1    | J2     | K     | K2    | K2'   |
| 417.0  | 141.0  | 820.0 | 75.0 | 25    | 80.0   | 300.0 | 300.0 | 32.5  |
| L      | M      | N     | O'   | P     | Q      | R     | S     |       |
| 80.0   | 50.0   | 80.0  | 15.0 | 217.0 | 1000.0 | 30.0  | 125   |       |

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

Punto de diseño:  $Q = 11941 \text{ m}^3/h$  y  $\Delta P = 324.64 \text{ Pa}$ .

Punto de servicio:  $Q = 12146.6 \text{ m}^3/h$  y  $\Delta P = 336 \text{ Pa}$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 5.2 Zona de descarga del grano.

En esta zona entrarán los camiones con el grano y procederán a su descarga, el suelo tendrá forma de tolva, estando inclinado hacia una rejilla central por donde caerá el grano hacia la línea de distribución. Esta rejilla central tendrá impulsiones de aire a contracorriente con el grajo para liberar a este de la hojarasca y suciedad que le acompañe.

Será necesario diseñar una ventilación adecuada para extraer este aire impulsado y limpiar la atmosfera de la zona.

Se estimará  $NRH = 7$  ya que la recomendación es que esté entre 5 y 10. El volumen de la zona es:

$$V = 7 \cdot 20 \cdot 30 = 4200 \text{ m}^3$$

Por tanto, el caudal total de aire a evacuar es:

$$Q = NRH \cdot V = 29400 \text{ m}^3/h = 8.167 \text{ m}^3/s$$

De este caudal, el aportado por las líneas de limpieza de grano es:

$$Q_{limpieza} = Q_{impulsión} = 2 \cdot (2 \cdot 0.75 + 2 \cdot 0.525) = 2.55 \text{ m}^3/s = 9180 \text{ m}^3/h$$

El resto del aire entrará por 4 o 6 rejillas colocadas en paredes opuestas para conseguir un buen barrido desde la zona inferior hasta el extractor o extractores de techo.

$$Q_{rejillas} = 29400 - 9180 = 20220 \text{ m}^3/h = 5.62 \text{ m}^3/s$$

Tomaremos las rejillas de la serie RH – RV. Vamos a determinar el número de rejillas a instalar:

- Para cuatro rejillas:  $Q_{rejilla} = \frac{20220}{4} = 5055 \text{ m}^3/h$
- Para seis rejillas:  $Q_{rejilla} = \frac{20220}{6} = 3370 \text{ m}^3/h$

Los caudales por rejillas son muy grandes, las rejillas RH – RV se mueven en el rango de  $100 \text{ m}^3/h - 2000 \text{ m}^3/h$ .

- Para diez rejillas:  $Q_{rejilla} = \frac{20220}{10} \approx 2000 \text{ m}^3/h$ . Tenemos un nivel acústico demasiado alto.
- Para 12 rejillas:  $Q_{rejilla} = 1685 \text{ m}^3/h$ ,

Con esto conseguimos un nivel acústico moderado, aceptable ya que la zona de descarga no es de acceso a trabajadores, a excepción de alguna situación puntual.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Para el caudal normalizado  $1500 \text{ m}^3/\text{h}$  y rejilla colocada de tamaño 600 x 300 mm tipo P, de aspiración libre, no en conducto, obtenemos unas pérdidas por rejilla de 42 Pa.

$$\Delta P_{T, \text{rejillas}} = 42 \cdot 12 = 504 \text{ Pa}$$

Colocando dos ventiladores, cada uno:

$$\Delta P_{\text{rejillas, ventilador}} = 252 \text{ Pa}$$

Queda por colocar un filtro de partículas, por norma UNE  $\Delta P_{\text{filtro}} = 250 \text{ Pa}$ .

Con lo que,

$$\Delta P_{\text{ventilador}} = 252 + 250 = 502 \text{ Pa}$$

Al colocar dos ventiladores el caudal de diseño para cada uno será  $14700 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Con estas especificaciones, vamos a elegir el ventilador CHT – 630 – 6T del fabricante SODECA. Cuya hoja de características es:



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### Extractores centrifugos de tejido 400°C/2h

#### • Características constructivas:



Extractores centrifugos de tejido 400°C/2h, con salida de aire horizontal

#### Ventilador:

- Base soporte en chapa de acero
- Tuberia con álabes a reacción, en chapa de acero
- Rejilla de protección antipájaros
- Sombrero deflector antilluvia en chapa de acero, con protección anticorrosiva

#### Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55, excepto modelos monofásicos, protección IP54, de 1 o 2 velocidades según modelo
- Motores bob 230V-50Hz., y trifásicos 230/400V-50Hz
- Temperatura máxima de aire a transportar: -25°C.+120°C.

#### Acabado:

Antibombillo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., pintura desengrase alcalina y pretratamiento libre de fosfatos



#### Bajo Demanda:

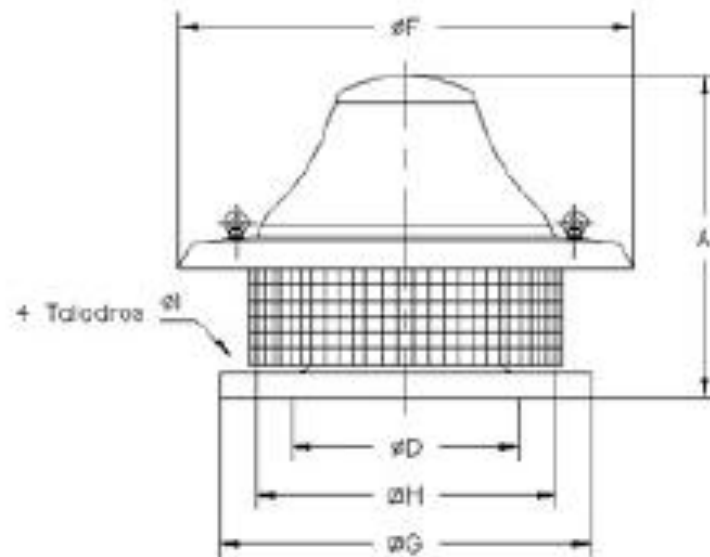
- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Certificación ATEX Categoría 3.
- Homologación según norma EN-12101-3-2002, con certificación Nº: 0370-CP D-

#### • Características técnicas:

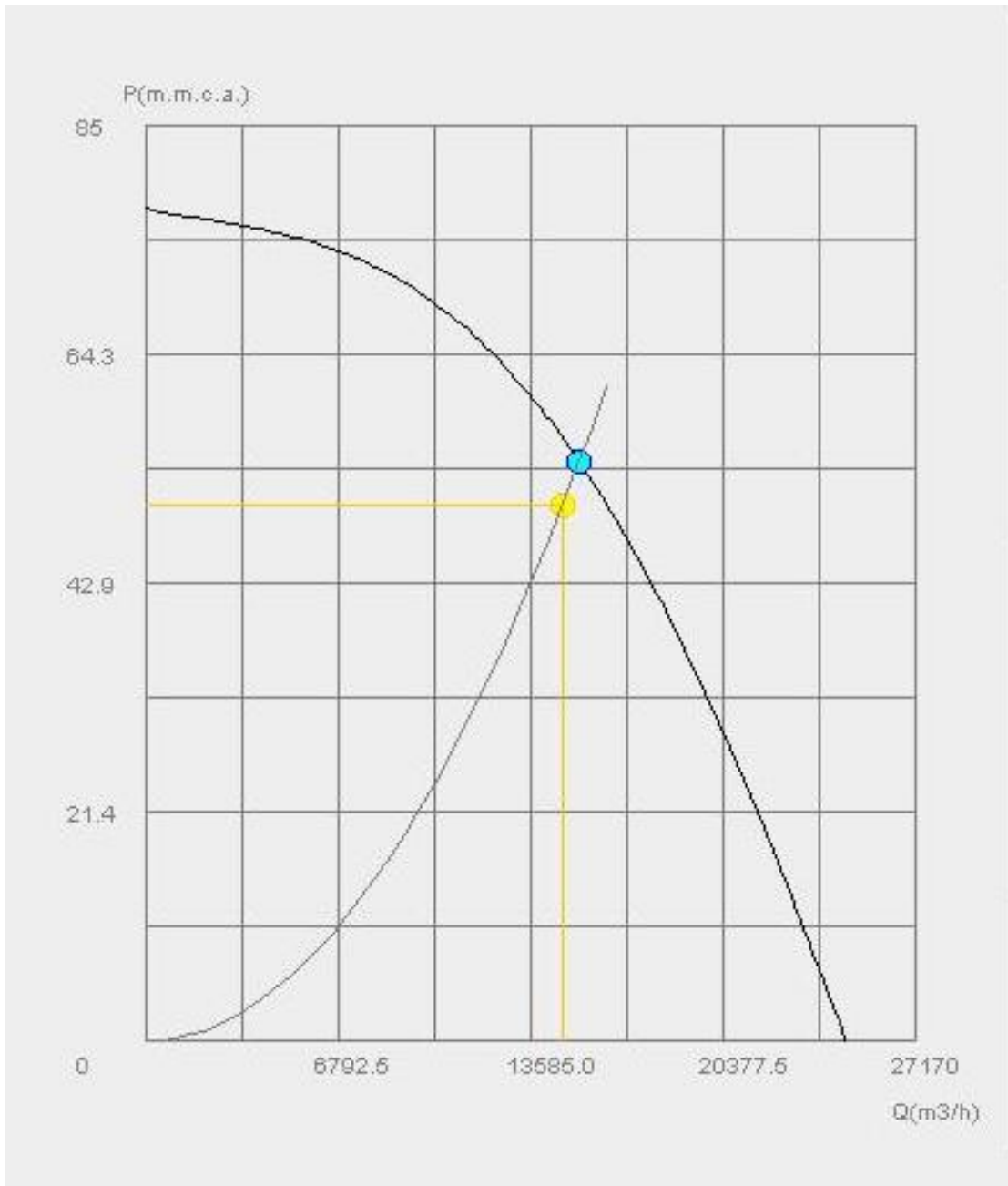
| R.P.M. | max. 230 V(A) | max. 400 V(A) | max.650 V(A) | Potencia (Kw) | Caudal | NPS (dB(A)) | Peso (Kg) |
|--------|---------------|---------------|--------------|---------------|--------|-------------|-----------|
| 295    | 122           | 100           | 80           | 2             | 24000  | 50          | 100,0     |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

• Dimensiones en mm :



| A      | D   | F      | G      | H   | I    |
|--------|-----|--------|--------|-----|------|
| 1000.0 | 710 | 1220.0 | 1100.0 | 250 | 14.0 |

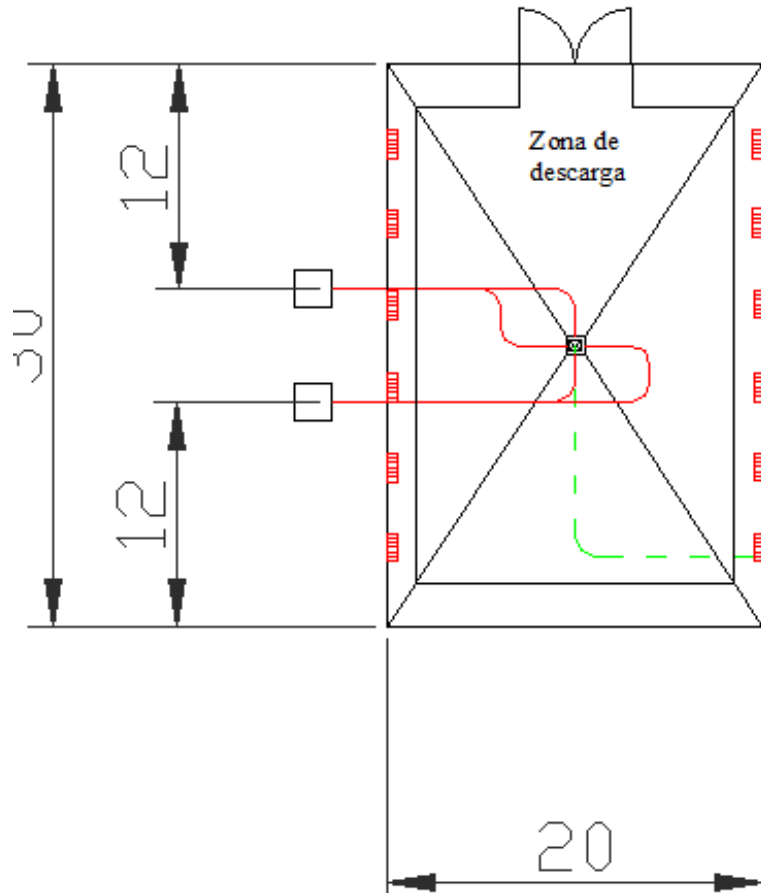
**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

Punto de diseño:  $Q = 14700 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 502 \text{ Pa}$ .

Punto de servicio:  $Q = 14230.2 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 536 \text{ Pa}$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

La distribución de las líneas en la zona de descarga queda:



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 5.3 Ventilación general zona de molinos.

Tenemos que evacuar con la ventilación general de nuestra fábrica tanto el caudal impulsado en el sótano como el caudal que es necesario renovar por hora en la zona de transporte y de los molinos.

Para la zona de los molinos tomaremos el valor de fábrica general ya que no habrá impurezas suspendidas extra debido al proceso de molienda, estos están encapsulados.

El volumen de las estancias que estamos tratando es:

- Sótano:  $V_{sotano} = 3.5 \cdot 20 \cdot 30 = 2100 \text{ m}^3$ .
- Molinos:  $V_{molinos} = 7 \cdot 15 \cdot 15 = 1575 \text{ m}^3$ .
- Transporte:  $V_{transporte} = 3.5 \cdot 15 \cdot 15 = 787.5 \text{ m}^3$ .
- Total:  $V_{total} = 4462.5 \text{ m}^3$

Como para fábricas en general tenemos NRH igual a 5 pero para el sótano al ser un espacio cerrado donde se produce la descarga desde la zona de limpieza a la cinta transportadora tomaremos un NRH de 7, necesitaremos un caudal de:

$$Q = 5 \cdot (1575 + 787.5) + 7 \cdot 2100 = 26512.5 \text{ m}^3/h = 7.3646 \text{ m}^3/s$$

Sin embargo, parte de este aire es aspirado por la zona de descarga para su ventilación a través de unas rejillas situadas para tal efecto.

En este caso, son seis las rejillas que toman aire de la zona general y lo llevan a la zona de descarga. Con las rejillas seleccionadas para la zona de descarga.

$$Q_{rejilla,descarga} = 1685 \text{ m}^3/h$$

$$Q_{tot,rejilla,descarga} = 6 \cdot 1685 = 10110 \text{ m}^3/h$$

Por tanto, el caudal que tienen que evacuar los ventiladores de la zona general es:

$$Q_{vent} = 26512.5 - 10110 = 16402.5 \text{ m}^3/h$$

Tenemos que tener en cuenta que la renovación del sótano se realiza mediante una línea de impulsión que aporta un caudal de:

$$Q_{impulsión,sotano} = 2 \cdot 2.042 = 4.084 \text{ m}^3/s = 14720.4 \text{ m}^3/h$$

Necesitamos colocar rejillas en la parte baja de las paredes de la zona general para que aspiren del exterior:

$$Q_{rejillas} = 26512.5 - 14720.4 = 11792.1 \text{ m}^3/h$$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Colocaremos diez rejillas de aspiración cada una de ellas tomará  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$  de aire. Seis rejillas irán en la pared exterior bajo el altillo y cuatro en la pared opuesta, dos a cada lado de la puerda de carga, obteniendo así un flujo óptimo hacia el ventilador. Vamos a colocar rejillas de la serie RH de dimensiones  $900 \times 200 \text{ mm}$ . Sus características para  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$  de caudal son:

- $V_{\text{ef}} = 4.5 \text{ m/s}$ .
- $\Delta P = 14 \text{ Pa}$ .

Justo antes del ventilador colocaremos un filtro de partículas que provocará una pérdida de carga de  $250 \text{ Pa}$ .

La pérdida de carga provocada por las diez rejillas será de aproximadamente  $140 \text{ Pa}$ .

El ventilador debe crear una depresión de:

$$\Delta P = 250 + 140 = 390 \text{ Pa}$$

El punto de diseño del ventilador de techo será:

$$Q = 16402.5 \text{ m}^3/\text{h} \text{ y } \Delta P = 390 \text{ Pa}$$

Escogemos el CHT – 630 6/12T, adjuntamos la hoja de características:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### Extractores centrífugos de tejado 400°C/2h

▪ Características constructivas:



Extractores centrífugos de tejado 400°C/2h, con salida de aire horizontal

Ventilador:

- Base soporte en chapa de acero
- Turbina con álabes a reacción, en chapa de acero
- Rejilla de protección antipájaros
- Sombrete deflector antiluvia en chapa de acero, con protección anticorrosiva

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55, excepto modelos monofásicos, protección IP54, de 1 o 2 velocidades según modelo
- Monofásicos 230V.-50Hz., y trifásicos 230/400V.-50Hz
- Temperatura máxima del aire a transportar : -25°C .+ 120°C.

Acabado:

Anticorrosivo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos



Bajo Demanda:

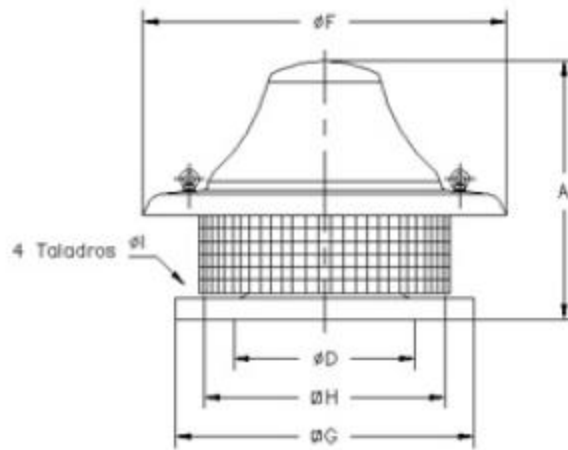
- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Certificación ATEX Categoría 3.
- Homologación según norma EN- 12101-3-2002, con certificación Nº: 0370-CPD-

▪ Características técnicas:

| R.P.M.  | I <sub>max</sub> 230 V(%) | I <sub>max</sub> 400 V(%) | I <sub>max</sub> 690 V(%) | Potencia (KW) | Caudal    | NPS dB (%) | Peso (Kg) |
|---------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------|-----------|------------|-----------|
| 960/470 | 0.0                       | 9.4/3.40                  | 0.0                       | 400/0.75      | 24700/123 | 58/43      | 161.0     |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

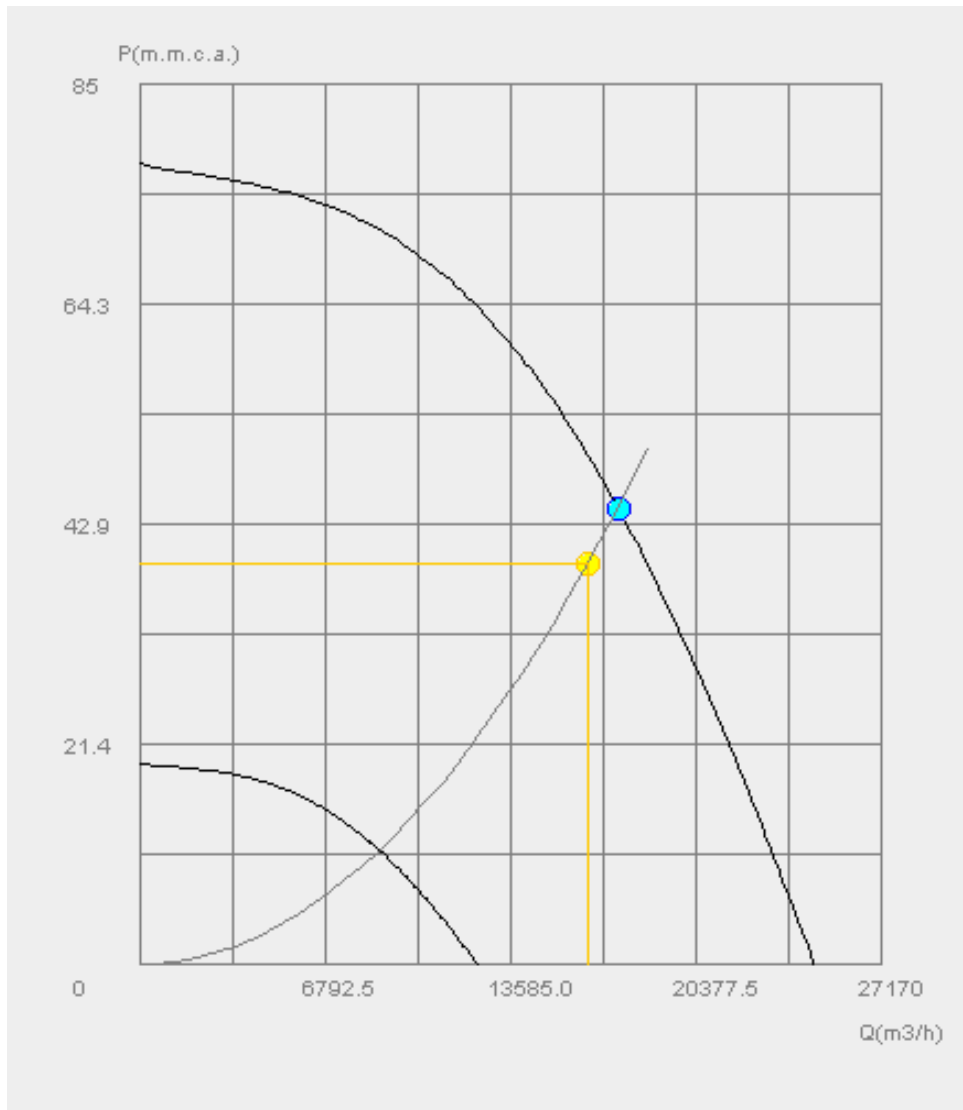
• Dimensiones en mm:



| A      | D   | F      | G      | H   | I    |
|--------|-----|--------|--------|-----|------|
| 1060.0 | 710 | 1326.0 | 1100.0 | 850 | 14.0 |



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

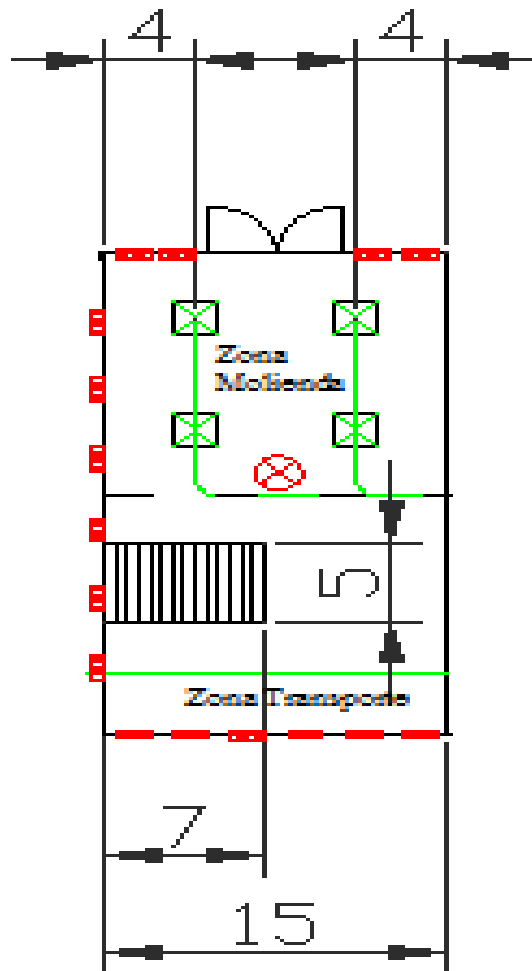


Punto de diseño:  $Q = 16402.5 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 390 \text{ Pa}$ .

Punto de servicio:  $Q = 17509.22 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 444.5 \text{ Pa}$

La distribución final de la

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### **5.4 Extracción localizada en los molinos**

Como se ha comentado en la solución en planta propuesta, cada molino estará encapsulado realizándose sobre él una extracción localizada. En este apartado se dimensionará ésta.

Utilizaremos molinos de la serie 900 del fabricante MPECHICAGO. Es un molino de cuatro rodillos con dos etapas de molienda.

Las 900 series Granulizers de IMD tienen típicamente una a cuatro secciones vertical-apiladas del rodillo. Cada sección del rodillo contiene la combinación óptima de dientes del rodillo, de velocidades del rodillo y de boquete del rodillo para maximizar su producción de producto.



Especificaciones de la máquina:

- Diámetro del rodillo: 8 pulgadas
- Longitudes de rodillo: 40, 30 y 8 pulgadas
- Tamaños de la rutina de la blanco: acoplamiento 4 – 325
- Gamas de la capacidad: 500 - 10.000 Kg/hr (dependiendo de

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

densidad del producto y de tamaño final de la rutina)

Las características incluyen:

- Ajuste automático del boquete del rodillo
- Indicación del boquete del rodillo de Digitaces
- El motor individual conduce (IMD) (el HP 5 - 15 por la sección)
- Control variable de la alimentación de la velocidad

Las dimensiones son adecuadas al tamaño proyectado para ello, la estructura permitiría montarlo en altura.

El tamaño máximo del molino es de 2x2, la capsula tiene esas dimensiones más un metro más en anchura donde con una inclinación de  $56^\circ$  se colocará la campana extractora. Al dimensionar la campana se ha optado por que ésta no sea de ancha como toda la profundidad de la cabina sino que se ha limitado a 1 metro.

Así pues el Área de la campana es:

$$A_{campana} = 1.8 \cdot 1 = 1.8 \text{ m}^2$$

Es de necesario comentario que tendremos dos líneas de aspiración paralelas e idénticas. La línea comenzará en un molino fino, subirá uniéndose la aspiración del molino grueso de encima, uniéndose esta línea a la que sube de otro molino fino y grueso, finalmente atravesando el techo pasando por un filtro, el ventilador y un ciclón de donde se extraerá el polvo de harina aspirado.

La velocidad de captación en la campana recomendada para captar el polvo que se produce en la molienda pero no aspirar la harina es de  $0.9 \text{ m/s}$ . Con estas restricciones de velocidad y área podemos calcular el volumen de aire necesario:

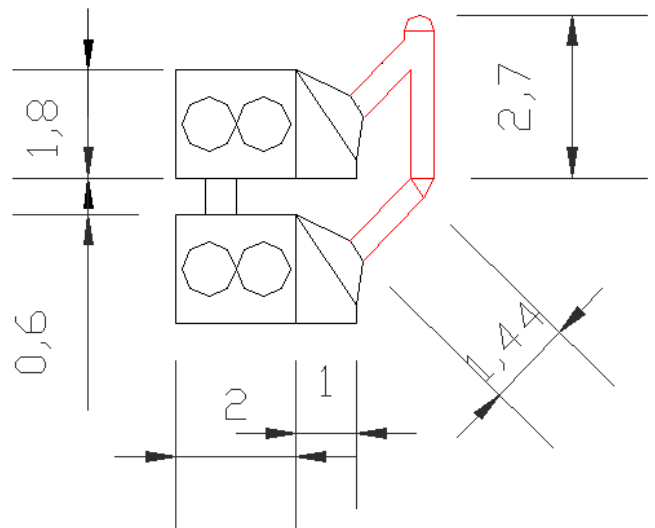
$$Q = 1.8 \cdot 0.9 = 1.62 \text{ m}^3/\text{s} = 5832 \text{ m}^3/\text{h}$$

Colocaremos seis rejillas de caudal nominal  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$  para aspirar

este caudal al interior de la campana serán de la serie R de dimensiones  $900 \times 200$ , sus características son:

- Velocidad efectiva  $4.5 \text{ m/s}$ .
- Pérdida de carga: 14 Pa

La velocidad de transporte en el conducto para harina (esta es una aproximación válida ya que lo que transportamos es polvo de harina es de entre  $12$  y  $15 \text{ m/s}$ , elegiremos un valor intermedio de  $13 \text{ m/s}$ . El área del conducto será:



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{1.62}{13} = 0.1246 \text{ m}^2 \rightarrow D = 0.39832 \text{ m}$$

Este será el diámetro de nuestra conducción puesto que vamos a utilizar conductos circulares.

Vamos a calcular el resto de caudales mediante el método de fricción constante. Nos serviremos de que en todas las cabinas se aspira el mismo caudal, por tanto en el primer punto de unión se doblará el caudal y en el segundo se cuadruplicará:

$$D_i = D_o \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_o}\right)^{2/5}$$

| Tramo | q (m <sup>3</sup> /h) | Q (m3/s) | D (m)  | D normalizado (m) |
|-------|-----------------------|----------|--------|-------------------|
| 1     | 5832,0000             | 1,6200   | 0,3983 | 0,4               |
| 2     | 11664,0000            | 3,2400   | 0,5256 | 0,5               |
| 3     | 23328,0000            | 6,4800   | 0,6935 | 0,71              |

Para las pérdidas por unidad de longitud tomaremos la aproximación para alta velocidad, 5 Pa/m.

Tenemos ahora que equilibrar la red de aspiración, para ello calculamos las pérdidas hasta el punto A, que es la primera bifurcación.

Si partimos desde la campana inferior tenemos:

- Pérdida de carga en la campana:
- $\Delta P = \frac{1}{2} \cdot k_{campana} \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.25 \cdot 1.2 \cdot 13^2 = 25.35 \text{ Pa}$
- Pérdida por las rejillas de aspiración a la cabina:

$$\Delta P = 6 \cdot 14 = 84 \text{ Pa}$$

- Pérdidas en tubería hasta el codo de 150°:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.22 \cdot 1.2 \cdot v^2 = 0.132 \cdot v^2 \text{ Pa}$$

- Pérdidas en la bifurcación a 30 °:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.18 \cdot 1.2 \cdot v^2 = 0.108 \cdot v^2 \text{ Pa}$$

- Perdidas en tramo recto de 1.5 m:

$$\Delta P = 5 \cdot 1.5 = 7.5 \text{ Pa}$$

- Perdidas en tramo recto de 2.4 m:

$$\Delta P = 5 \cdot 2.4 = 12 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta el punto A serán para la velocidad de transporte de 13 m/s:

$$\Delta P_A = 25.35 + 0.132 \cdot 13^2 + 0.108 \cdot 13^2 + 7.5 + 12 + 84 = 169.41 \text{ Pa}$$

Si llegamos al mismo punto desde el molino grueso:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- Pérdida de carga en la campana:
- $\Delta P = \frac{1}{2} \cdot k_{campana} \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.25 \cdot 1.2 \cdot 13^2 = 25.35 Pa$
- Pérdida por las rejillas de aspiración a la cabina:

$$\Delta P = 6 \cdot 14 = 84 Pa$$

- Pérdidas en la bifurcación a 30 °:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.18 \cdot 1.2 \cdot v^2 = 0.108 \cdot v^2 Pa$$

- Pérdidas en tramo recto de 1.5 m:

$$\Delta P = 5 \cdot 1.5 = 7.5 Pa$$

Igualamos las pérdidas y vemos si la velocidad de transporte en este tramo es adecuada:

$$169.41 = 25.35 + 84 + 0.108 \cdot v^2 + 7.5 \rightarrow v = 22.06 m/s \rightarrow Q_{real} = 2.75 m^3/s$$

Estoy aspirando mas caudal del que necesito tendré que o modificar el tubo manteniendo una velocidad de transporte de 22 m/s o introducir un elemento que me produzca una pérdida de carga adicional. La primera opción no es válida porque el valor de 22 m/s esta fuera del rango de velocidades recomendado. Por tanto introduciré un registro, la pérdida de carga que tiene q aportar es:

$$\Delta P = 169.41 - 135.102 = 34.302 Pa \rightarrow k = 0.35 para registro a 35^\circ$$

Ahora la velocidad y caudal real en la aspiración del molino grueso será:

$$v = 12.87 m/s y Q = 1.61 m^3/s$$

Quedando ambos tramos alineados.

Ahora tenemos que calcular el paralelo de estas dos líneas para equilibrar la red en el punto B que es dónde se unen las aspiraciones de los dos grupos molino grueso – molino fino.

$$\frac{1}{\Delta P_{eq}} = \frac{1}{\Delta P_{A,grueso}} + \frac{1}{\Delta P_{A,fino}} = \frac{1}{170.6} + \frac{1}{169.41} \rightarrow \Delta P_{eq} = 85 Pa$$

Las pérdidas hasta B, del grupo de molinos más alejado serán:

- Pérdida equivalente:

$$\Delta P_{eq} = 85 Pa$$

- Pérdida en el codo de 4 piezas:

$$\Delta P_{codo 90^\circ} = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 0.4 \cdot 1.2 \cdot v^2$$

- Pérdida lineal en 7 metros:

$$\Delta P = 5 \cdot 7 = 35 Pa$$

- Pérdidas en la bifurcación a 90 °:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot v^2 = 0.6 \cdot v^2 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta ese punto ascienden a:

$$\Delta P_A = 85 + 0.24 \cdot 13^2 + 0.6 \cdot 13^2 + 35 = 261.97 \text{ Pa}$$

Si llegamos a este punto desde los molinos situados bajo la bifurcación:

- Pérdida equivalente:

$$\Delta P_{eq} = 85 \text{ Pa}$$

- Pérdidas en la bifurcación a 90 °:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \rho \cdot v^2 = 0.5 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot v^2 = 0.6 \cdot v^2 \text{ Pa}$$

Igualamos las pérdidas y vemos si la velocidad de transporte en este tramo es adecuada:

$$261.97 = 85 + 0.6 \cdot v^2 \rightarrow v = 17.2 \text{ m/s} \rightarrow Q_{\text{real}} = 2.14 \text{ m}^3/\text{s}$$

Estoy aspirando mas caudal del que necesito tendré que o modificar el tubo manteniendo una velocidad de transporte de 17.2 m/s o introducir un elemento que me produzca una pérdida de carga adicional. La primera opción no es válida porque el valor de 17.2 m/s esta fuera del rango de velocidades recomendado. Por tanto introduciré un registro, la pérdida de carga que tiene q aportar es:

$$\Delta P = 261.97 - 186.4 = 75.57 \text{ Pa} \rightarrow k = 0.745 \text{ para registro a } 12^\circ$$

Ahora la velocidad y caudal real en la aspiración del molino grueso será:

$$v = 12.98 \text{ m/s y } Q = 1.617 \text{ m}^3/\text{s}$$

Quedando ambos tramos alineados.

Nos queda ahora calcular las pérdidas para el codo que hace la conducción suba, pues el ventilador está en el techo:

$$\Delta P_{\text{total}} = \left( \frac{1}{\frac{1}{261.97} + \frac{1}{262.45}} \right) + \frac{1}{2} \cdot 1.2 \cdot 0.4 \cdot 13^2 = 171.66 \text{ Pa}$$

No vamos a colocar ningún filtro antes del ventilador, colocaremos aguas abajo del ventilador un sistema de recogida de polvo formado por un ciclón y un filtro de partículas.

Tenemos que, por último, escoger el ventilador que se adapte a nuestras necesidades de:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$Q = 5832 \text{ m}^3/\text{h} \text{ y } \Delta P = 171.66 \text{ Pa}$$

El ventilador elegido, del fabricante SODECA, es el CMR-1650-6T, cuya hoja de características es:

### Ventiladores centrífugos de media presión y gran robustez, equipados con turbina a reacción

#### Características constructivas:



Ventiladores centrífugos de media presión y simple aspiración, de gran robustez, equipados con turbina con álabes hacia atrás

#### Ventilador:

- Envolverte en chapa de acero
- Turbina con álabes a reacción, en chapa de acero de gran robustez

#### Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55
- Trifásicos 230/400V.-50 Hz (hasta 5,5 CV) y 400/690V.-50 Hz (potencias superiores a 5,5 CV)
- Temperatura máxima del aire a transportar : -20°C.+ 120°C.

#### Acabado:

Anticorrosivo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos



#### Bajo Demanda:

- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Ventilador preparado para transportar aire hasta 250°C.
- Ventilador en acero inoxidable
- Certificación ATEX Categoría 2 ( ver serie CMR/ATEX)

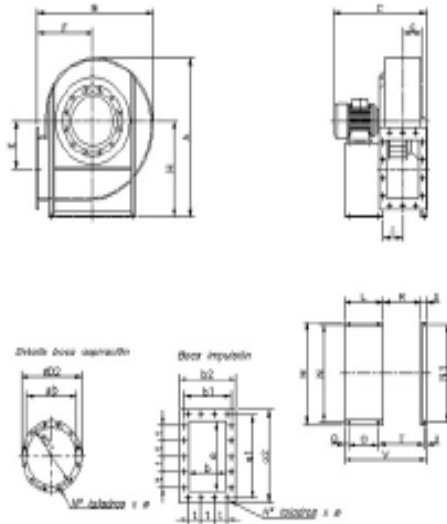
#### Características técnicas:

| R.P.M. | Imax 230 V(A) | Imax 400 V(A) | Imax 690 V(A) | Potencia (Hw) | Caudal | N PS dB(A) | Peso (Kg) |
|--------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------|------------|-----------|
| 970    | 3,91          | 2,26          | 0,0           | 0,75          | 7+10   | 6+         | 11+0      |



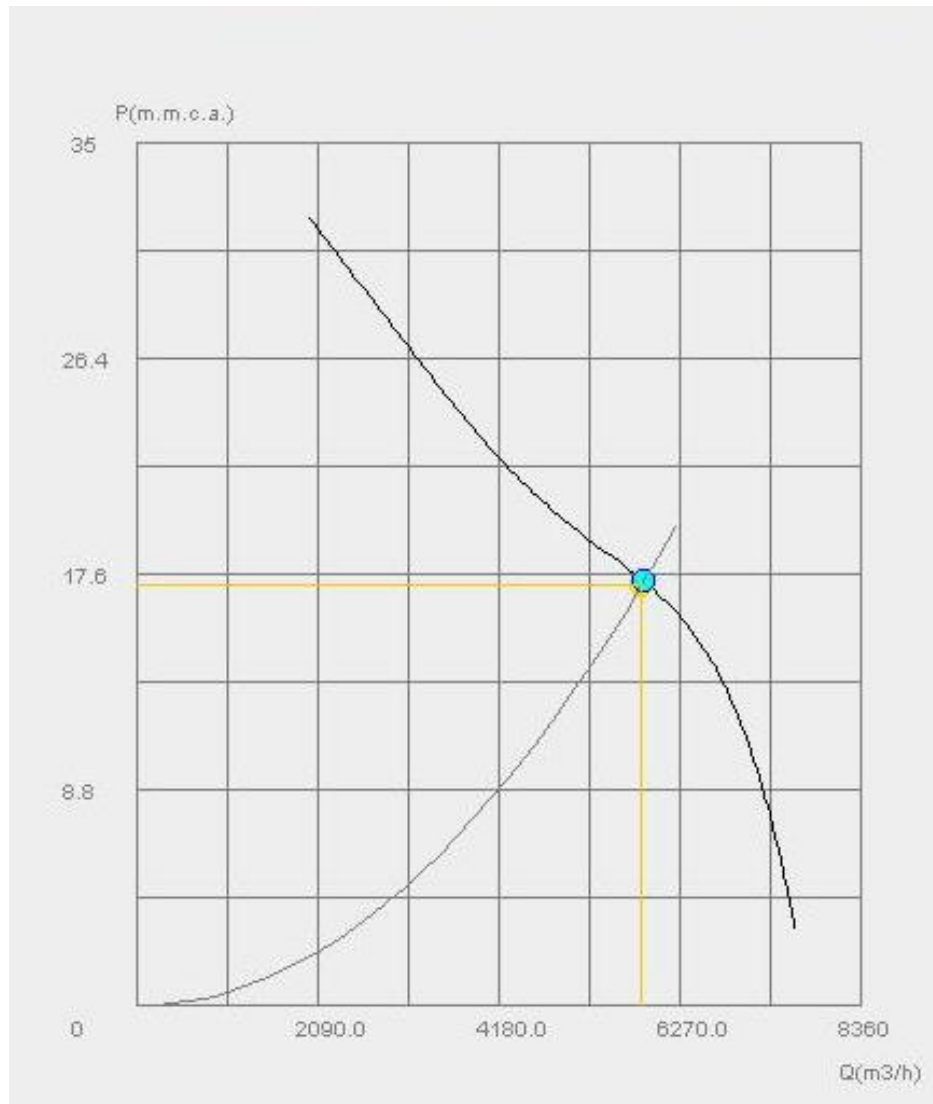
## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

▪ Dimensiones en mm:



| A     | B     | C     | D1   | D E   | D E1  | D E2  | E     | F     |
|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 832.0 | 970.0 | 686.0 | 900  | 582.0 | 596.0 | M,10  | 375.0 | 457.0 |
| G     | H     | I     | J    | J1    | J2    | K     | K2    | KE1   |
| 378.0 | 552.0 | 480.0 | 550  | 87.5  | 550   | 400.0 | 450.0 | 100   |
| L     | M     | N     | O 1  | P     | Q     | R     | k     |       |
| 500.0 | 445.0 | 45.0  | 13.0 | 742.0 | 880.0 | 20.0  | 125   |       |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

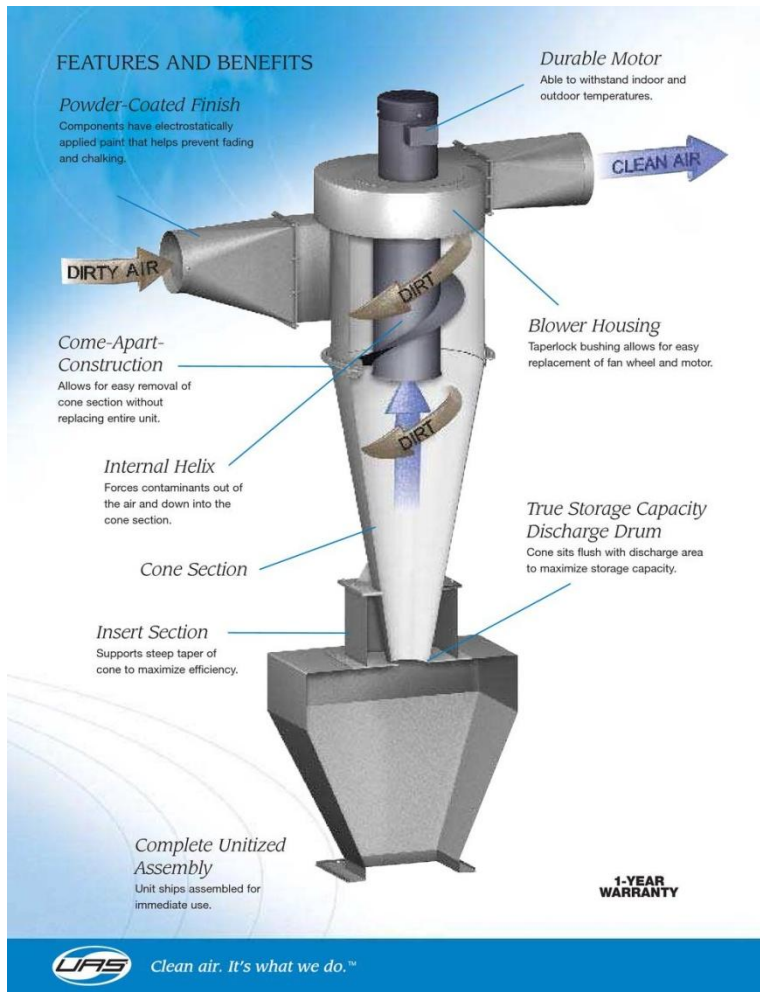


Punto de diseño:  $Q = 5832 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 171.66 \text{ Pa}$ .

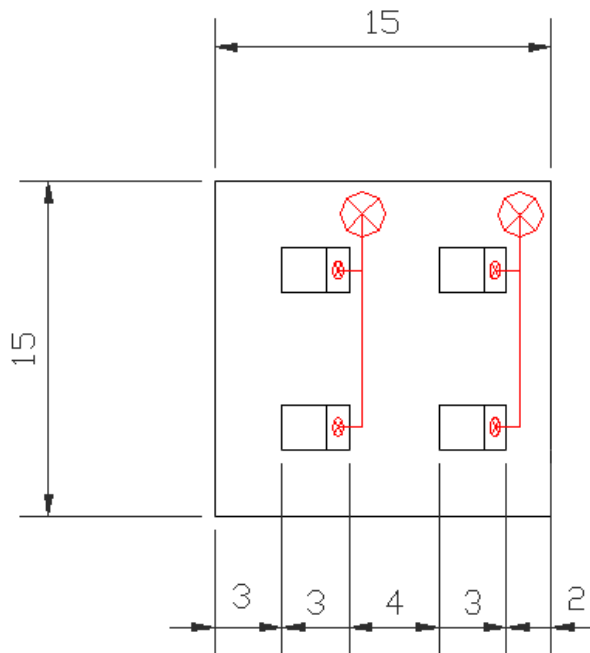
Punto de servicio  $Q = 5855.45 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 173 \text{ Pa}$ .

El ventilador ha sido diseñado para soportar el paso del polvo de harina a través de él, tras su paso instalaremos un ciclón con sistema de extracción de depósitos en la parte inferior, colocando finalmente un filtro en la impulsión de aire a la atmósfera para que éste no llegue al medio ambiente con partículas de polvo suspendidas.

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**



La distribución de las líneas entre los molinos será:



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 5.5 Zona de secado.

Comenzaremos partiendo de los datos de humedad del arroz, tenemos que:

- $W_{\text{inicial}}=21-22\%$ .
- $W_{\text{final}}=12-14\%$ .

Vamos a plantear un secado continuo, la temperatura para realizar un secado de este tipo debe ser del orden de 40-50°C (también hay sistemas de secado por etapas, de mayor rendimiento pero que necesitan de 2 a 12 horas de descanso entre etapa y etapa pudiendo realizar hasta 3 etapas).

En la bibliografía sobre el secado de semillas se ha encontrado la siguiente tabla que relaciona la temperatura de secado y la disminución de la humedad por hora de proceso.

|        |                            |
|--------|----------------------------|
| T=30°C | Disminución de 0.5% $w/h$  |
| T=45°C | Disminución de 1.01% $w/h$ |
| T=60°C | Disminución de 1.49% $w/h$ |
| T=70°C | Disminución de 1.92% $w/h$ |

En un planteamiento inicial, vamos a realizar el secado con aire caliente obtenido mediante placas solares, utilizaremos T=45 °C.

Con un descenso de humedad del 1% por hora y sabiendo que tenemos que reducir la humedad del grano un 10 % (en el caso más desfavorable pasaríamos de un 22 % a un 12 %) necesitaremos 10 horas de secado. Como no podemos secar en el sistema de distribución necesitamos un secado estático.

Tomando como referencia una producción de harina de 20 tn diarias en el periodo de máxima producción (vemos que los valores de las fábricas en continuo varían entre 10 tn diarias y 1000 tn diarias). Utilizaremos el valor de densidad de la semilla de trigo.

$$\rho_{\text{trigo}} = 800 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Nos queda, pues, por conocer la altura que el trigo puede alcanzar en las bandejas de secado, esta magnitud es 10 cm.

Por tanto , tomando bandejas de 2.25 x 2.25 x 0.1 m, necesitaremos:

$$m_{\text{trigo por bandeja}} = 0.50625 \cdot 800 = 405 \text{ kg}$$

$$n_{\text{bandejas}} = \frac{20}{0.405} = 49,38 \text{ bandejas} \approx 50 \text{ bandejas}$$

Tomaremos un valor de 78 bandejas para que sean divisibles en seis líneas.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

La necesidad de espacio en plano por tanto será:

$$S = 75 \cdot 2.25 \cdot 2.25 = 395 \text{ m}^2$$

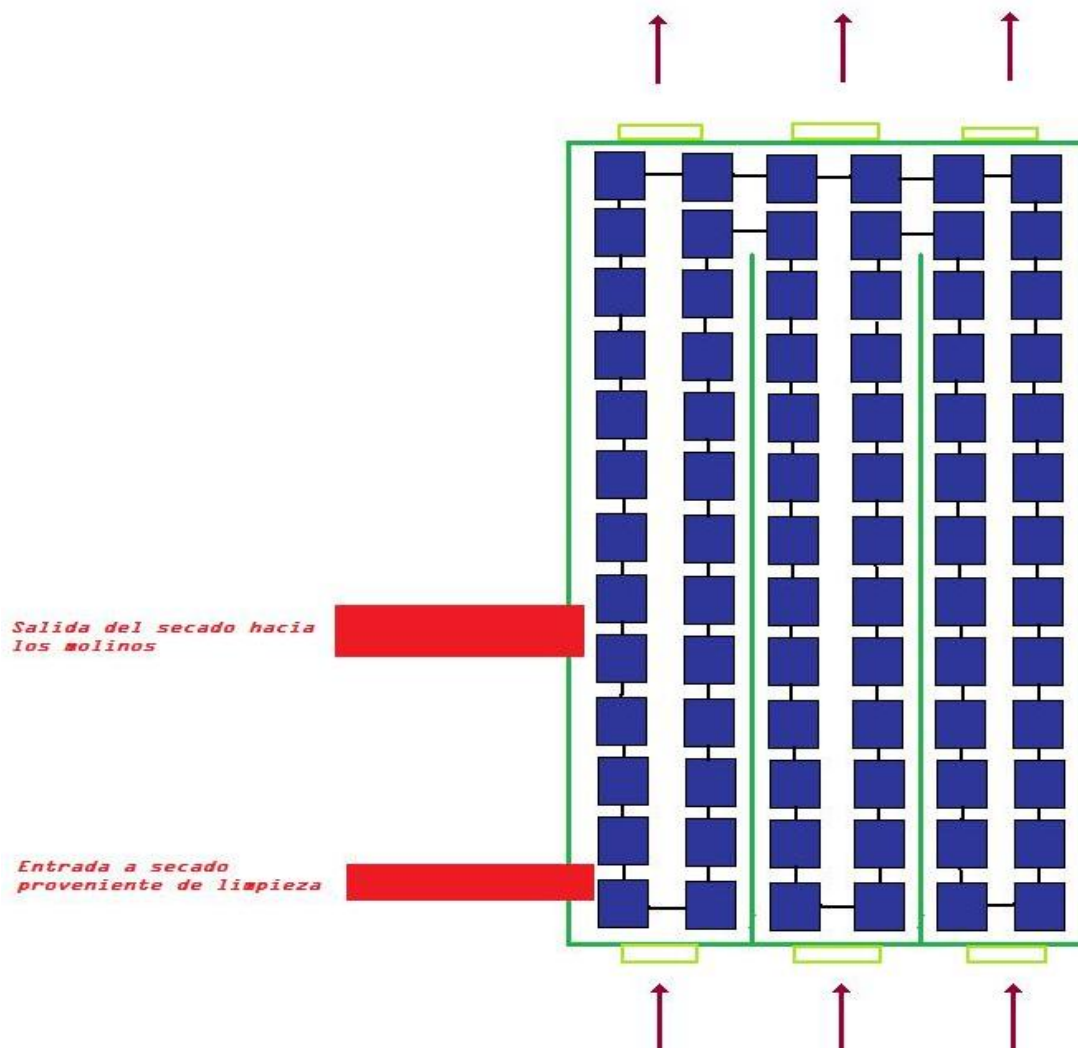
Con una masa total de trigo:

$$m_{total} = 31.59 \text{ tn}$$

Como tenemos tres metros de altura tenemos espacio suficiente para que se insuffle el aire caliente por abajo, atravesese la bandeja y terminar el recorrido ser recogido por arriba.

Tenemos que ajustar el número de bandejas para conseguir seis líneas, de forma que tengamos tres entradas de aire y formemos tres carriles por nivel por los que circule el aire caliente. La configuración adoptada sería seis líneas de trece bandejas cada una.

La distribución de las bandejas se ha realizado con la intención de independizar el secado en tres líneas de 2x13 bandejas cada una. Esto nos permite poseer una producción flexible. Teniendo en cuenta que una de las posibilidades de producción es trabajar bajo demanda, tener esta flexibilidad será muy beneficioso económicamente, ya que nos permitirá ahorrar en recursos y energía cuando nuestra fábrica trabaje por debajo de su producción máxima. Como ya hemos comentado la producción máxima está en torno a las 30 Tn, por lo que al tener tres líneas iguales, podremos satisfacer demandas de 10, 20 y 30 Tn.



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

En principio necesitaremos aportación de aire caliente 10 horas al día. En esta zona, no tendremos problemas prácticamente en todo el año, aunque puede ser que en invierno, debido a que hace menos sol, el aire es más frío (necesitaremos más calentamiento y por tanto más energía para llevarlo a los 45 °C requeridos para el secado) y tenemos menos horas de sol, es posible que necesitemos un sistema de calentamiento auxiliar constituido por una caldera y un acumulador de agua caliente.

Vamos a calcular, a continuación, la instalación solar.

La temperatura del aire es:

$$T_{media,aire} (Cartagena) = 20^{\circ}C$$

$$T_{minima} (Enero) = 12^{\circ}C$$

$$T_{máxima} (Agosto) = 28^{\circ}C$$

La temperatura del agua es:

$$T_{media,agua} = 20^{\circ}C$$

La consideraremos estable a lo largo del año.

Con placas solares podríamos conseguir temperaturas del agua superiores a 100°C, pero esto es en condiciones de óptimo rendimiento. Por seguridad, tomaremos una temperatura que ronde los 80°C a la salida. Tomaremos como temperatura a la salida del intercambiador aire agua unos 70°C.

Experiencias previas en secaderos determinan que se necesitan aproximadamente  $Q_{aire} = 135 \text{ m}^3/h$  por cada  $\text{m}^3$  de grano. Como cada salida tendrá que calentar  $13 \cdot 2 = 26$  bandejas, el caudal de cada salida será:

$$m_{trigo,salida \text{ de aire}} = 405 \cdot 26 = 10530 \text{ kg}$$

$$\dot{Q}_{aire,salida} = \frac{m_{trigo,s}}{\rho_{trigo}} \cdot q_{aire} = \frac{10530}{800} \cdot \frac{135}{3600} = 0,5 \text{ m}^3 \text{ aire/s} = 1800 \text{ m}^3 \text{ aire/h}$$

Como tenemos tres salidas, el caudal total de aire será:

$$Q_{total,aire} = 3 \cdot 0,5 = 1,5 \text{ m}^3 \text{ de aire/s} = 5400 \text{ m}^3 \text{ de aire/h}$$

Calculamos ahora el caudal de agua necesario:

$$\dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{e,agua} - T_{s,agua}) = \dot{m}_{arie} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{s,aire} - T_{e,aire})$$

$$\dot{Q}_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{e,agua} - T_{s,agua}) = \dot{Q}_{aire} \cdot \rho_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{s,aire} - T_{e,aire})$$

Siendo:

$$- \rho_{agua} = 998 \text{ kg/m}^3$$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- $c_{p,agua} = 4,18 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$
- $\rho_{aire} = 1,2254 \text{ kg}/\text{m}^3$
- $c_{p,aire} = 1,012 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$

Lo calcularemos en las condiciones más desfavorables, en invierno,  $T_{aire}=12 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$\dot{Q}_{agua} \cdot 998 \cdot 4.18 \cdot (80 - 70) = 1.5 \cdot 1.012 \cdot 1.2254 \cdot (45 - 12)$$

$$\dot{Q}_{agua} = 1.47 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 5.3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para placas de  $2 \times 1 \text{ m}^2$ , tenemos un trasiego de agua de  $120 \text{ l}/\text{h} \cdot \text{m}^2$  por placa:

$$\dot{q}_{placa} = 240 \text{ l}/\text{h} = 0.24 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por tanto, para trasegar todo el caudal de agua necesario necesitaremos:

$$n_{placas} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{\dot{q}_{placa}} = 23 \text{ placas} \rightarrow 24 \text{ placas (8 por salida)}$$

El espacio que ocupan las placas es:

$$A_{placas} = 24 \cdot 2 = 48 \text{ m}^2 \ll 1500 \text{ m}^2 \text{ disponibles en el techo}$$

El número de placas es aceptable tecnológicamente. Como vamos a aplicar un precalentamiento (desconocemos la temperatura del aire a la salida) y pondremos además una caldera para realizar un calentamiento alternativo. Hay que considerar que tenemos 24 placas para el caso de diferencia de temperatura más extremas y sin contar con el precalentamiento. Se instalará un sistema de regulación y medida que mantendrá las condiciones óptimas según el volumen de secado y las condiciones exteriores.

A modo explicativo, se han conectado directamente el agua procedente de las placas a los intercambiadores aire-agua. En la realidad, deberíamos colocar un depósito para poder almacenar el agua caliente procedente de dichas placas. Esto permitiría almacenar agua a temperaturas superiores a los  $80^\circ\text{C}$  (hay que señalar que con un sistema de placas el agua puede alcanzar temperaturas cercanas a los  $110^\circ\text{C}$  con bastante facilidad en esta zona) consiguiendo un mayor aprovechamiento energético cuando las condiciones sean idóneas. Además, debido a nuestra producción flexible, no siempre tendremos las tres líneas de calentamiento funcionando simultáneamente, por lo que, sin el depósito estaríamos tirando agua innecesariamente. Esta agua sobrante procedente de las placas y almacenada en el depósito puede utilizarse con otros propósitos, como agua biosanitaria o como parte de un sistema de climatización.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Tomaremos una velocidad del aire en el secado de  $5 \text{ m/s}$ , ya que cada columna de aire tiene que intentar llegar hasta el final del secadero (30 m) pero por otro lado no queremos que se produzca una gran dispersión de grano.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.5}{5} = 0.1 \text{ m}^2 \text{ siendo el caudal para cada salida } Q = 0.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

Se realizará la instalación con conductos de sección circular. Tenemos que tener en cuenta que colocaremos una tobera esférica de inyección (SERIE T).

Tomaremos una tubería DN 350, con una tobera de 14" (0.355 m).

Para un caudal de  $Q = 0.5 \text{ m}^3/\text{s} = 1800 \text{ m}^3/\text{h}$  tendremos:

- $\Delta P_{tobera} = 120 \text{ Pa}$ .
- $X(\text{alcance}) > 30 \text{ m}$  siendo la velocidad residual  $0.5 \text{ m/s}$ .



Para el cálculo de las pérdidas, analizaremos el caso más desfavorable: línea de calentamiento 3, donde la longitud es mayor:

$$L_3 = 6.9 + 15 + 1 = 22.9 \text{ m}$$

| SECADERO | CAUDAL | VELOCIDAD | AREA       | De   | REYNOLDS   | LANDA    | k/D       | Re <sup>0,9</sup> |
|----------|--------|-----------|------------|------|------------|----------|-----------|-------------------|
| ENTRADA  | 0,5    | 5         | 0,09621128 | 0,35 | 116666,667 | 0,041312 | 0,0122449 | 36328,8885        |

Hay una diferencia con la línea 1 de 11 metros ( $L_1=11.9 \text{ m}$ ).

Calculamos las pérdidas localizadas en los accesorios:

- $2 \cdot K_{codo} \left( \frac{R}{D} = 1, \text{ codo continuo} \right) = 0.2$
- $K_{tobera} = 120 \text{ Pa}$
- $\Delta P_{L_3} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{aire} \cdot u^2 \left( \frac{L}{D} \cdot \lambda + \sum K \right) + K_{tobera} = 0.5 \cdot 1.22 \cdot 5^2 \cdot \left( \frac{22.9}{0.35} \cdot 0.0413 + 2 \cdot 0.2 \right) + 120 = 167.31 \text{ Pa}$

Tendremos que elegir un ventilador válido para esta línea solucionando así el problema en las otras dos líneas.

Elección del ventilador.



**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

Hemos buscado en los ventiladores para secadero industrial. Vamos a poner tres ventiladores, uno por línea.

$$Q_{\text{ventilador}} = 0.5 \text{ m}^3 \text{ de aire/s} = 1800 \text{ m}^3 \text{ de aire/h}$$

A las pérdidas anteriormente calculadas tenemos que añadirle las pérdidas que se van a producir en el intercambiador aire - agua, se estima que son del orden de 350 Pa.

$$\Delta P = 167.31 + 350 = 517.31 \text{ Pa}$$

Buscando en catalogo de SODECA, encontramos el CB – 1428 – 4T. Su hoja de características es:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### Ventiladores centrífugos de media presión con turbina multipala

#### • Características constructivas:



Ventiladores centrífugos de simple aspiración con turbina multipala

Ventilador:

- Envuelto en el chapa de acero
- Turbina con álabes hecha de bronce, en chapa de acero galvanizado

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP 55, excepto modelos monofásicos protección IP 54
- Motores bob 230V.-50Hz., y trifásicos 230/400V.-50Hz.
- Temperatura máxima de la aire a transportar: -20°C.+120°C.

Acabado:

Airborne tipo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos

Bajo Demanda:

- Bobinados especiales para diferentes tensiones

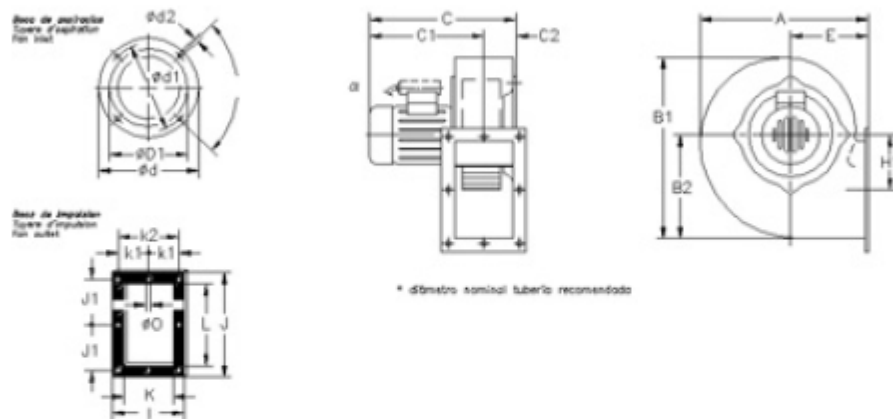


#### • Características técnicas:

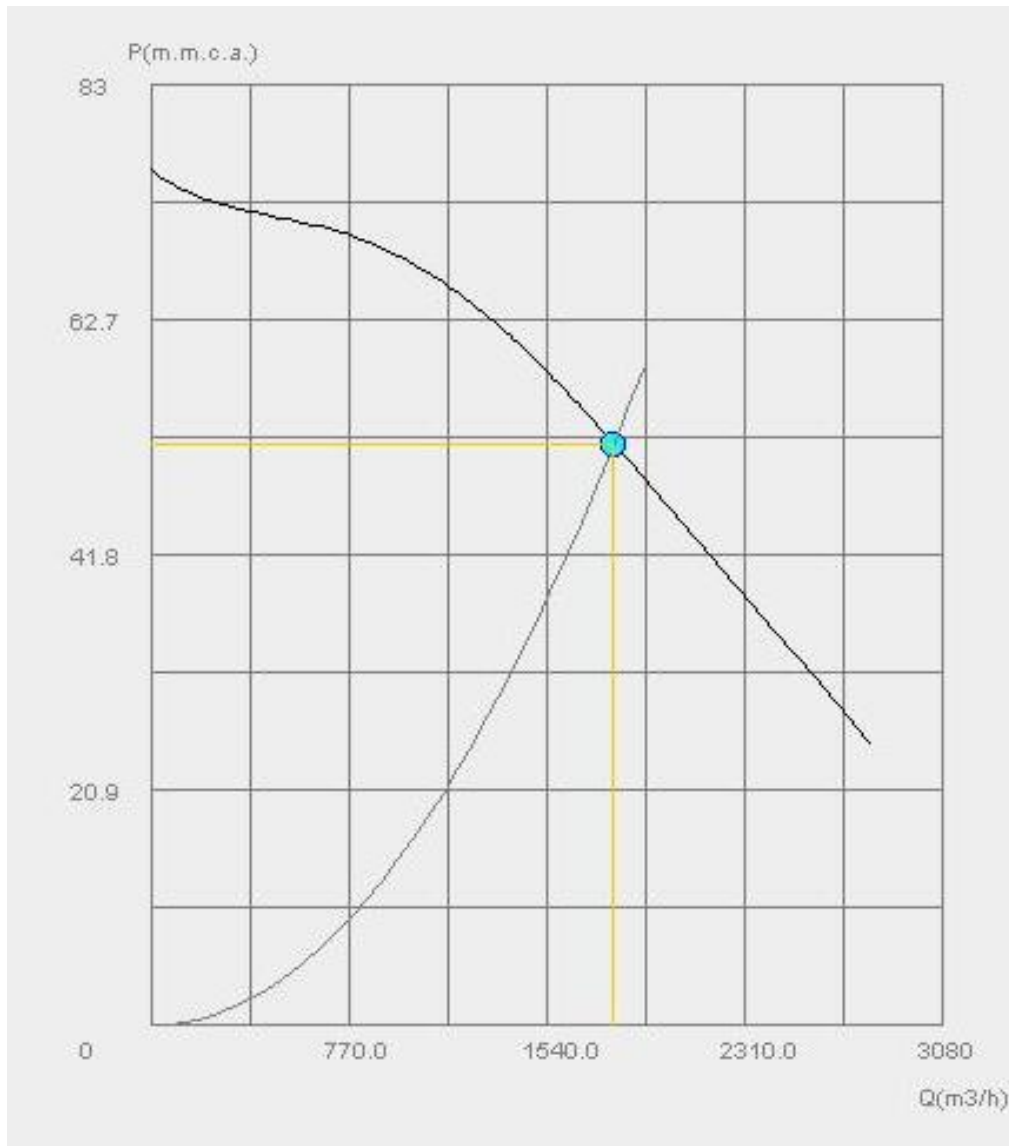
| R.P.M. | max. 230 V(A) | max. 400 V(A) | max. 0,20 V(A) | Potencia (Kw) | Caudal | NPS dB(A) | Peso (Kg) |
|--------|---------------|---------------|----------------|---------------|--------|-----------|-----------|
| 1200   | 0,22          | 1,20          | 0,0            | 0,75          | 2000   | 60        | 11,0      |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- Di dimensiones en mm:



|       |                   |       |       |       |       |       |       |       |
|-------|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| A     | ALFA              | B1    | B2    | C     | C1    | C2    | D1    | DE    |
| 423.0 | 6x60 <sup>a</sup> | 442.0 | 247.0 | 440.0 | 340.0 | 100.0 | 224.0 | 0.0   |
| DE1   | DE2               | E     | H1    | I     | J     | J1    | K     | K1    |
| 294.0 | M,6               | 202.0 | 103.0 | 260.0 | 350.0 | 160.0 | 198.0 | 115.0 |
| K2    | L                 | O     |       |       |       |       |       |       |
| 230   | 286.0             | 9.0   |       |       |       |       |       |       |

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

Punto de diseño:  $Q = 1800 m^3/h$  y  $\Delta P = 517.31 Pa$ .

Punto de servicio  $Q = 1799.56 m^3/h$  y  $\Delta P = 516.7 Pa$ .

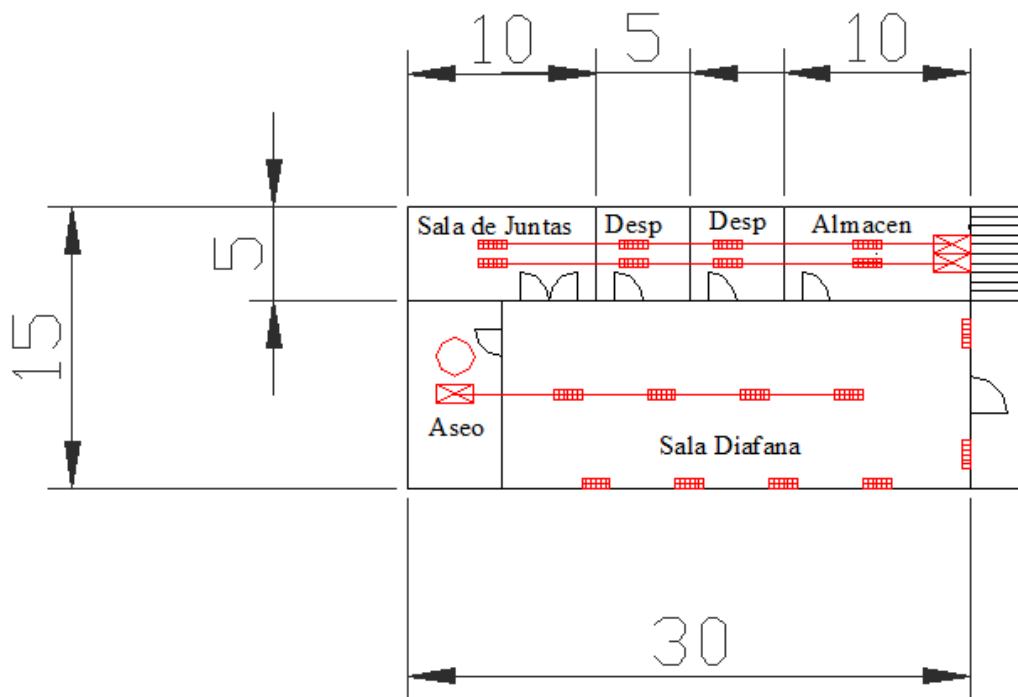
## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### **5.6 Zona de administración y oficinas.**

Esta zona estará situada en un altillo a 3.5 m de la planta baja, se accederá a ella a través de una escalera exterior a la nave. Estará dotada de:

- Dos despachos de 25 m<sup>2</sup>.
- Una sala de juntas de 50 m<sup>2</sup>.
- Una zona diáfana de trabajo de 300 m<sup>2</sup>.
- Aseos de 50 m<sup>2</sup>.
- Almacén de material de oficina de 50 m<sup>2</sup>.

La distribución será la siguiente:



Para la ventilación de esta zona se utilizarán dos redes de conductos y una ventilación general para el aseo.

Una red de conductos irá sobre la zona diáfana de trabajo y sobre el almacén, despachos y sala de juntas irá dos conductos en paralelo, uno de impulsión y otro de retorno.

Los conductos estarán resguardados en un falso techo, siendo observable desde los habitáculos solamente las rejillas instaladas en el techo desmontable.

#### **5.6.1 Zona diáfana y de trabajo.**

Como se ha comentado la zona diáfana estará ventilada por un solo conducto que la atravesará a lo largo. Al estar catalogada como oficina general se estiman las renovaciones necesarias en cinco por hora. El volumen de esta zona es:

$$V = h \cdot S = 3 \cdot 250 = 750 \text{ m}^3$$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Recordamos que es una única zona de trabajo, sin paredes exteriores. El caudal necesario será:

$$Q = 3750 \text{ m}^3/\text{h} = 1.04167 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vamos a colocar cuatro rejillas de impulsión uniformemente distribuidas a lo largo del habitáculo. Por tanto, el caudal por rejilla será:

$$Q_{\text{rejilla}} = 937.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

En lo que respecta a la velocidad máxima por nivel de ruido, elegimos como aplicación “viviendas, iglesias, oficinas”, en los que la velocidad oscila entre 2.5 y 4 m/s, seleccionamos un valor intermedio como 3m/s.

Con lo que tendremos un conducto principal de:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{1.04167}{3} = 0.3472 \text{ m}^2 ; \rightarrow D = 0.665 \text{ m}$$

Comprobamos ahora las pérdidas por unidad de longitud, para ello calculamos el número de Reynolds y la rugosidad relativa y entramos en el diagrama de Moody.

|                   |           |            |            |                                |            |
|-------------------|-----------|------------|------------|--------------------------------|------------|
| <b>Densidad</b>   | 1,2       | <b>Re</b>  | 134455,903 | <b><math>\lambda</math></b>    | 0,01826    |
| <b>Q</b>          | 1         |            |            |                                |            |
| <b>Viscosidad</b> | 0,0000178 |            |            |                                |            |
| <b>D</b>          | 0,665     | <b>K/D</b> | 0,00022556 | <b><math>\Delta P/L</math></b> | 0,14819186 |
| <b>K</b>          | 0,00015   |            |            |                                |            |

Adoptaremos un criterio conservador considerando las pérdidas debidas a la fricción por unidad de longitud aproximadamente 1 Pa/m.

Para calcular las disminuciones de sección en la red de conductos como consecuencia de la disminución del caudal circulante utilizaremos el método de fricción constante.

$$D_i = D_o \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_o}\right)^{2/5}$$

| Tramo    | q (m <sup>3</sup> /h) | Q (m <sup>3</sup> /s) | D (m)  |
|----------|-----------------------|-----------------------|--------|
| <b>1</b> | 3750,0120             | 1,0417                | 0,6650 |
| <b>2</b> | 2812,5120             | 0,7813                | 0,5927 |
| <b>3</b> | 1875,0120             | 0,5208                | 0,5040 |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

|   |          |        |        |
|---|----------|--------|--------|
| 4 | 937,5120 | 0,2604 | 0,3819 |
|---|----------|--------|--------|

Fijamos ahora un alto  $b=0,4$ , limitado por el medio metro de altillo que tenemos y calculamos la anchura de los conductos para que tengan un diámetro equivalente igual al anteriormente calculado para tubos circulares. Utilizaremos la expresión:

$$D = 1,3 \cdot \left( \frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2} \right)^{1/8}$$

Tenemos que elegir las rejillas, para ello aprovecharemos para equilibrar la red, al no tener bifurcaciones, se elegirá la rejilla para que por todas salga aproximadamente el mismo caudal de  $937.5 \text{ m}^3/h$ . Al ser un espacio sin compartimentar, pequeñas desviaciones en el caudal entre las rejillas serán admisibles.

La rejilla más alejada será la que mayor superficie tendrá, para un caudal de  $900 \text{ m}^3/h$  (ya que nos tenemos que ir al caudal normalizado más cercano, escogemos la rejilla 200 x 900 de la serie IV con  $0^\circ$  de deflexión. Sus características son:

- $V_{ef} = 2 \text{ m/s}$ .
- $\chi = 9 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 4.1 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 0.5 m hasta los 0.3. Es una reducción de  $20^\circ$  grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{reducción} = 0.54 \text{ Pa}$$

| Tramo | q ( $\text{m}^3/h$ ) | Q ( $\text{m}^3/s$ ) | D (m)  | b (m) | a (m)   | a normalizado (m) |
|-------|----------------------|----------------------|--------|-------|---------|-------------------|
| 1     | 3750,0120            | 1,0417               | 0,6650 | 0,4   | 0,9702  | 1                 |
| 2     | 2812,5120            | 0,7813               | 0,5927 | 0,4   | 0,7532  | 0,8               |
| 3     | 1875,0120            | 0,5208               | 0,5040 | 0,4   | 0,53412 | 0,5               |
| 4     | 937,5120             | 0,2604               | 0,3819 | 0,4   | 0,3065  | 0,3               |

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

$$\Delta P_{tramo 1} = 4.1 + 1 \cdot 5 + 0.54 = 9.64 \text{ Pa}$$

La segunda rejilla empezando a contar por el extremo, impulsará un caudal de  $900 \text{ m}^3/h$ . Escogemos la rejilla de 600 x 200 de la serie IH con  $0^\circ$  de deflexión. Sus características para este caudal son:

- $V_{ef} = 3.7 \text{ m/s}$ .

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- $\chi = 11.8 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 10 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 0.8 m hasta los 0.5. Es una reducción de 20° grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{\text{reducción}} = 0.54 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

$$\Delta P_{\text{tramo } 2} = \Delta P_{\text{tramo } 1} + 10 + 1 \cdot 5 + 0.54 = 25.18 \text{ Pa}$$

La tercera rejilla la seleccionaremos para un caudal de  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Escogemos la rejilla de 500 x 200 de la serie IH con 30° de deflexión. Sus características para este caudal son:

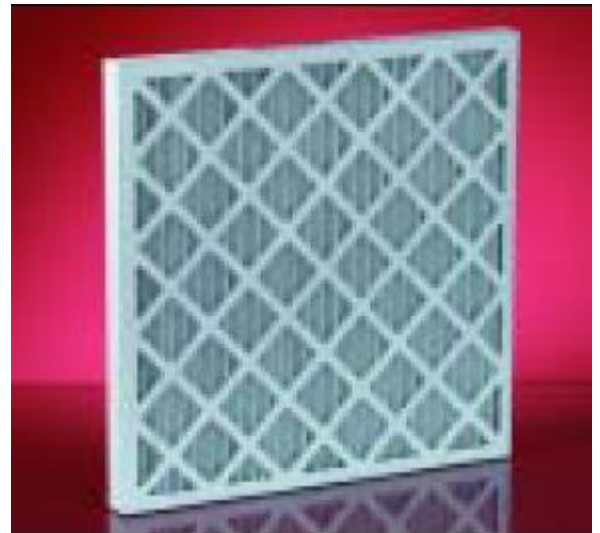
- $V_{ef} = 4.9 \text{ m/s}$ .
- $\chi = 11 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 24 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 1 m hasta los 0.8. Es una reducción de 20° grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{\text{reducción}} = 0.54 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{tramo } 3} &= \Delta P_{\text{tramo } 2} + 24 + 1 \cdot 5 + 0.54 \\ &= 54.72 \text{ Pa} \end{aligned}$$



La cuarta rejilla volvemos a seleccionarla para un caudal de  $900 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Escogemos la rejilla de 300 x 200 de la serie IH con 30° de deflexión. Sus características para este caudal son:

- $v_{ef} = 7.4 \text{ m/s}$ .
- $\chi = 12 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 54 \text{ Pa}$ .

Las pérdidas, es decir la diferencia de presión que deberá aportar el ventilador a instalar será:

$$\Delta P_{\text{tramo } 4} = \Delta P_{\text{tramo } 3} + 54 + 1 \cdot 5 = 113.72 \text{ Pa}$$

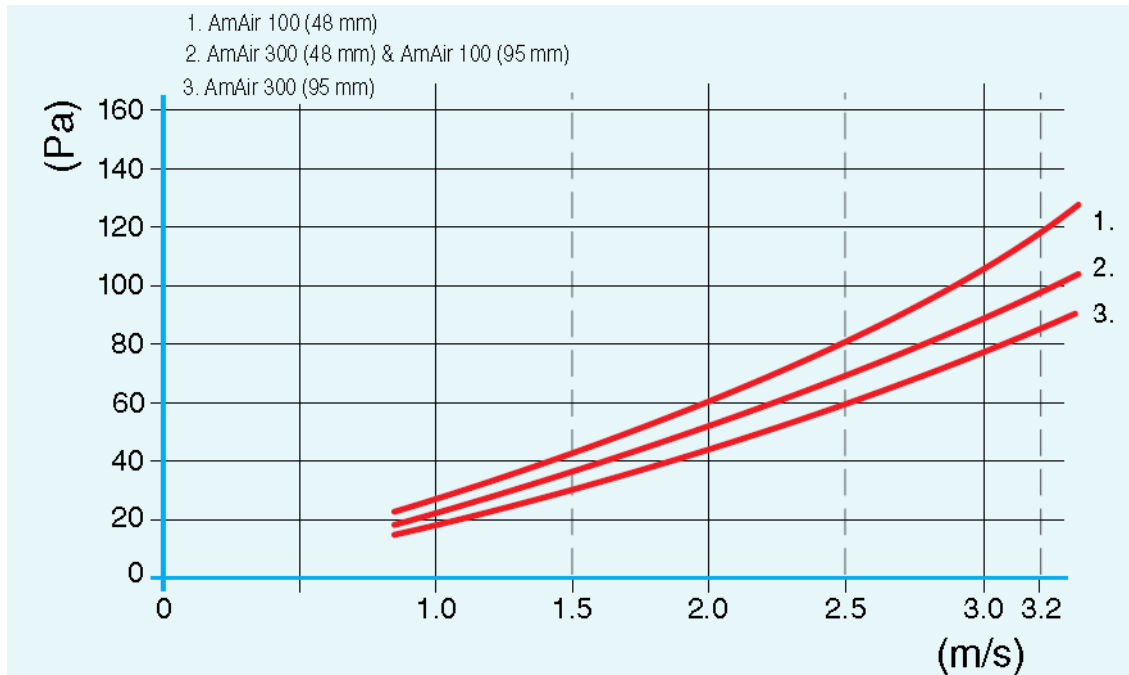
Tendríamos que sopesar ahora la posibilidad de poner un filtro en la impulsión para evitar que entren partículas de polvo o de la atmósfera exterior

Instalaremos un filtro de la empresa AAF internacional, el modelo Am Air, un filtro de gran superficie de media plegada y alta capacidad de acumulación



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

de polvo



Este tipo de material filtrante es el mismo que el que ha sido colocado en otras zonas de impulsión del sistema. El motivo de su elección es que también se vende como rollo de material filtrante pudiendo adaptar un marco a medida y colocarlo para cualquier perfil de conducto.

El fabricante aporta graficas para conocer la perdida de carga que ocasiona:

Para nuestros 3  $m^3/s$  supone el AmAir 300, 90 Pa.

Por tanto la sobrepresión total que debe aportar nuestro ventilador es

$$\Delta P = 90 + 113.72 = 203.72 \text{ Pa}$$

Vamos a seleccionar el ventilador necesario, del fabricante SODECA, para las especificaciones de sobre presión y caudal de aire:

- $\Delta P = 203.72 \text{ Pa}$ .
- $Q = 1.04167 \text{ m}^3/s$ .

Es importante que hayamos cogido para una rejilla 1000  $m^3/h$  para así cuadrar con valores normalizados nuestro caudal de 3750  $m^3/h$ .

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

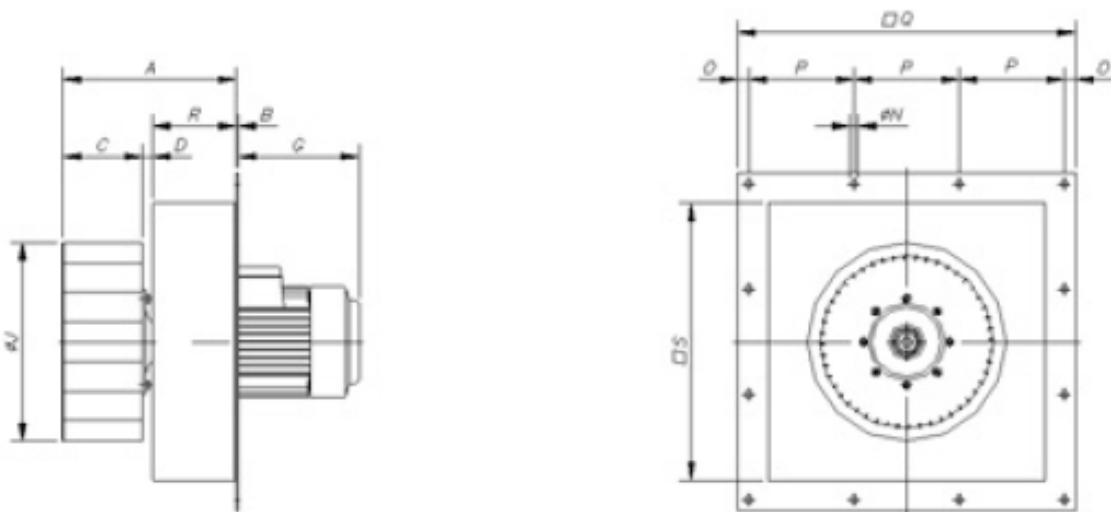
$Q=900 \cdot 3+1000=3700 \text{ m}^3/h$ . Escogeremos el CMPH-1231-6T-2/R/EU

cuya hoja de especificaciones adjuntamos.

# CMPH-1231-6T-2/R/EU



### • Dimensiones en mm:



| A     | B     | C     | D    | G     | J     | N    | O    | P     |
|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|------|-------|
| 293.5 | 3.0   | 128.0 | 15.0 | 239.0 | 315.0 | 14.0 | 20.0 | 188.0 |
| Q     | R     | S     |      |       |       |      |      |       |
| 604.0 | 150.0 | 495.0 |      |       |       |      |      |       |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### Ventiladores centrífugos de recirculación de gases calientes, con motor directo y turbina multipala

#### Características constructivas:



Ventiladores centrífugos de media presión, equipados con turbina multipala y cajón calorifugado con fibra mineral de 150 mm

#### Ventilador:

- Estructura en chapa de acero
- Turbina con álabes hacia delante, en chapa de acero galvanizado
- Cajón calorífico con fibra mineral de alta densidad y elevado poder de aislamiento térmico y acústico

#### Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55
- Trifásicos 230V/400V.-50Hz.(hasta 5,5CV.) y 400V/690V.-50Hz.(potencias superiores a 5,5CV.)
- Temperatura máxima del aire a transportar : -20°C.+ 250°C.

#### Acabado:

Tratamiento con pintura anticorrosiva



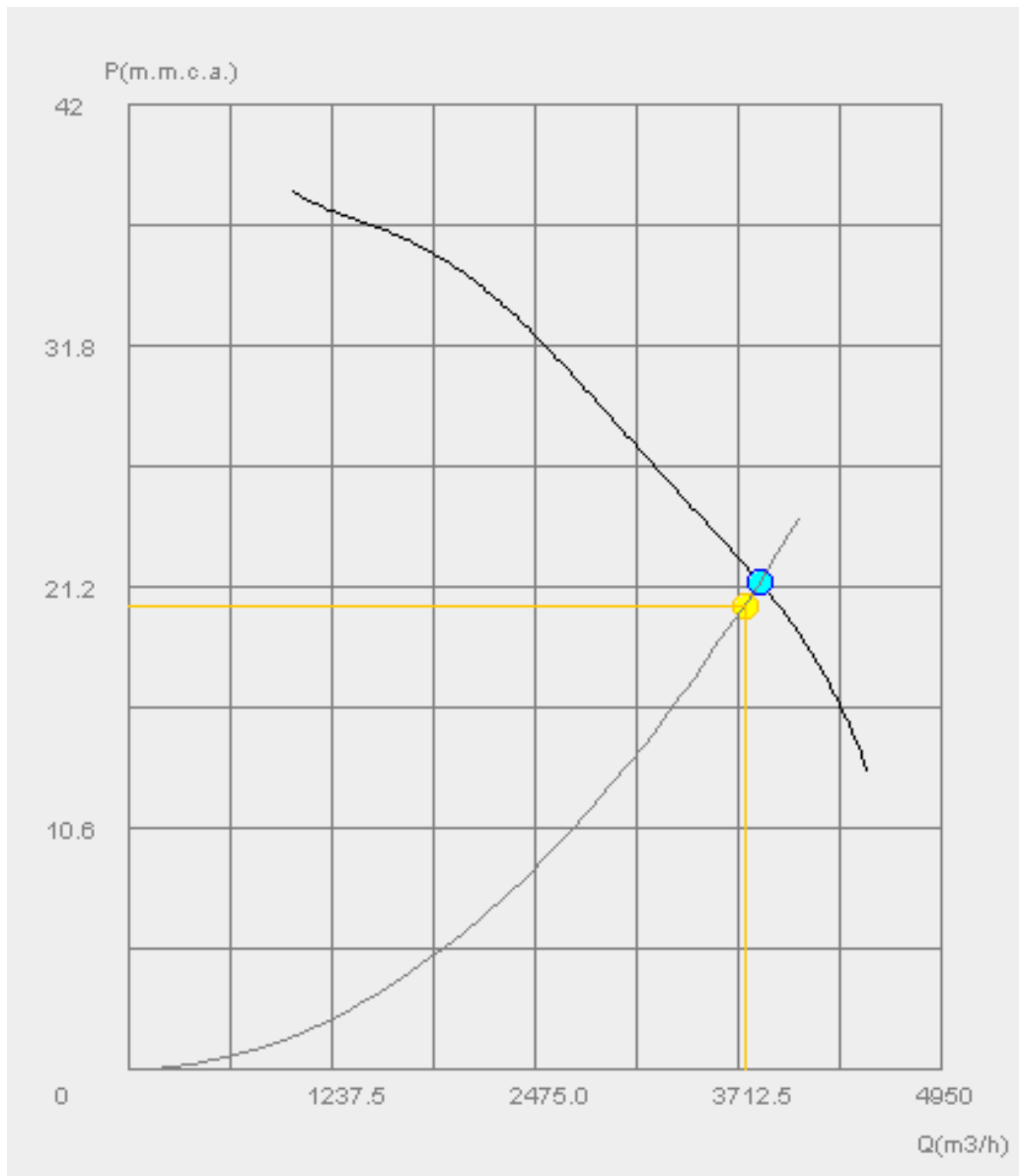
#### Bajo Demanda:

- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Construcción en acero inoxidable

#### Características técnicas:

| R.P.M. | I <sub>max</sub> 230 V(%) | I <sub>max</sub> 400 V(%) | I <sub>max</sub> 690 V(%) | Potencia (KW) | Caudal | NPS dB (%) | Peso (Kg) |
|--------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------|--------|------------|-----------|
| 940    | 7.48                      | 4.30                      | 0.0                       | 1.5           | 4500   | 64         | 43.3      |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.



Punto de diseño:  $Q = 3750 m^3/h$  y  $\Delta P = 203.72 Pa$ .

Punto de servicio  $Q = 3842.58 m^3/h$  y  $\Delta P = 213.9 Pa$ .

Para finalizar la ventilación de la zona diáfana de trabajo calcularemos las rejillas de retorno, éstas darán directamente al exterior, no las hemos tenido en cuenta al dimensionar el ventilador así que la zona estará ligeramente presurizada.

Vamos a colocar seis rejillas de retorno, por tanto, por cada una de ellas circulará:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$Q = 625 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow A = 0.34722; \text{ por rejilla} \rightarrow A_{\text{rejilla}} = 0.5782 \text{ m}^2$$

Buscamos una rejilla normalizada y encontramos la 1200 x 150 m de la serie RH, para un caudal de  $600 \text{ m}^3/\text{h}$  sus características son:

- $v_{ef} = 2.7 \text{ m/s}$ .
- $A = 0.062 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 2.8 \text{ Pa}$ .

### 5.6.2 Zona sala de juntas, despachos y almacén.

Resguardados por el falso techo circularán dos conductos, uno de impulsión y otro de retorno.

Colocamos en esta zona un conducto de retorno ya que es imposible realizar este con rejillas directamente al exterior de la nave ya que estas estancias son colindantes con la zona de molienda y con la de secado, quedando solo un pequeño lateral hacia el exterior.

La red de impulsión se diseñará de manera análoga a la de el conducto de ventilación de la zona diáfana de trabajo.

En esta zona si tenemos compartimentación, lo que implica que no saldrá el mismo caudal por todas las rejillas sino que este se adaptará a las necesidades de regulación de cada estancia.

| ZONA        | NRH | VOLUMEN | Q(m3/h) | Q(m3/s) |
|-------------|-----|---------|---------|---------|
| SALA JUNTAS | 7   | 150     | 1050    | 0,29167 |
| DESPACHO 1  | 7   | 75      | 525     | 0,14583 |
| DESPACHO 2  | 7   | 75      | 525     | 0,14583 |
| ALMACEN     | 5   | 150     | 750     | 0,20833 |

El ventilador se situará encima del almacén por tanto la red de conductos partirá de ahí.

En lo que respecta a la velocidad máxima por nivel de ruido, elegimos como aplicación "viviendas, iglesias, oficinas", en los que la velocidad oscila entre 2.5 y 4 m/s, seleccionamos un valor intermedio como 3m/s.

Por el conducto principal circulará un caudal total:

$$Q = 1050 + 2 \cdot 525 + 750 = 2850 \text{ m}^3/\text{h} = 0.79167 \text{ m}^3/\text{s}$$

Con lo que tendremos un conducto principal de:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.79167}{3} = 0.26389 \text{ m}^2 ; \rightarrow D = 0.5796 \text{ m}$$

Comprobamos ahora las pérdidas por unidad de longitud, para ello calculamos el número de Reynolds y la rugosidad relativa y entramos en el diagrama de Moody.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

|            |           |     |            |              |             |
|------------|-----------|-----|------------|--------------|-------------|
| Densidad   | 1,2       | Re  | 117243,068 | $\lambda$    | 0,01881     |
| Q          | 0,7917    |     |            |              |             |
| Viscosidad | 0,0000178 | K/D | 0,0002588  | $\Delta P/L$ | 0,175310034 |
| D          | 0,5796    |     |            |              |             |
| K          | 0,00015   |     |            |              |             |

Adoptaremos un criterio conservador considerando las pérdidas debidas a la fricción por unidad de longitud aproximadamente 1 Pa/m.

Para calcular las disminuciones de sección en la red de conductos como consecuencia de la disminución del caudal circulante utilizaremos el método de fricción constante.

$$D_i = D_o \cdot \left(\frac{Q_i}{Q_o}\right)^{2/5}$$

| Tramo | q (m <sup>3</sup> /h) | Q (m <sup>3</sup> /s) | D (m)  |
|-------|-----------------------|-----------------------|--------|
| 1     | 2850,0000             | 0,7917                | 0,5796 |
| 2     | 2100,0000             | 0,5833                | 0,5130 |
| 3     | 1575,0000             | 0,4375                | 0,4572 |
| 4     | 1050,0000             | 0,2917                | 0,3887 |

Fijamos ahora un alto b=0,4, limitado por el medio metro de altillo que tenemos y calculamos la anchura de los conductos para que tengan un diámetro equivalente igual al anteriormente calculado para tubos circulares. Utilizaremos la expresión:

$$D = 1,3 \cdot \left(\frac{(a \cdot b)^5}{(a + b)^2}\right)^{1/8}$$

Tenemos que elegir las rejillas, para ello aprovecharemos para equilibrar la red, al no tener bifurcaciones, se elegirá la rejilla para que por todas salga aproximadamente el caudal de diseño.

| Tramo | q (m <sup>3</sup> /h) | Q (m <sup>3</sup> /s) | D (m)  | b (m) | a (m)   | a normalizado (m) |
|-------|-----------------------|-----------------------|--------|-------|---------|-------------------|
| 1     | 2850,0000             | 0,7917                | 0,5796 | 0,4   | 0,71775 | 0,8               |
| 2     | 2100,0000             | 0,5833                | 0,5130 | 0,4   | 0,5542  | 0,6               |
| 3     | 1575,0000             | 0,4375                | 0,4572 | 0,4   | 0,4375  | 0,5               |
| 4     | 1050,0000             | 0,2917                | 0,3887 | 0,4   | 0,3171  | 0,3               |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Vamos a continuar con la misma dinámica que anteriormente y ajustaremos las pérdidas de presión con las rejillas de impulsión.

La primera rejilla será la de la sala de juntas elegimos una 200 x 900 de la serie IV, para un caudal normalizado de  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$  las características que tiene son:

- $V_{ef} = 2,2 \text{ m/s}$ .
- $X = 15,1 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 4.7 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 0.5 m hasta los 0.3. Es una reducción de  $20^\circ$  grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{reducción} = 0.54 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

$$\Delta P_{tramo 1} = 4.7 + 1 \cdot 7.5 + 0.54 = 8.04 \text{ Pa}$$

La segunda rejilla empezando a contar por el extremo, impulsará un caudal de  $500 \text{ m}^3/\text{h}$ . Escogemos la rejilla de 300 x 300 de la serie IH con  $30^\circ$

de deflexión. Sus características para este caudal son:

- $V_{ef} = 2.8 \text{ m/s}$ .
- $\chi = 5.1 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 7.7 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 0.6 m hasta los 0.5. Es una reducción de  $20^\circ$  grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{reducción} = 0.54 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

$$\Delta P_{tramo 2} = \Delta P_{tramo 1} + 7.7 + 1 \cdot 5 + 0.54 = 21.28 \text{ Pa}$$

La tercera rejilla la seleccionaremos para un caudal de  $500 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Escogemos la rejilla de 300 x 200 de la serie IH con  $45^\circ$  de deflexión. Sus características para este caudal son:

- $V_{ef} = 5.1 \text{ m/s}$ .
- $\chi = 4.5 \text{ m}$ .
- $\Delta P = 21 \text{ Pa}$ .

Antes de la rejilla estaba colocada una reducción del ancho desde los 0.8 m hasta los 0.6. Es una reducción de  $20^\circ$  grados de inclinación cuyo coeficiente de pérdidas es  $K=0.1$ , por lo que provoca unas pérdidas de:

$$\Delta P_{reducción} = 0.54 \text{ Pa}$$

Las pérdidas hasta la rejilla anterior serán:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\Delta P_{tramo\ 3} = \Delta P_{tramo\ 2} + 21 + 1 \cdot 7.5 + 0.54 = 50.32\ Pa$$

La cuarta rejilla volvemos a seleccionarla para un caudal de  $800\ m^3/h$ .

Escogemos la rejilla de 300 x 150 de la serie IH con  $0^\circ$  de deflexión. Sus características para este caudal son:

- $v_{ef} = 7.2\ m/s$ .
- $\chi = 16.4\ m$ .
- $\Delta P = 51\ Pa$ .

Las pérdidas, es decir la diferencia de presión que deberá aportar el ventilador a instalar será:

$$\Delta P_{tramo\ 4} = \Delta P_{tramo\ 3} + 51 + 1 \cdot 4 = 105.32\ Pa$$

Observamos cómo hemos sobrepasado nuestra velocidad de 3 m/s, no obstante no es de mayor importancia ya que otras fuentes de la bibliografía citan que para oficinas particulares debe estar entre 5 y 9 m/s. La velocidad más alta es en el almacén que no es un lugar de trabajo propiamente en sí.

Calculamos ahora análogamente el conducto de retorno.

Para los despachos seleccionamos la misma rejilla para ambos, para un caudal normalizado de  $500\ m^3/h$  seleccionamos las rejillas de 600 x 300 mm

de la serie R, el modelo RV para retorno en conducto, cuyas características son:

- $V_{ef}=2.2\ m/s$ .
- $\Delta P=4\ Pa$ .

Para la sala de juntas seleccionamos la misma rejilla pero para el caudal normalizado de  $1000\ m^3/h$  tenemos que:

- $V_{ef}=4.5\ m/s$ .
- $\Delta P=17\ Pa$ .

Y, finalmente, para el almacén también escogemos la 600 x 300 mm RV para retorno en conducto. Para el caudal  $800\ m^3/h$ :

- $V_{ef}=3.6\ m/s$ .
- $\Delta P=12\ Pa$ .

El Caudal total normalizado que movemos es:

$$Q = 2 \cdot 500 + 1000 + 800 = 2800\ m^3/h \rightarrow A = 0.216\ m^2 \rightarrow D = 0,52448\ m$$

Lo que supone un conducto normalizado de 0.4 x 0.6 m

Como en la situación anterior colocaremos un filtro que provocará una pérdida de carga de 90 Pa.



**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

La sobrepresión total que tendrá que aportar el ventilador será:

$$\Delta P = 105,32 + 90 + 12 + 17 + 2 \cdot 4 = 232.32 \text{ Pa}$$

Y un caudal de  $Q = 2850 \text{ m}^3/h$

Para estas especificaciones el ventilador más adecuado es el CMPH – 1128 – 6T 1/R/EU del fabricante SODECA, se adjunta la hoja de características:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### CMPH-1128-6T-1/R/EU



#### Ventiladores centrífugos de recirculación de gases calientes, con motor directo y turbina multipala

▪ Características constructivas:



Ventiladores centrífugos de media presión, equipados con turbina multipala y cajón calorifugado con fibra mineral de 150 mm

**Ventilador:**

- Estructura en chapa de acero
- Turbina con álabes hacia delante, en chapa de acero galvanizado
- Cajón calorífico con fibra mineral de alta densidad y elevado poder de aislamiento térmico y acústico

**Motor:**

- 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 : -20°C.+ 250°C.

**Acabado:**

Tratamiento con pintura anticorrosiva



**Bajo Demanda:**

- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Construcción en acero inoxidable

▪ Características técnicas:

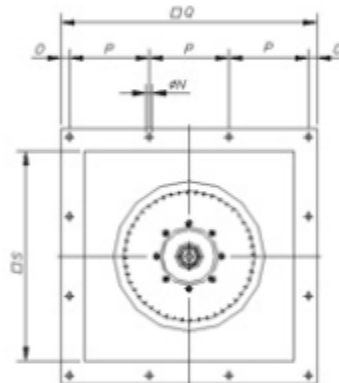
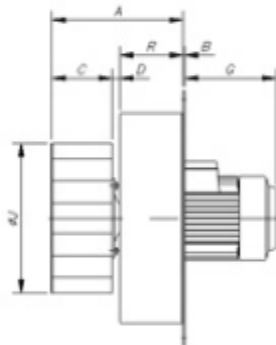
| R.P.M. | Imax 230 V(%) | Imax 400 V(%) | Imax 690 V(%) | Potencia (kW) | Caudal | NPS dB (%) | Peso (kg) |
|--------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------|------------|-----------|
| 910    | 3.91          | 2.26          | 0.0           | 0.75          | 3600   | 60         | 35.9      |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### CMPH-1128-6T-1/R/EU

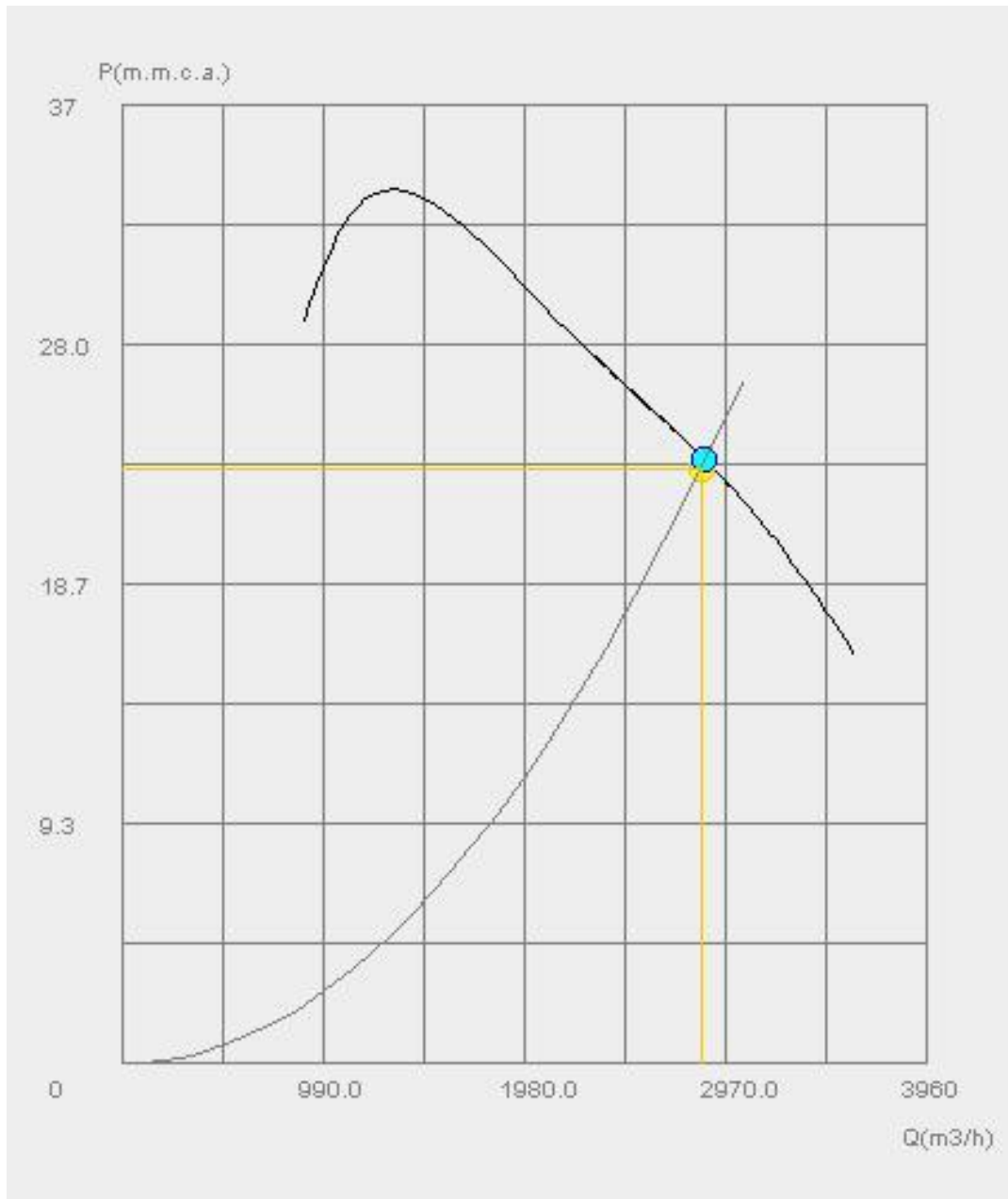


▪ Dimensiones en mm:



|       |       |       |      |       |       |      |      |       |
|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|------|-------|
| A     | B     | C     | D    | G     | J     | N    | O    | P     |
| 279.5 | 3.0   | 114.0 | 15.0 | 239.0 | 280.0 | 14.0 | 20.0 | 188.0 |
| Q     | R     | S     |      |       |       |      |      |       |
| 604.0 | 150.0 | 495.0 |      |       |       |      |      |       |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.



Punto de diseño:  $Q = 2850 m^3/h$  y  $\Delta P = 232.32 Pa$ .

Punto de servicio:  $Q = 2868.43 m^3/h$  y  $\Delta P = 235.4 Pa$

En último lugar, comentar que no hemos tenido en cuenta la pérdida de carga en el sombrero de salida del aire de retorno al exterior por medio del tejado, pero hemos sobre dimensionado el ventilado para que.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 5.6.3 Aseos.

En el aseo de  $50 \text{ m}^2$  se realizará una ventilación general con un ventilador en el techo y 3 rejillas a ras de suelo en la fachada que da al exterior.

Las condiciones de renovación de aire exigen:

- NRH=12.

El aseo tiene un área de  $50 \text{ m}^2$  luego el volumen de éste es  $150 \text{ m}^3$ , el caudal exigido por tanto será:

$$Q = 12 \cdot 150 = 1800 \text{ m}^3/h = 0.5 \text{ m}^3/s$$

Tenemos que seleccionar a continuación las tres rejillas de retorno, por cada rejilla saldrá  $600 \text{ m}^3/h$ , para este caudal tenemos elegimos tres rejillas de

la serie GLP – BE de anchura nominal 150 mm, cuyas características son:

- $V_{ef}=2.11 \text{ m/s}$ .
- $X=7.6 \text{ m}$ .
- $\Delta P= 4.3 \text{ Pa}$ .

Vamos a colocar un filtro de partículas antes del ventilador que nos ocasionará unas pérdidas de carga de 250 Pa. Tenemos que seleccionar un ventilador para el punto de diseño:

$$Q = 1800 \text{ m}^3/h \text{ y } \Delta P = 4.3 \cdot 3 + 250 = 262.9 \text{ Pa}$$

Seleccionaremos un ventilador de techo, también del fabricante SODECA, el CHT – 225 – 4T , cuya hoja de características es:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### Extractores centrífugos de tejado 400°C/2h

#### • Características constructivas:



Extractores centrífugos de tejado 400°C/2h , con salida de aire horizontal

#### Ventilador:

- Base soporte en chapa de acero
- Turbina con álabes a reacción, en chapa de acero
- Rejilla de protección antipájaros
- Sombrete deflector antilluvia en chapa de acero, con protección anticorrosiva

#### Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55, excepto modelos monofásicos, protección IP54, de 1 o 2 velocidades según modelo
- Monofásicos 230V.-50Hz., y trifásicos 230/400V.-50Hz
- Temperatura máxima del aire a transportar : -25°C.+ 120°C.

#### Acabado:

Anticorrosivo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos



#### Bajo Demanda:

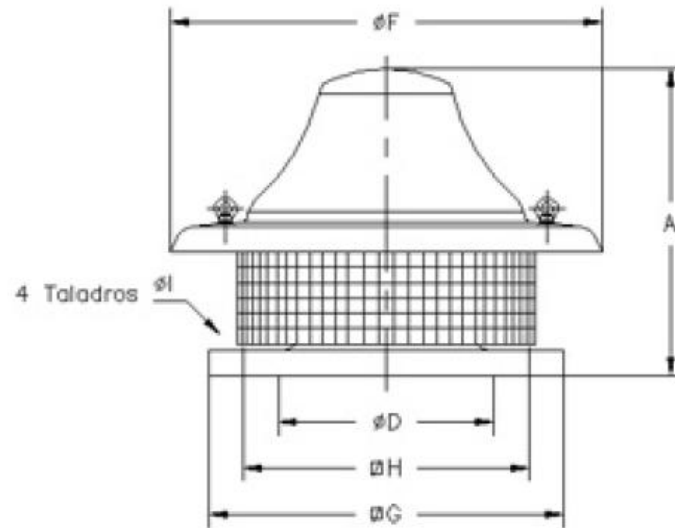
- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Certificación ATEX Categoría 3.
- Homologación según norma EN-12101-3-2002, con certificación Nº: 0370-CPD-

#### • Características técnicas:

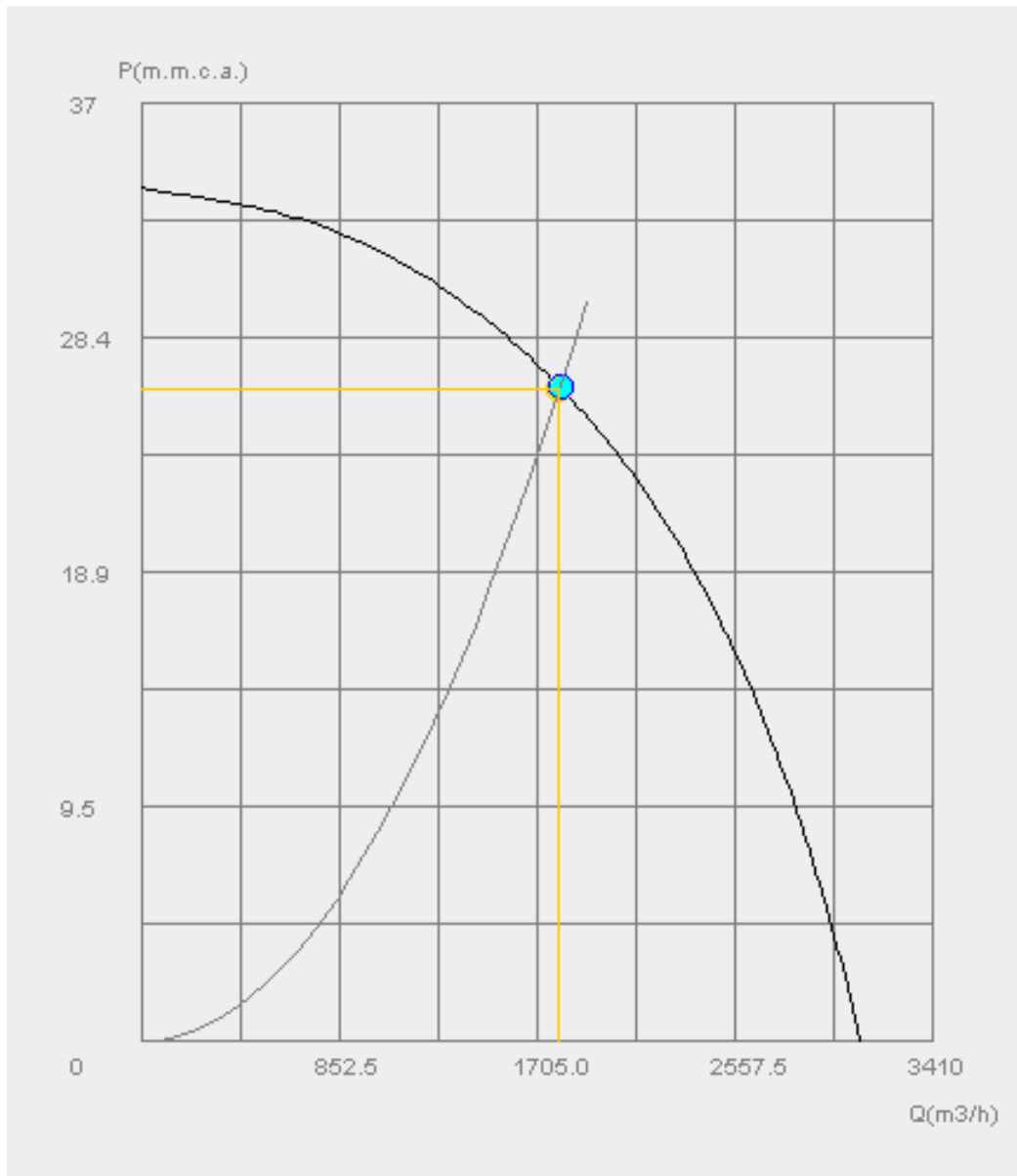
| R.P.M. | I <sub>max</sub> 230 V(A) | I <sub>max</sub> 400 V(A) | I <sub>max</sub> 690 V(A) | Potencia (Kw) | Caudal | NPS dB(A) | Peso (Kg) |
|--------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------|--------|-----------|-----------|
| 1350   | 1,58                      | 0,91                      | 0,0                       | 0,25          | 3100   | 45        | 34,0      |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- Dimensiones en mm:



| A     | D   | F     | G     | H   | I    |
|-------|-----|-------|-------|-----|------|
| 575.0 | 355 | 700.0 | 560.0 | 450 | 12.0 |

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

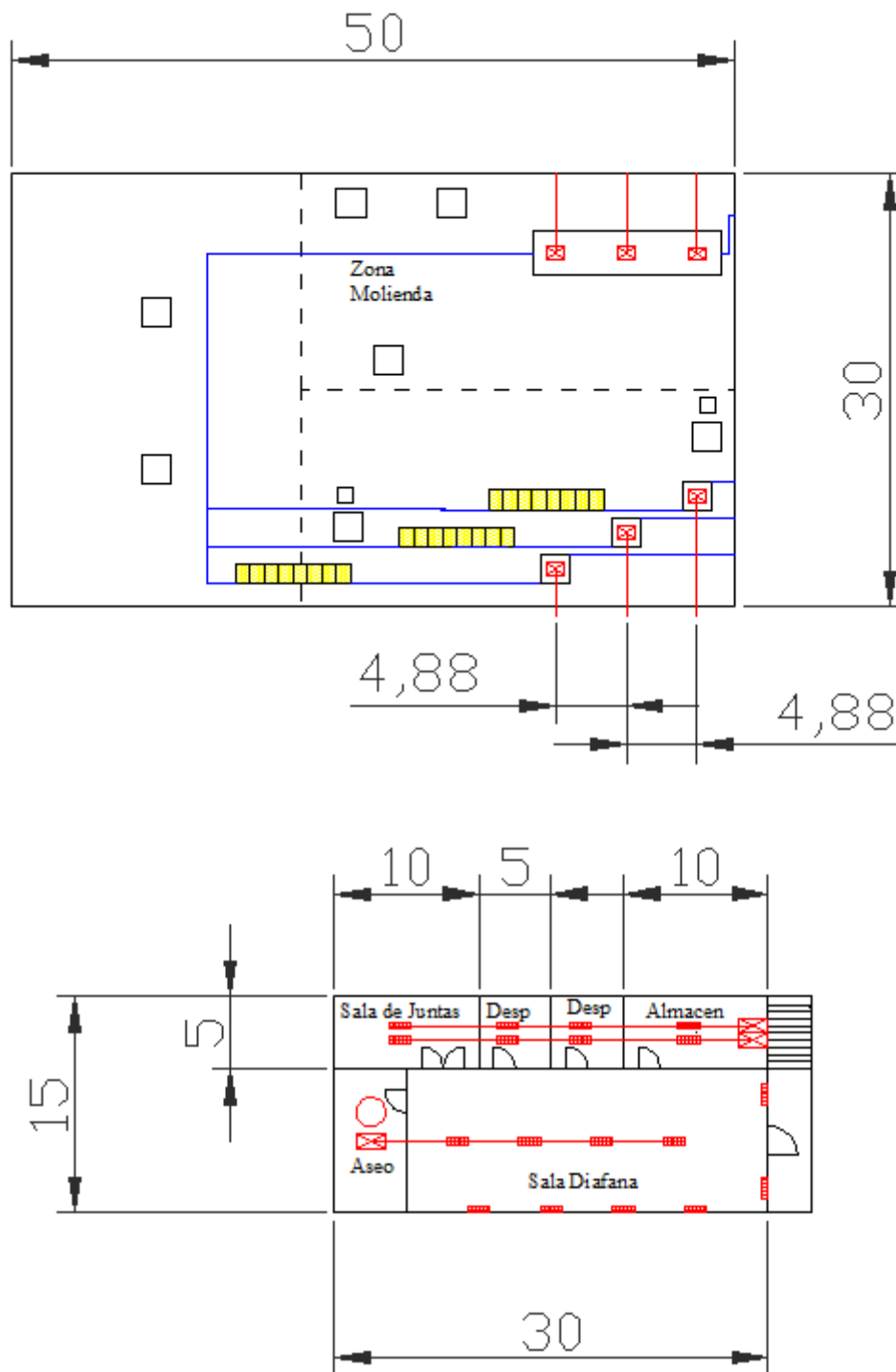
Punto de diseño:  $Q = 1800 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 262.9 \text{ Pa}$ .

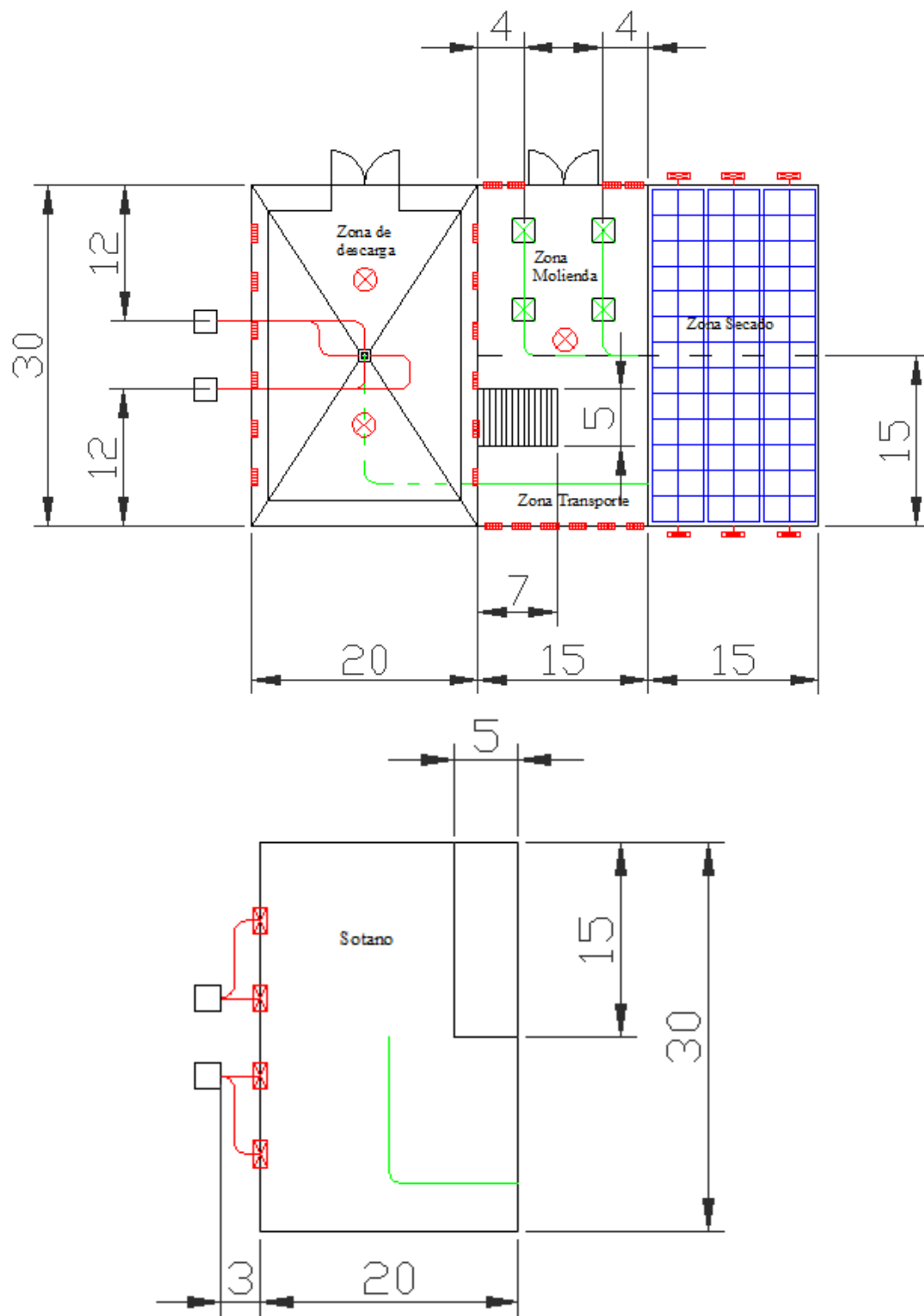
Punto de servicio:  $Q = 1802.36 \text{ m}^3/\text{h}$  y  $\Delta P = 263.6 \text{ Pa}$



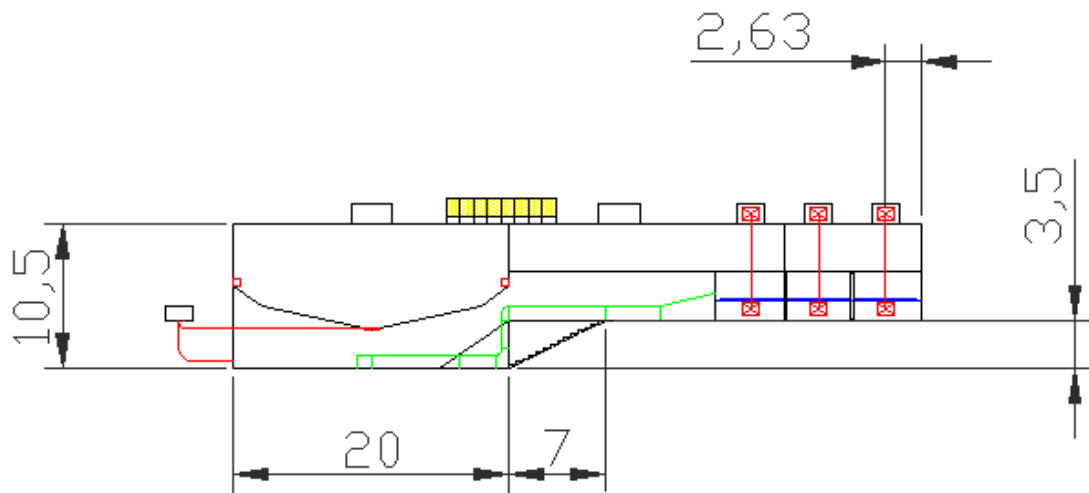
**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

**6. DISEÑO FINAL EN PLANTA.**



**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 7. TRANSPORTE NEUMÁTICO.

Nos disponemos en este punto a diseñar la red neumática que transporte el grano desde el secadero hasta la tolva de los molinos.

Esta red tendrá que cumplir una serie de características:

- El aire tendrá que ser limpio así pues el compresor se colocará en el exterior de la nave.
- Un pequeño ventilador impulsará aire a la aspiración del compresor.
- La aspiración del ventilador estará protegida por una rejilla protectora y tras esta tendremos un filtro.
- Colocaremos también un equipo para secado del aire con el objetivo de reducir el grado de humedad (sería absurdo secar el grano y volver a introducirle humedad al transportarlo hacia los molinos).

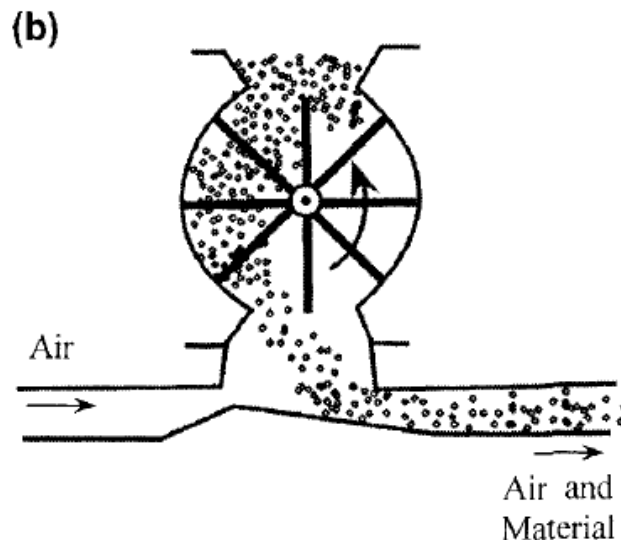
Puesto que en la pared de la nave donde están los molinos tenemos la puerta de carga de los sacos de harina colocaremos los compresores en la pared opuesta, bajo el altillo de la zona de oficinas.

El grano saldrá del secadero y a través de un distribuidor captará las diferentes líneas con grano para convertirla en solamente una.

Llegado a este punto vamos a diseñar el transporte como dos líneas, cada una alimentará a dos grupos “molino grueso – molino fino”. A la salida del compresor el conducto si bifurcará, colocando sendas válvulas. Estas válvulas nos permitirán regular la producción, pudiendo trabajar a media carga o a carga completa.

A través de una boquilla de alimentación el grano caerá en la red de aire comprimido dirigiéndose hacia los molinos, salvando la altura a la que está situada la alimentación y descargando en las tolvas de los molinos.

Para la alimentación a la red de aire comprimido utilizaremos un dispositivo de rotor como el de la figura.



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Tenemos que comenzar a diseñar la red, para ello partimos de la producción de harina que tendremos. Nuestra instalación va a tener que mover 32 toneladas diarias de trigo.

Utilizaremos una base fluida para el trigo, lo que supone tomar una relación másica de:

$$\frac{kg \text{ trigo}}{kg \text{ aire}} = 10$$

Esta suposición de base fluida implica también que para trabajar en aspiración tendremos que crear una depresión de 0.5 bares y para impulsión una sobrepresión de 2.5 bares. Nosotros vamos a trabajar en impulsión como se ha podido deducir del sistema de alimentación del grano a la línea neumática.

Transformamos esta relación a volumétrica dividiendo por sendas densidades:

$$\frac{V \text{ trigo} / 800}{v \text{ aire} / 1.22} = \frac{1.22 \cdot V \text{ trigo}}{800 \cdot V \text{ aire}} = 10 \rightarrow 1.22 \cdot V \text{ trigo} = 8000 \cdot V \text{ aire}$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ de trigo} = 6557.4 \text{ m}^3 \text{ de aire}$$

Como tenemos 32 Tn al día y nuestra fábrica va a trabajar 8 horas:

$$\text{Producción por hora} = \frac{32}{8} = 4 \text{ tn/h}$$

Es decir,  $1 \text{ tn/molino} \cdot h$ . El caudal de trigo será:

$$Q_{\text{trigo}} = \frac{4000}{3600} = 1.11 \text{ kg/s} = 1.389 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Y el de aire,

$$Q_{\text{aire}} = 6557.4 \cdot Q_{\text{trigo}} = 9.11 \text{ m}^3/\text{s}$$

Es un caudal de aire demasiado alto, colocaremos dos líneas,

$$Q_{\text{aire, línea}} = \frac{9.11}{2} = 4.55 \text{ m}^3/\text{s}$$

La velocidad de transporte recomendada para el trigo (cereales) es

$$v_{\text{min, aire}} = 15 \text{ m/s} ; v_{\text{max, aire}} = 45 \text{ m/s}$$

$$v_{\text{min, trigo}} = 12 \text{ m/s} ; v_{\text{max, trigo}} = 36 \text{ m/s}$$

Tomaremos para el aire  $20 \text{ m/s}$  y para el trigo  $12 \text{ m/s}$ . Para estas velocidades la sección del tubo será:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$S_{aire} = \frac{Q}{v} = \frac{4.55}{20} = 0.2275 \text{ m}^2$$

$$S_{trigo} = \frac{Q}{v} = \frac{1.389 \cdot 10^{-3} / 2}{20} = 5.7875 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \approx 0$$

Despreciamos el área transversal que supone desplazar el trigo, para una superficie de  $0.2275 \text{ m}^2$  el diámetro de tubo correspondiente es 0.53 m. Es un diámetro muy elevado.

Vamos a optar por montar cuatro líneas, una para cada grupo molino grueso – molino fino. Esto nos permitirá disminuir la sección y aumentar nuestra capacidad de regulación de carga de trabajo pues podremos trabajar a un 25%, 50%, 75% o 100%.

A modo meramente académico, calcularemos la instalación para una línea, como ilustraremos más adelante los equipos necesarios para una línea son desorbitados, necesitando desdoblarse compresores, filtros, secadores, líneas....

Para cuatro líneas,

$$Q_{aire, línea} = \frac{4.55}{2} = 2.275 \text{ m}^3/s$$

$$S_{aire} = \frac{Q}{v} = \frac{2.275}{20} = 0.11375 \text{ m}^2 \rightarrow D = 0.38 \text{ m}$$

Tomaremos un diámetro DN 375, con  $d_{ext} = 406.4 \text{ mm}$  y  $e = 15 \text{ mm}$ . De acero según la UNE 19. 050/75.

Vamos a ver el orden de magnitud de las pérdidas en las líneas, como hemos comentado al inicio, por necesidades de aire limpio y consumo, colocaremos los compresores fuera de la nave, lo que nos supone un recorrido adicional de 17 m. Calcularemos las pérdidas para el molino más lejano pues supondrá el caso más desfavorable.

La longitud total será:

$$L = l_{adicional} + l_{secado-subida} + l_{subida} + l_{parte superior} = 17 + 10.5 + 6 + 11 = 38.5 \text{ m}$$

Tendremos tres codos, para que no se acumule trigo en ellos tendrán un radio muy amplio,

$$\frac{R}{D} = 1 \rightarrow k = 0.2$$

Para la apertura a la tolva de los molinos,

$$\frac{D_1}{D} = 1.4, \alpha = 30^\circ \rightarrow k = 0.7$$

Para aire, velocidad de  $20 \text{ m/s}$ , el diámetro normalizado y tomando el acabado del acero como galvanizado obtenemos un coeficiente de fricción de:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\lambda = 0.01686$$

Con estos datos las pérdidas,

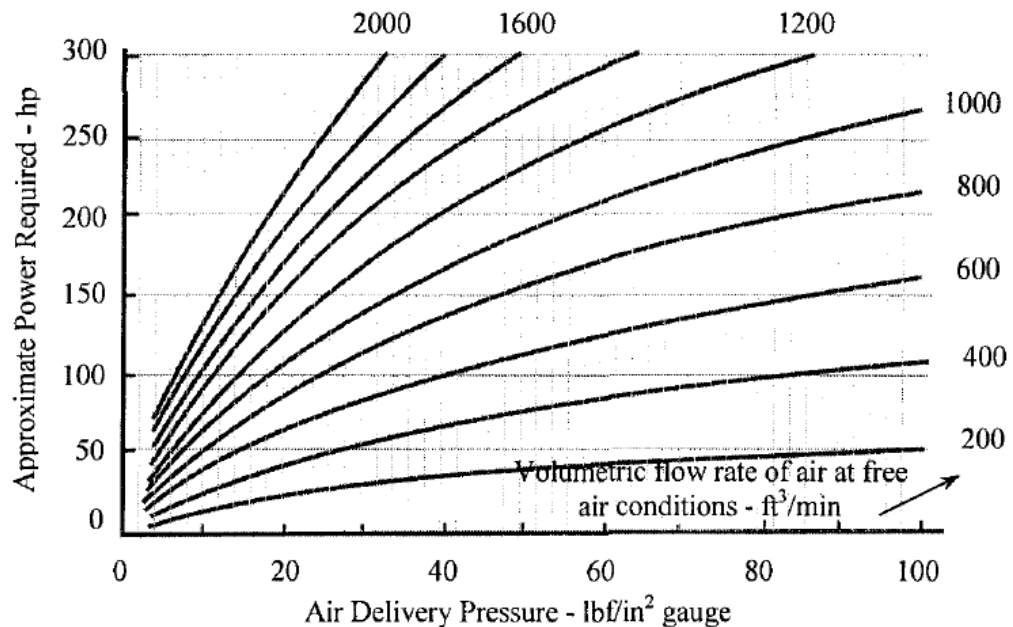
$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \left( \lambda \cdot \frac{L}{D} + \sum k \right) = 389.235 + 312 = 701.235 \text{ Pa} = 0.01 \text{ bares}$$

Resultan despreciables en comparación con el gradiente de presiones que tiene que aportar el compresor.

En resumen, tenemos unas necesidades de:

- $Q_{\text{aire}} = 2.275 \text{ m}^3/\text{s} = 4820.45 \text{ ft}^3/\text{min}$
- $\Delta P = 2.5 \text{ bar} = 36.26 \text{ lb}/\text{in}^2$

En la bibliografía podemos encontrar tablas en las cuales entrando con caudal y salto de presión necesario se puede estimar la potencia.



Podemos ver como nuestro caudal está fuera de rango, así que colocaremos tres compresores en paralelo que sean capaces de darnos este caudal en su conjunto.

$$Q_{\text{aire, compresor}} = \frac{4820.45}{3} = 1606.817 \text{ ft}^3/\text{min} = 45.5 \text{ m}^3/\text{min}$$

Con lo que la potencia aproximada es de 260 Hp, que equivalen a 193.96 kW.

Buscamos ahora en el catálogo de Compair, el compresor más adecuado a estas especificaciones y encontramos que el V-Major-VML1500-40:

- Suministro de aire libre con presión nominal (m<sup>3</sup>/min): 44.1 a 47.6.
- Presión operativa máx. o nominal (Bar g) 1.5 a 3.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

- Salida del motor (kW) 132 a 200.

Las características completas son:

### **Información del compresor - VML1500-40**

|  |   |
|--|---|
| Modelo   | <b>VML1500-40</b>   |
| Serie  | <b>V-Major</b>  |
| Descripción  | <b>Compresor lubricado de pistón</b>                              |
| Gas comprimido   | <b>Aire</b>   |
| Suministro de aire libre con presión nominal (m <sup>3</sup> /min) | <b>44.1 a 47.6</b>  |
| Presión operativa mínima (Bar g)                                   | <b>1</b>  |
| Presión operativa máx. o nominal (Bar g)                           | <b>1.5 a 3</b>  |
| Salida del motor (kW)  | <b>132 a 200</b>  |
| Longitud (mm)  | <b>1700</b>   |
| Anchura (mm)   | <b>3600</b>   |
| Altura (mm)  | <b>1700</b>   |
| Salidas de aire comprimido (pulgadas)                              | <b>BS10 Table (Inches)<br/>suction:9" 'D'<br/>Delivery:8" 'D'</b> |
| Peso (Kg)  | <b>2445</b>   |
| Velocidad (rpm)  | <b>735</b>  |
| Velocidad con carga completa (rpm)                                 | <b>590</b>  |
| Sistema de refrigeración   | <b>refrigerado por agua</b>                                       |
| Con presión operativa nominal:                                     | <b>1.5 Bar g,</b>   |
| Suministro de aire libre =   | <b>47.6 m<sup>3</sup>/min</b>                                     |
| Potencia (kW):   | <b>132</b>  |
| Velocidad (rpm):   | <b>735</b>  |
| Con presión operativa nominal:                                     | <b>3 Bar g,</b>   |
| Suministro de aire libre =   | <b>44.1 m<sup>3</sup>/min</b>                                     |
| Potencia (kW):   | <b>200</b>  |
| Velocidad (rpm):   | <b>735</b>  |

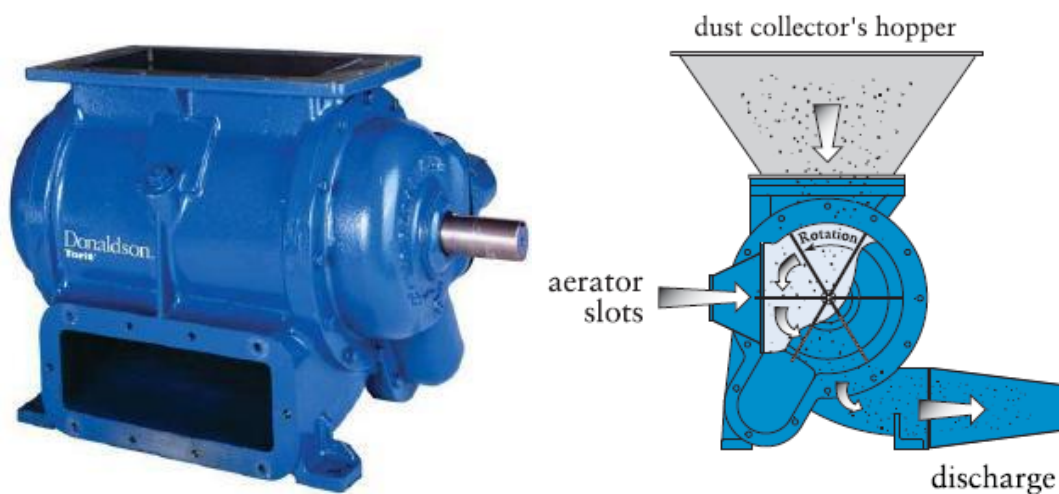
Tenemos que seguir seleccionando equipos, como habíamos comentado



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

colocaremos un ventilador que nos proporcione el caudal de  $45.5 \text{ m}^3/\text{min}$  en la aspiración del compresor a la presión atmosférica, para ello buscamos en el catálogo de SODECA, escogemos el ventilador helicoidal mural HC – 80 – 6 /12T/H. que nos aportará el caudal y la sobrepresión para compensar las pérdidas en el filtro que colocaremos a continuación.

La válvula rotativa para la admisión del trigo en la red neumática será del fabricante DONALDSON, de la serie F – feeder.



La instalación se completará con el filtro de partículas y un secador de aire comprimido que deshumecte el aire para no aportarle humedad al grano.

El deshumificador lo seleccionamos de la empresa AEC, será un deshumificador eléctrico de la serie LARGE ADL SERIES ELECTRIC DEHUMIDIFYING DRYERS. Es muy grande debido al caudal grandísimo que tenemos por compresor, así pues cada compresor tendrá un deshumificador. Dentro de la gama elegiremos el ADL 5100, el más grande que puede trasegar  $3000 \text{ m}^3/\text{h}$  de aire.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.



ADL Series Dryer

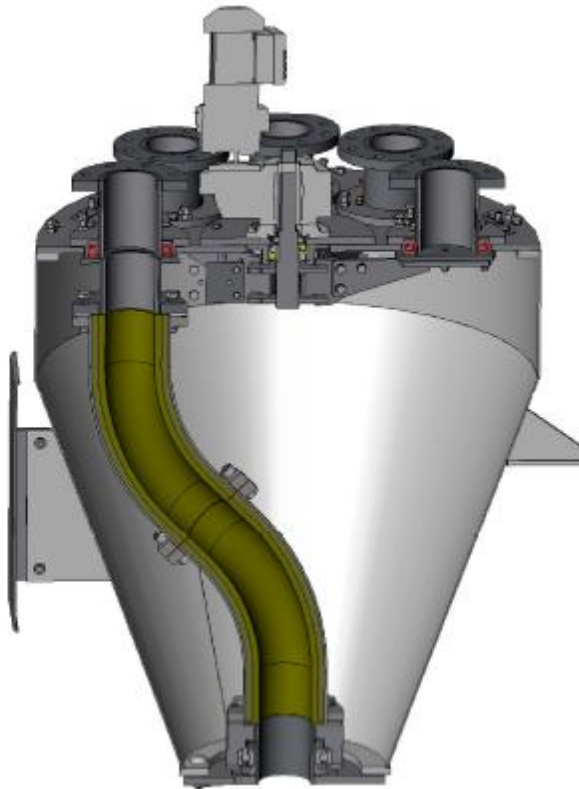
Las principales especificaciones son:

### STANDARD FEATURES

- *Standard off-the-shelf programmable controller and 1/16 DIN digital temperature control*
  - *Standard units 180°F to 250°F*
  - *Low temperature units 120°F to 180°F*
  - *High temperature units 250°F to 400°F*
- *High process and regeneration temperature control safeties*
- *13X desiccant (molecular sieve)*
- *Easy to access process, regeneration, and air filters*
- *High-pressure centrifugal blower (peripheral blowers available) delivers stated airflow under load. (High performance dryers are equipped with multiple regenerative blowers.)*
- *Electrically-actuated air valve*
- *NFPA79, UL and CUL machinery electrical standards, including NEMA 12 controls, components & enclosure; lockable electrical disconnect; branch fusing; regeneration temperature control; "Process high temp" indication light and audible alarm; and sequence shutdown switch*
- *Supply voltage (specify): 208, 230, 460, 575/3/60*
- *Dirty filter check, both process and regeneration*
- *Stainless steel desiccant tanks, filter housings and after-coolers*

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

Vamos a colocar un distribuidor vertical giratorio para distribuir el grano desde el secadero, del cual sale en varias líneas y lo distribuirá hacia la válvula para la admisión de la línea neumática y hacia las otras tres líneas de transporte por cinta. El equipo podría ser el de la figura.



Sólo nos queda pues, elegir el filtro, El aire que proviene del compresor y que circula por la red contiene partículas e impurezas sólidas, agua proveniente de la humedad relativa del aire de aspiración y aceite quemado que proviene del compresor.

Todas estas impurezas llegan acompañando al aire comprimido hasta las partes vitales de las herramientas, provocando oxidación y desgaste prematuro.

Por todas estas razones es necesario eliminar estas impurezas por medio de un filtro, teniendo en cuenta que se ha de obtener siempre el máximo rendimiento con la mínima caída de presión.

No hemos encontrado filtros de aire comprimido que trasieguen  $45.5 \text{ m}^3/\text{min}$  o lo que es lo mismo  $45500 \text{ l}/\text{min}$ . Tendríamos que desdoblar la tubería de aire comprimido en 18 tuberías para poder colocar filtros comerciales, por ejemplo del fabricante SAGOLA, de  $2500 \text{ l}/\text{min}$  de la serie 5000 el modelo 5300 Filtros de Aire - SAGOLA 5300

- - Filtros purificadores de aire (coalescente) + regulador de presión + manómetro + Carbón Activo
- - NUEVOS VASOS y NUEVAS PURGAS de mayor durabilidad que

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

reducen costes de mantenimiento.

- - SALIDA DOBLE (para dos herramientas)
- - Triple filtrado + óptima regulación de caudal y presión
- - Carrocería e industria. Retiene agua e impurezas
- - Purifica el aire en un 99%
- - Filtro de bronce sinterizado de 8 micras
- - Flujo de aire: 2500 l/min. (88 cfm)
- - Entrada de aire: 1/2" BSP
- - Salida de aire: 3/8" BSP
- - Máxima presión de utilización: 12 bar (174 psi)
- - Resistente a una temperatura máxima de 120°C (248°F)
- - Sistema de purga automática y regulador con volante asistido



Como podemos observar, las dificultades para encontrar equipos para nuestra instalación es grandísima, se viene arrastrando un caudal de aire desorbitado. Habría que plantearse las hipótesis iniciales de fracción de trigo en el aire y hacer un estudio sobre las consecuencias que tiene tomar que para transportar 1 kg de trigo necesito 10 kg de aire.

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### **8. CARGA DE HARINA, PRODUCTO FINAL.**

A la salida del segundo molino se colocará un sistema de llenado automático de sacos, contará con una dosificación exacta de la harina y una cadencia de carga adecuada.

Con este sistema se mejora la calidad del producto ya que la harina como producto final no está expuesta al ambiente en ningún momento, aumenta la productividad, se reducen los costes derivados de la construcción de otra nave para envasar y es un funcionamiento más limpio y sin polvo.



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### 9. PRESUPUESTO

#### 9.1 Zona de oficinas

##### 9.1.1 Zona diáfana y de trabajo.

Vamos a exponer el número de rejillas, tubo, ventiladores y accesorios que serán necesarios para realizar la instalación.

Comenzaremos calculando la superficie de chapa necesaria, ya que, al ser conductos rectangulares el precio es función de los  $m^2$  de chapa utilizada.

| Zona diáfana |      |     |              |                            |
|--------------|------|-----|--------------|----------------------------|
| Conductos    |      | L   | Sup de chapa | Número de rejillas         |
| ancho        | alto |     |              |                            |
| 800          | 400  | 4   | 9,6          | 4 impulsión + 6<br>retorno |
| 600          | 400  | 7,5 | 15           |                            |
| 500          | 400  | 5   | 9            |                            |
| 300          | 400  | 7,5 | 10,5         |                            |

El total asciende a  $44.1 m^2$  de chapa. La empresa CYPE. S.A. presupuesta instalaciones de ventilación y con un pequeño software calcula el precio de éstas. Realiza una media ponderada de los metros cuadrados de chapa necesarios, los accesorios a instalar, la preparación para instalar las rejillas (sin incluir estas), el precio de la mano de obra del oficial que lleve a cabo la obra y de los ayudantes. (El link de esta aplicación de aporta en la bibliografía). Adjuntan como pliego de condiciones:

“”

#### **UNIDAD DE OBRA IOV020: CONDUCTO DE VENTILACIÓN DE SECCIÓN RECTANGULAR.**

##### **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.**

*Suministro y montaje de conducto de ventilación de sección rectangular de chapa de acero galvanizado de **0,8 mm** de espesor, clase M0 según **UNE 23727**. Incluso embocaduras, derivaciones, elementos de fijación y piezas especiales.*

##### **CRITERIO DE MEDICIÓN EN PROYECTO.**

*Superficie medida según documentación gráfica de Proyecto.*

##### **PROCESO DE EJECUCIÓN.**

##### **CONDICIONES PREVIAS.**

*Se comprobará que su situación y recorrido se corresponden con los de Proyecto, y que hay espacio suficiente para su instalación.*

##### **FASES DE EJECUCIÓN.**

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

*Replanteo y trazado de conductos.*

*Presentación de tubos y piezas especiales.*

*Marcado de la situación de las abrazaderas.*

*Fijación.*

*Montaje del conjunto.*

*Unión del conducto al extractor.*

*Protección del conjunto frente a golpes y mal uso.*

CONDICIONES DE TERMINACIÓN.

*Estanqueidad.*

*Evacuación de humos y gases.*

COMPROBACIÓN EN OBRA DE LAS MEDICIONES EFECTUADAS EN PROYECTO Y ABONO DE LAS MISMAS.

*Se medirá la superficie realmente ejecutada según especificaciones de Proyecto.*

“”””

Descompone los precios en:

| Descompuesto | Ud             | Descomposición   | Rend. | p.s.   | Precio partida |
|--------------|----------------|--|-------|--------|----------------|
| mt20cme070b  | m <sup>2</sup> | Chapa de acero galvanizado de 0,8 mm de espesor para formación de conductos de ventilación, clase M0 según UNE 23727, incluso p/p de bayoneta y accesorios de montaje. | 1,150 | 22,28  | 25,62          |
| mt20cme072b  | m <sup>2</sup> | Piezas especiales de chapa de acero galvanizado de 0,8 mm de espesor para formación de conductos de ventilación con p/p de embocaduras y derivaciones.                 | 0,500 | 21,84  | 10,92          |
| mt20cme071   | Ud             | Material auxiliar para formación y fijación de conductos de ventilación de chapa galvanizada.  | 1,000 | 2,50   | 2,50           |
| mo002        | h              | Oficial 1ª calefactor.   | 0,476 | 20,88  | 9,94           |
| mo052        | h              | Ayudante calefactor.   | 0,476 | 17,33  | 8,25           |
|              | %              | Medios auxiliares  | 2,000 | 57,23  | 1,14           |
|              | %              | Costes indirectos  | 3,000 | 58,37  | 1,75           |
|              |                |  |       | Total: | 60,12          |

Con lo cual para nuestra instalación:

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\text{Precio conductos zona diáfana} = 44.1 \cdot 60.12 = 2651.29\text{€}$$

A esto tenemos que añadirle el ventilador que colocamos sobre el baño, en el catálogo de Sodeca está recogido que:

$$\text{Precio ventilador zona diáfana} = 839.5\text{€}$$

Según el catálogo de la empresa Pablo Bujosa Gil S.L. el precio de las rejillas que hemos utilizado para nuestra instalación variaría según el tamaño de éstas. Por simplificar el cálculo tomaremos un valor intermedio de 20€ por rejilla pues el precio de éstas varían según sean lineales, de impulsión, de retorno, difusores, el tamaño, la doble difusión, los plenums o dámper instalados para regulación....

$$\text{Precio rejillas} = 10 \cdot 20 = 200\text{€}$$

En el mismo catálogo podemos encontrar el precio del rollo de filtro que colocamos tras el ventilador, este precio lo mayoraremos un 100% para tener en cuenta la construcción del marco y su instalación puesto que el rollo tiene unas dimensiones de 20 x 1 m nos servirá para todos los filtros que necesitamos poner en el sistema de ventilación

$$\text{Precio del filtro} = 160.26 \cdot 2 = 320\text{€}$$

El total asciende a:

$$\text{Coste zona diáfana} = 2651.29 + 839.5 + 320 + 200 = 4010.80 \text{ €}$$

### 9.1.2 Zona de almacén y despachos

Seguiremos el mismo procedimiento que en el apartado anterior. Comenzaremos calculando la superficie de chapa necesaria, ya que, al ser conductos rectangulares el precio es función de los  $m^2$  de chapa utilizada.

| Zona de oficinas |      |    |              |                         |
|------------------|------|----|--------------|-------------------------|
| Conductos        |      | L  | Sup de chapa | Número de rejillas      |
| ancho            | alto |    |              |                         |
| 1000             | 400  | 10 | 28           | 4 impulsión + 4 retorno |
| 800              | 400  | 5  | 12           |                         |
| 500              | 400  | 5  | 9            |                         |
| 300              | 400  | 5  | 7            |                         |
| 600              | 400  | 25 | 50           |                         |

El total asciende a 44.1  $m^2$  de chapa. La empresa CYPE. S.A. presupuesta instalaciones de ventilación y con un pequeño software calcula el precio de éstas.

Con lo cual para nuestra instalación:



## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

$$\text{Precio conductos zona despachos} = 106 \cdot 60.12 = 6372.7\text{€}$$

A esto tenemos que añadirle el ventilador que colocamos sobre el baño, en el catálogo de Sodeca está recogido que:

$$\text{Precio ventilador zona despacho} = 808 \text{ €}$$

Según el catálogo de la empresa Pablo Bujosa Gil S.L. el precio de las rejillas que hemos utilizado para nuestra instalación variaría según el tamaño de éstas. Por simplificar el cálculo tomaremos un valor intermedio de 20€ por rejilla pues el precio de éstas varían según sean lineales, de impulsión, de retorno, difusores, el tamaño, la doble difusión, los plenums o dámper instalados para regulación....

$$\text{Precio rejillas} = 8 \cdot 20 = 160\text{€}$$

El total asciende a:

$$\text{Coste zona despacho} = 6372.7 + 808 + 160 = 7340.7 \text{ €}$$

### 9.1.3 Aseo.

Para el aseo solo tenemos que tener en cuenta el coste del extractor de techo que colocamos y las rejillas de retorno:

$$\text{Precio extractor aseo} = 651.9 \text{ €}$$

$$\text{Precio rejillas} = 3 \cdot 20 = 60\text{€}$$

El total asciende a:

$$\text{Coste aseo} = 651.9 + 60 = 711.9 \text{ €}$$

## 9.2 Zona de impulsión para la limpieza y sótano

Seguiremos el mismo procedimiento que en el apartado anterior. Comenzaremos calculando la superficie de chapa necesaria, ya que, al ser conductos rectangulares el precio es función de los  $m^2$  de chapa utilizada.

| Zona impulsión |      |     |              |                    |
|----------------|------|-----|--------------|--------------------|
| Conductos      |      | L   | Sup de chapa | Número de rejillas |
| ancho          | alto |     |              |                    |
| 800            | 200  | 9   | 18           | 4 impulsión        |
| 600            | 200  | 10  | 16           |                    |
| 1000           | 400  | 20  | 56           |                    |
| 1000           | 800  | 0,5 | 1,8          |                    |
| Zona sótano    |      |     |              |                    |
| Conductos      |      | L   | Sup de chapa | Número de rejillas |
| ancho          | alto |     |              |                    |

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

|      |     |    |      |             |
|------|-----|----|------|-------------|
| 1000 | 500 | 3  | 9    | 4 impulsión |
| 800  | 250 | 14 | 29,4 |             |
| 800  | 250 | 2  | 4,2  |             |

El total asciende a  $134.4 \text{ m}^2$  de chapa. La empresa CYPE. S.A. presupuesta instalaciones de ventilación y con un pequeño software calcula el precio de éstas.

$$\text{Precio conductos impulsión y sotano} = 134.4 \cdot 60.12 = 8080.13\text{€}$$

A esto tenemos que añadirle el ventilador, en el catálogo de Sodeca está recogido que:

$$\text{Precio ventilador zona impulsión y sotano} = 2 \cdot 2351.4 = 4702.8 \text{ €}$$

Según el catálogo de la empresa Pablo Bujosa Gil S.L. el precio de las rejillas que hemos utilizado para nuestra instalación variaría según el tamaño de éstas. Por simplificar el cálculo tomaremos un valor intermedio de 20€ por rejilla pues el precio de éstas varían según sean lineales, de impulsión, de retorno, difusores, el tamaño, la doble difusión, los plenums o dämpers instalados para regulación....

$$\text{Precio rejillas} = 8 \cdot 20 = 160\text{€}$$

El total asciende a:

$$\text{Coste zona impulsión y sotano} = 8080.13 + 4702.8 + 160 = 12942.93 \text{ €}$$

### **9.3 Zona general de molinos.**

Tenemos que proceder de forma análoga, tendremos que sumar el coste del ventilador de techo instalado y de las rejillas colocadas.

$$\text{Precio del extractor de techo} = 3121 \text{ €}$$

En la zona general se colocaron diez rejillas,

$$\text{Precio rejillas} = 10 \cdot 20 = 200 \text{ €}$$

El total asciende a,

$$\text{Coste zona general} = 3121 + 200 = 3321 \text{ €}$$

### **9.4 Extracción localizada en los molinos.**

En este punto, utilizamos conductos circulares en lugar de rectangulares, la misma empresa permite calcular el precio de forma análoga con una aplicación similar. En este caso calcula el coste según los distintos tamaños normalizados y en función de la longitud de conducto. También desglosa la

**Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

forma de calcular el precio ponderado con el resto de factores.

| Descompuesto  | Ud | Descomposición  | Rend. | p.s.   | Precio partida |
|---------------|----|---|-------|--------|----------------|
| mt20cme010bgb | m  | Tubo de chapa galvanizada de pared simple helicoidal, de 400 mm de diámetro y 0,8 mm de espesor, clase M0 según UNE 23727, incluso p/p de codos, derivaciones, manguitos y piezas especiales. | 1,150 | 40,12  | 46,14          |
| mt20cme100a   | Ud | Material de fijación para conductos metálicos de ventilación de sección circular.   | 2,000 | 2,25   | 4,50           |
| mo002         | h  | Oficial 1ª calefactor.  | 0,476 | 20,88  | 9,94           |
| mo052         | h  | Ayudante calefactor.  | 0,476 | 17,33  | 8,25           |
|               | %  | Medios auxiliares   | 2,000 | 64,23  | 1,28           |
|               | %  | Costes indirectos   | 3,000 | 65,51  | 1,97           |
|               |    |   |       | Total: | 72,09          |

Aporta también el pliego de condiciones del montaje de la instalación,

“”

*UNIDAD DE OBRA IOV021: CONDUCTO DE VENTILACIÓN DE SECCIÓN CIRCULAR.*

**CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS.**

*Suministro y montaje de conducto de ventilación de sección circular de 350 mm de diámetro, de chapa galvanizada de pared simple helicoidal de 0,8 mm de espesor, clase M0 según UNE 23727. Incluso p/p de codos, derivaciones, manguitos y piezas especiales.*

**CRITERIO DE MEDICIÓN EN PROYECTO.**

*Longitud medida según documentación gráfica de Proyecto.*

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### PROCESO DE EJECUCIÓN.

#### CONDICIONES PREVIAS.

*Se comprobará que su situación y recorrido se corresponden con los de Proyecto, y que hay espacio suficiente para su instalación.*

#### FASES DE EJECUCIÓN.

*Replanteo y trazado de conductos.*

*Presentación de tubos y piezas especiales.*

*Marcado de la situación de las abrazaderas.*

*Fijación.*

*Montaje del conjunto.*

*Unión del conducto al extractor.*

*Protección del conjunto frente a golpes y mal uso.*

#### CONDICIONES DE TERMINACIÓN.

*Estanqueidad.*

*Evacuación de humos y gases.*

### COMPROBACIÓN EN OBRA DE LAS MEDICIONES EFECTUADAS EN PROYECTO Y ABONO DE LAS MISMAS.

*Se medirá la longitud realmente ejecutada según especificaciones de Proyecto.*

“”

Con lo cual para nuestra instalación:

| Zona extracción localizada molinos |      |
|------------------------------------|------|
| Conductos                          | L    |
| D                                  |      |
| 0,4                                | 11,2 |
| 0,5                                | 10,8 |
| 0,71                               | 14   |

La longitud total de conducto es 36 m.

$$\text{Precio conductos extracción localizada} = 36 \cdot 72.09 = 2595.24\text{€}$$

## **Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.**

A esto tenemos que añadirle los dos ventiladores centrífugos que colocamos para crear la depresión, en el catálogo de Sodeca está recogido que:

$$\text{Precio ventilador extracción localizada} = 1698.2 \text{ €}$$

Como habíamos comentado en el punto correspondiente colocaremos seis rejillas para aspirar el aire que atravesará la cabina arrastrando el polvo indeseable y renovando la atmosfera de la cápsula

$$\text{Precio rejillas} = 6 \cdot 20 = 120\text{€}$$

Como no conocemos el coste de la construcción e instalación del encapsulamiento y de la campana ya que será construida a medida no lo tenemos en cuenta

El total asciende a:

$$\text{Coste extracción localizada} = 2 \cdot 1698.2 + 120 = 3516.4 \text{ €}$$

### **9.5 Zona de descarga del grano**

En la zona de descarga colocamos dos extractores de techo para renovar la atmósfera y eliminar la hojarasca que se arrastra del sistema de impulsión y limpieza. Tendremos que considerar el coste de los extractores y de las rejillas que colocamos para que generen ese flujo vertical de aire.

$$\text{Precio extractor descarga} = 2784.4\text{€}$$

Y las rejillas,

$$\text{Precio de las rejillas} = 12 \cdot 20 = 240\text{€}$$

El coste total asciende a

$$\text{Coste zona descarga de grano} = 2 \cdot 2784.4 + 240 = 5808.8 \text{ €}$$

### **9.6 Coste total de la ventilación**

El coste total de todas instalaciones de ventilación a excepción del precio de la instalación y construcción en altura de las cabinas extractoras de los molinos asciende a

$$\text{Coste} = 5808.8 + 3516.43321 + 12942 + 711.9 + 7340.7 + 4010.8 = 37652.53 \text{ €}$$

## Caso práctico 2: Diseño del sistema de ventilación de un establecimiento industrial dedicado a la fabricación de harina.

### **10. BIBLIOGRAFÍA.**

- “Apuntes Instalaciones de fluidos, capítulo Sistemas de Ventilación.” Área de Mecánica de Fluidos. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos
- [www.sodeca.com](http://www.sodeca.com)
- [www.solerpalau.es](http://www.solerpalau.es)
- Catálogo general rejillas.
- Catálogo general rejillas de retorno.
- [www.renncmill.com](http://www.renncmill.com)
- “Industrial Ventilation: A manual of recommended practice for design”, 26th edition.
- Norweb para el acceso a las normas y reglamentos citados en el resumen de normativa.
- [www.sistemasgaitan.es](http://www.sistemasgaitan.es)
- Catálogo Airex industres.
- Catálogo intercambiador aire – agua AERMEC.
- [www.microfilter.com.ar](http://www.microfilter.com.ar)
- [www.gasokol.at](http://www.gasokol.at) para colectores solares.
- Catálogo AAF international.
- Presupuesto ventilación  
[http://vizcaya.generadordeprecios.info/IOV/IOV021\\_0\\_0\\_0\\_5\\_0\\_0\\_0\\_0\\_0.html](http://vizcaya.generadordeprecios.info/IOV/IOV021_0_0_0_5_0_0_0_0_0.html)
- “Handbook of pneumatic conveying Engineering” de David Mills, Mark G. Jones, Vijay K. Agarwal. Ed. Marcel Dekker, In.
- Catálogo Pablo Bujosa Gil S.L.
- Boletín Solid Solutions. Empresa MIGSA.