



DISEÑO PARA MÍNIMO CONSUMO ENERGÉTICO DE SISTEMAS DE ASPIRACIÓN DE PARTÍCULAS, TRANSPORTE NEUMÁTICO Y SEPARACIÓN MEDIANTE DE CICLONES

Aldara Avelina Senande Costa^[*], Jorge Luis Parrondo Gayo^[**], Pedro García Regodeseves^[**]

[*] Alumno; [**] Tutor(es)

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

Los sistemas de transporte neumático de partículas empleados en diversos procesos industriales pueden adolecer de un alto consumo de energía, pues suelen tener que emplear caudales considerables de gas, normalmente aire, y además presentan pérdidas de presión elevadas por distintos conceptos, en general bastante más altas que si sólo circulara fluido por la instalación. Este consumo energético se focaliza en el ventilador soplante o máquina que se encarga de impulsar el caudal de gas proporcionándole la presión necesaria para compensar las pérdidas en el circuito. Para poder cumplir los requisitos de transporte de material y, a la vez, minimizar el consumo energético, interesa que la conducción no tenga un diámetro muy pequeño (gran caída de presión) ni muy grande (gran caudal). Sin embargo, la determinación del valor óptimo no es simple, pues para estimar cada una de las contribuciones a la caída de presión total que pueden tener lugar en estos sistemas se ha de recurrir a correlaciones empíricas de cierta complejidad y que son función de numerosos parámetros geométricos y físicos (fluido y partículas).

Para facilitar el dimensionado óptimo del sistema se ha desarrollado un programa informático que, partiendo de unos requisitos de transporte de partículas, calcula las variables de interés del flujo bifásico fluido-partículas y en particular las caídas

de presión para un diámetro de tubería dado. También se determinan el tamaño y número de ciclones de un tipo dado que se han de incorporar para poder descargar las partículas de la corriente de gas satisfaciendo un cierto requisito de eficacia de separación. El programa permite repetir los cálculos variando el diámetro de tubería de forma que se puede establecer el diámetro de mínimo consumo para cada caso analizado.

ABSTRACT

Pneumatic particle transport systems used in various industrial processes can suffer from high energy consumption, since they usually have to use considerable flows of gas, usually air, and also have high pressure losses for different reasons, generally much higher than if only fluid circulated through the installation. This energy consumption is focused on the blower fan or machine that is responsible for driving the gas flow, providing it with the necessary pressure to compensate for losses in the circuit. In order to meet the material transport requirements and, at the same time, minimize energy consumption, it is important that the pipe does not have a very small diameter (large pressure drop) or a very large diameter (large flow rate). However, the determination of the optimal value is not simple, since to estimate each of the contributions to the total pressure drop that may occur in these systems, it is necessary to resort to empirical



correlations of a certain complexity and that are a function of numerous geometric parameters. and physical (fluid and particles).

To facilitate the optimal sizing of the system, a computer program has been developed that, based on particle transport requirements, calculates the variables of interest for the two-phase fluid-particle flow and, in particular, the pressure drops for a given pipe diameter. The size and number of cyclones of a given type that must be incorporated in order to discharge the particles from the gas stream while satisfying a certain separation efficiency requirement are also determined. The program allows repeating the calculations by varying the diameter of the pipe so that the diameter of minimum consumption can be established for each case analyzed.

INTRODUCCIÓN

En muchos procesos industriales se manipulan sólidos pulverizados, bien como materias primas o como productos, es muy importante la extracción de las mismas porque poseen un valor por sí mismas o porque suponen una agente contaminante, ante esta necesidad es común, sobre todo en distancias de unas decenas de metros, emplear los sistemas de transporte neumático de partículas. Estos sistemas son los encargados del trasvase de partículas sólidas o polvorientas por medio de un fluido a presión, normalmente aire [1][5]. Aunque también se emplean otras configuraciones, es frecuente que el transporte tenga lugar en fase diluida (todas las partículas se desplazan en suspensión) y en depresión. Además de la tubería propiamente dicha, estos sistemas constan de (Figura 1):

- El sistema de alimentación o entrada puede ser independiente de la entrada de aire, por ejemplo, una tolva o simultáneamente por boquillas desde pilas de material o con campanas de aspiración.
- El elemento para separar las partículas del gas, el ciclón, por ejemplo.
- Y por último la máquina que induce la circulación del aire por el sistema, el ventilador centrífugo o soplante en el caso de fase diluida.

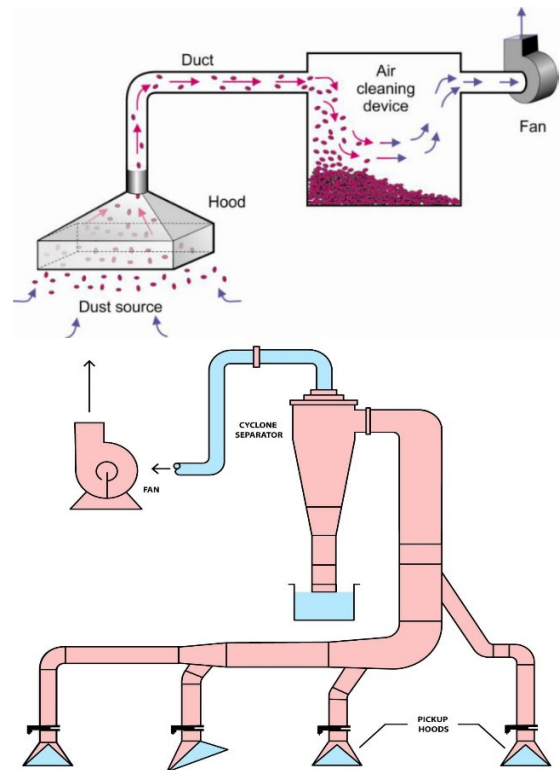


Figura 1. Ejemplos de disposición de sistemas de transporte neumático de partículas con aspiración desde una campana (arriba) o desde varias boquillas (abajo) [2].

Con respecto a otros sistemas de transporte, como son las cintas transportadoras, estos sistemas presenta las ventajas de bajo coste inicial, buena regulación de las cantidades de material, flexibilidad para trazar el recorrido de la tubería, facilidad para modificar la instalación si se necesita y bajo coste de mantenimiento. En cambio, pueden ser altos los costes de operación por consumo energético. Este consumo se concreta en el ventilador, que ha de aportar una potencia igual al producto del caudal de gas por la presión requerida por el sistema: $W = \Delta p Q$. Por un lado, para transportar las partículas se suelen necesitar velocidades de aire altas, con lo que también los caudales pueden ser altos. Y, por otro lado, en las conducciones se producen pérdidas de carga o presión bastante mayores que si sólo hay flujo de aire. Además, los ciclones, al igual que otros dispositivos de separación, inducen una



diferencia de presión significativa entre entrada y salida, que también ha de soportar el ventilador. Por ello, un sistema de transporte neumático bien dimensionado debe cumplir que:

- La velocidad y el caudal de aire no han de ser muy altos, pero sí han de ser suficientes para poder transportar la cantidad estipulada de partículas por unidad de tiempo (flujo másico).
- El consumo energético ha de ser el mínimo posible.

A este respecto, si el diámetro de la tubería es pequeño, el caudal de gas podrá ser relativamente bajo, pero las pérdidas de carga pueden ser muy altas, con lo que también será alta la potencia del ventilador. Para reducir las pérdidas de carga interesa ir a diámetros de tubería grandes, pero en tal caso aumentará mucho el caudal de aire necesario, con lo que también se pueden tener potencias demasiado altas. En general existe un valor de compromiso para el diámetro de la tubería que permite minimizar la potencia consumida por el sistema. Sin embargo, al tratarse de flujo bifásico, las caídas de presión que tienen lugar en el sistema por distintos conceptos se estiman mediante correlaciones empíricas de cierta complejidad y aplicación dificultosa incluso cuando se considera una tubería con diámetro conocido.

Ante esa dificultad, el propósito del presente TFM ha sido el estudio y elaboración de un programa informático que se encargue de realizar el cálculo del caudal necesario, la caída global de presión y la potencia consumida para cada instalación de interés, la cual se define atendiendo a requisitos de material a transportar, características del fluido y objetivos de eficacia de separación de partículas mediante ciclones. Como objetivo final se planteó poder determinar el diámetro de tubería óptimo para cada caso que sea analizado.

ESTIMACIÓN DE VARIABLES DE INTERÉS Y CAÍDA DE PRESIÓN EN CONDUCTOS

Para poder llevar a cabo nuestro programa y calcular las dimensiones adecuadas de la instalación debemos primero poder estimar las distintas pérdidas de energía que tienen lugar, habitualmente cuantificadas como caídas de

presión. Para ello se ha de recurrir a correlaciones empíricas que suelen incluir varios parámetros relevantes del flujo y de las partículas. Entre ellos se encuentran:

- El diámetro equivalente de las partículas, x , que es el que proporcionaría la misma fuerza de arrastre aerodinámico F_D con un flujo sobre las partículas si éstas fueran esféricas.
- El coeficiente de arrastre C_D sobre partículas esféricas [6]:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho_F \left(\frac{\pi x^2}{4} \right) v^2} \quad (1)$$

donde ρ_F es la densidad del fluido y v es su velocidad respecto a las partículas. Este coeficiente es función del número de Reynolds como reflejan los datos experimentales de la Figura 2, donde:

$$Re = \frac{\rho_F v x}{\mu} \quad (2)$$

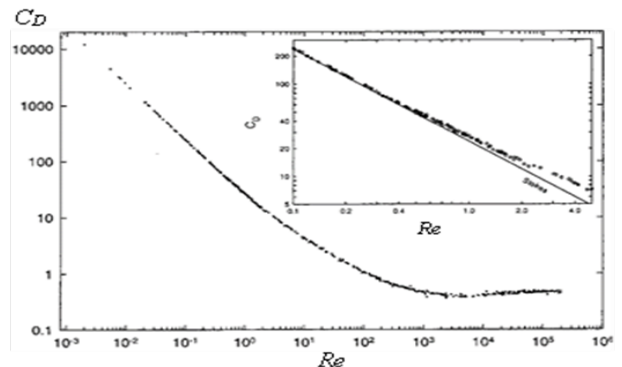


Figura 2. Coeficiente de arrastre de esferas en función del número de Reynolds [7]

Con el transcurso del tiempo se han ido proponiendo correlaciones $C_D = f(Re)$ más o menos complejas con vistas a cubrir todo el rango del Re hasta $2 \cdot 10^5$ [7][8]. Sin embargo, para aplicaciones con partículas pequeñas habitualmente se cumple que $Re < 500$, pudiendo emplearse dos correlaciones según su rango:



$$\begin{cases} Re \leq 0.3: C_D = \frac{24}{Re} \\ Re > 0.3: C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) \end{cases} \quad (3)$$

donde la primera es analítica (ley de Stokes) y la segunda empírica [9]

- La velocidad terminal de las partículas, v_T , que es la velocidad final (constante) que alcanza una partícula que cae en el seno de un fluido en reposo, cuando la fuerza de arrastre contrarresta el peso. Para partículas esféricas de diámetro x y densidad ρ_s se cumple que:

$$v_T = \sqrt{\frac{4 g x (\rho_s - \rho_f)}{3 C_D \rho_f}} \quad (4)$$

- La velocidad superficial

$$U = \frac{Q_F}{A} \quad (5)$$

donde Q_F es el caudal del fluido y A la sección del conducto.

- La velocidad real del fluido

$$U_F = \frac{Q_F}{\varepsilon_F A} = \frac{U}{\varepsilon_F} \quad (6)$$

donde ε_v es la fracción de vacío, o lo que es lo mismo, la fracción de volumen del fluido.

- La velocidad real de las partículas U_S :

$$U_S = \frac{M_P}{\rho_s (1 - \varepsilon_v) A} = \frac{G}{\rho_s \varepsilon_s} \quad (7)$$

donde M_P es el flujo másico de partículas, $G = M_P/A$ es el flujo másico por unidad de superficie transversal de conducto y $\varepsilon_s = 1 - \varepsilon_v$ pasa a representar la fracción de sólidos.

- La velocidad de saltación, U_{salt} : es la velocidad superficial mínima para que el transporte de partículas por un conducto horizontal tenga lugar en fase diluida (si no sería en fase densa). Como se aprecia en la Figura 2, el gradiente de presión y, por tanto, la energía consumida, son mínimos cuando se opera a la velocidad de saltación; para velocidades superiores (fase diluida) el gradiente de presión sube progresivamente, mientras que se sube de forma brusca para velocidades inferiores.

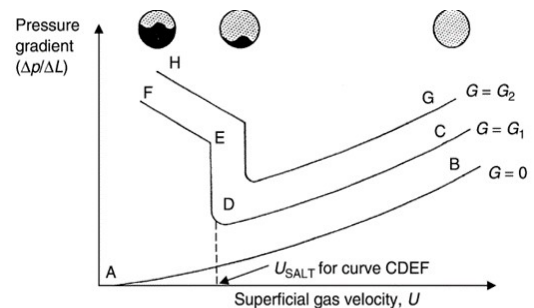


Figura 3. Gradiente de presión en función de la velocidad superficial para valores fijos del flujo másico G de partículas por unidad de sección de tubería, en conducto horizontal [4]

Es pues crucial poder estimar la velocidad de saltación. Para ello se puede recurrir a la correlación de Rizk [10]:

$$\frac{M_P}{\rho_f U_{salt} A} = \left(\frac{1}{10^{1440x+1.96}} \right) \left(\frac{U_{salt}}{\sqrt{gD}} \right)^{1100x+2.5} \quad (8)$$

A lo largo de los conductos de los sistemas de transporte neumático, el gas sufre una progresiva pérdida de energía mecánica o pérdida de carga lineal, que se manifiesta como una caída paulatina de presión. Esta pérdida se atribuye a la fricción viscosa entre fluido y pared y, sobre todo, a la interacción de las partículas con los tubos. Estas últimas están asociadas a los sucesivos impactos inelásticos de las partículas con el contorno interno, tras los cuales las partículas han de volver a acelerarse con el consiguiente gasto energético por parte del fluido [11]. A igualdad del resto de condiciones, el ritmo con que tienen lugar esos



impactos es mucho mayor si la tubería es horizontal que si es vertical. Las diferentes contribuciones a las pérdidas lineales de presión en el circuito se han de contabilizar por separado como se indica a continuación:

- Pérdidas de presión por pérdidas de carga o fricción viscosa entre el fluido y la pared del conducto: Δp_{FFW} . Podemos cuantificarlas con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p_{FFW} = f_F \rho_F \frac{U_F^2 L}{2 D} \quad (9)$$

donde f_F es el coeficiente de fricción clásico. Éste se puede determinar en función de la rugosidad relativa ϵ_{Rug}/D y del Re de la tubería con la ecuación empírica de Colebrook-White [6]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon_{Rug}}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_f}} \right) \quad (10)$$

- Pérdidas de presión por fricción entre partículas y pared para tubería vertical (ascendente): Δp_{FSWv} . Según la expresión de Konno y Saito [12]:

$$\Delta p_{FSWv} = \left(0.05 + G \sqrt{\frac{g}{D}} \right) L_v \quad (11)$$

- Pérdidas de presión por fricción entre partículas y pared para tubería horizontal: Δp_{FSWh} . Por analogía con la ec. (8):

$$\Delta p_{FSWh} = \frac{f_s G U_s L_h}{2 D} \quad (12)$$

donde U_s es la velocidad de las partículas definida en la ec. (6) y f_s es el factor de fricción equivalente de las partículas. Para estimar U_s y f_s se suelen emplear las correlaciones propuestas por Hinkle [4]:

$$U_s = U (1 - 0.0638 x^{0.3} \rho_s^{0.5}) \quad (13)$$

$$f_s = \frac{3 \rho_F D}{2 \rho_s x} C_D \left(\frac{U_F}{U_s} - 1 \right)^2 \quad (14)$$

También se pueden producir pérdidas de carga singulares, en particular las que tienen lugar en los codos de las tuberías. A fin de evitar el desgaste por abrasión, a menudo se emplean Ts ciegos para el enlace de una tubería con otra situada a 90° (Figura 4), con lo que las partículas impactan sobre un "cojín" previamente formado. Sin embargo, esto provoca que se produzca una pérdida de carga singular considerable. Para estimarla se han propuesto varios modelos [13][5] de diferente complejidad, pero los datos muestran mucha dispersión. Rhodes [4] recomienda asignar una longitud equivalente de 7.5 m de tubería vertical por codo, que es la opción seguida en este estudio.

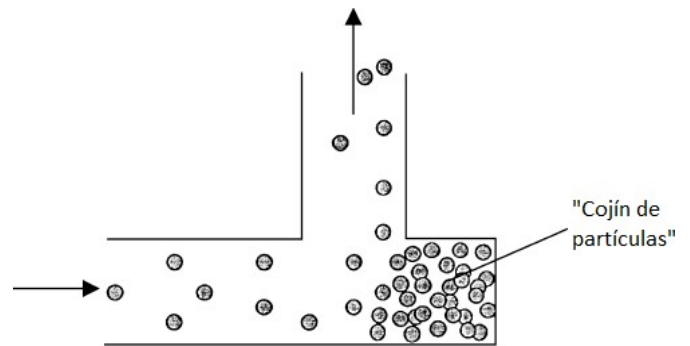


Figura 4. Esquema de pérdidas de carga en codo (T ciega) [4]

Existen además otras contribuciones a la caída de presión en la conducción:

- Aceleración del fluido y/o las partículas: se produce una reducción de presión igual al aumento de energía cinética. Puede ser que haya un cambio de sección de tubería, o, simplemente que se parta del reposo, por ejemplo, por aspiración desde una campana o cuando se dejan caer las partículas en la corriente desde una tolva. Las caídas de presión por ganancia de energía cinética de fluido y partículas vienen dadas por:

$$\Delta p_{KF} = \frac{1}{2} \epsilon_F \rho_F \Delta U_F^2 \quad (15)$$

$$\Delta p_{KS} = \frac{1}{2} \epsilon_S \rho_S \Delta U_S^2 \quad (16)$$



- Aumento de cota del fluido y las partículas en conducto ascendente: se produce una reducción de presión igual al aumento de energía potencial gravitatoria. Si se sube una longitud L_v las caídas de presión asociadas a fluido y partículas sólidas vienen dadas por:

$$\Delta p_{GF} = \epsilon_F \rho_F g L_v \quad (17)$$

$$\Delta p_{GS} = \epsilon_S \rho_S g L_v \quad (18)$$

CICLONES

Tras llegar al punto de destino de la conducción neumática, las partículas se han de separar del gas mediante un dispositivo adecuado. En general todos los tipos de dispositivo ofrecen una eficacia de recuperación η (relación entre la masa de partículas recogidas y la masa entrante) que es tanto mayor cuanto mayor es el tamaño de partícula (Figura 5). Para rangos de partículas no muy pequeñas (a partir de 4-5 μ m) se considera que los ciclones son los más adecuados por tener bajo coste inicial, requerir poco mantenimiento y proporcionar una buena eficacia de recuperación. En cambio, presenta una caída de presión (pérdida de carga) significativa entre la entrada y la salida, por lo que su operación acarrea un consumo energético a tener en cuenta y que se ha de sumar al del resto de la instalación.

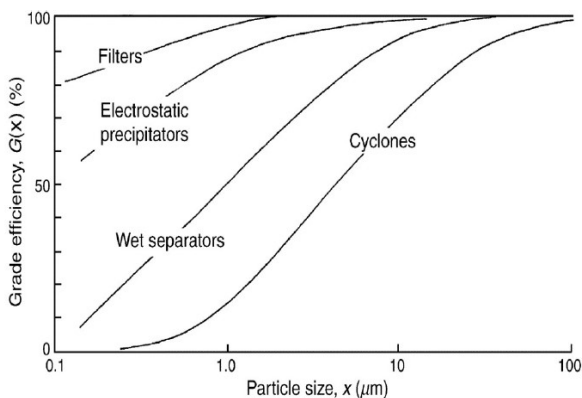


Figura 5. Eficiencia de separadores con el tamaño de partícula [4]

habitual de los ciclones, que es el de flujo de reverso (Figura 6), el aire entra tangencialmente por la zona más alta y progresa combinando tres movimientos principales:

- 1) rotación en torno al eje
- 2) traslación radial hacia el eje del ciclón y
- 3) traslación vertical hacia abajo (por la periferia del ciclón) y luego de nuevo hacia arriba (por la zona del eje).

Por su parte, las partículas, giran, descienden y buscan alcanzar su órbita de equilibrio desplazándose radialmente. Las de mayor tamaño (más pesadas y con mayor inercia) se precipitan al colector inferior; en cambio, las más pequeñas derivan hacia el eje y continúan arrastradas por el flujo de aire hasta la salida del ciclón, por un tubo central coaxial. Por ello la eficacia de separación conseguida para partículas grandes es prácticamente del 100% mientras que para partículas muy pequeñas tiende al 0%, tal como muestra la curva $\eta(x)$ del ciclón de la Figura 5.

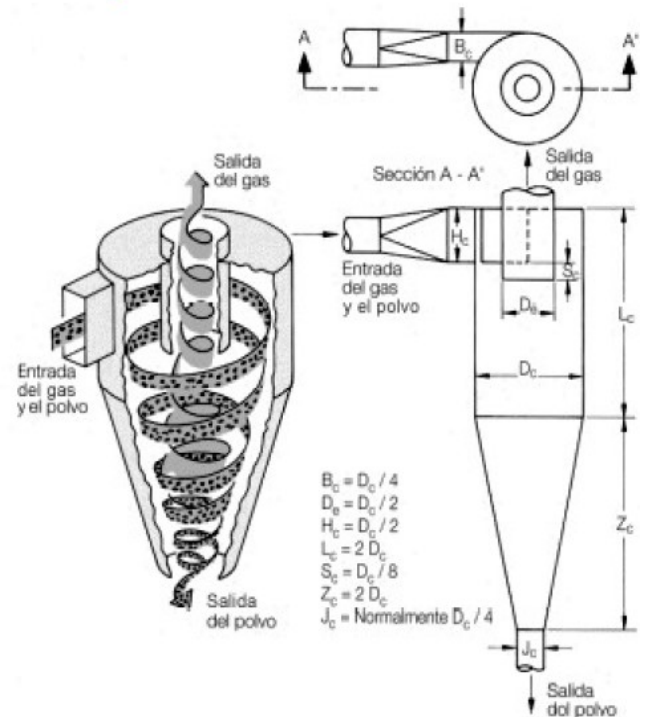


Figura 6. Esquema de las partes del ciclón [15]

Los ciclones son equipos que emplean los efectos de la fuerza centrífuga por rotación y gravedad para separar la mezcla [14]. Según el diseño más

En la literatura técnica se han propuesto numerosos modelos, tanto teóricos como



numéricos (CFD), para predecir las prestaciones de ciclones (curva $\eta(x)$ y caída de presión Δp_c) en función de su geometría, el caudal Q de fluido y las propiedades físicas de fluido y partículas [14][16]. Sin embargo, en general su grado de fiabilidad resulta cuestionable y es preferible recurrir a la caracterización experimental. A menudo la curva $\eta(x)$ se puede aproximar razonablemente por la expresión:

$$\eta \approx \frac{1}{\left(\frac{x_{50}}{x}\right)^n + 1} \quad (19)$$

Donde el tamaño de corte real (x_{50}) representa el tamaño mínimo para el que un separador retiene el 50% de las partículas. Por su lado el exponente n define el grado de inclinación de la curva en torno x_{50} , cumpliéndose que $n \sim 2$ [4].

Para el análisis dimensional de los ciclones son fundamentales dos parámetros adimensionales [4][14]:

- El número de Stokes (Stk_{50}), se asocia al tamaño de corte de las partículas (x_{50}) y representa el cociente entre la fuerza centrífuga de las partículas y la fuerza de arrastre aerodinámico. También puede definirse para otras eficacias de recuperación distintas del 50%:

$$Stk_{50} = \frac{\rho_s x_{50}^2 v}{18 \mu D_c} \quad (20)$$

siendo D_c el diámetro de la carcasa (Figura 5), es la viscosidad dinámica y v una velocidad definida como:

$$v = \frac{Q}{\pi D_c^2 / 4} \quad (21)$$

- El número de Euler (Eu), se asocia a la caída de presión en el ciclón. Representando la relación entre la caída de presión en el ciclón y la presión dinámica asociada a la velocidad característica v .

$$Eu = \frac{\Delta p_c}{\frac{1}{2} \rho_F v^2} \quad (22)$$

Los dos parámetros acabados de definir dependen, en general, de las proporciones geométricas del ciclón y, en alguna medida, del número de Reynolds [17]. Sin embargo, el Re suele ser elevado y su efecto se suele depreciar. En tal caso a cada forma geométrica de ciclón corresponden unos números de Stk_{50} y Eu concretos.

Ante la elección del separador más adecuado se busca cumplir los siguientes objetivos [18]:

- 1) Eficiencia de retención de partículas: interesa minimizar el tamaño de corte de las partículas, minimizando también el número de Stokes, es decir, maximizar la recuperación de partículas desplazando la curva $\eta(x)$ hacia el eje $x = 0$.
- 2) Consumo energético: se pretende minimizar las pérdidas de energía, para ello se debe minimizar Δp_c , por tanto, el número de Eu debe ser el menor posible.

En realidad, ambos objetivos de diseño resultan contrapuestos: reducir el consumo implica facilitar la circulación del aire por el ciclón con secciones de paso más amplias y menores valores de velocidad local, pero esto supone reducir las fuerzas centrífugas y es pues contraproducente para la separación de partículas. Por ello existe una amplia variedad de diseños de ciclón de uso industrial, que se suelen calificar como de "alta eficacia", "alto caudal" (equivalente a "bajo consumo") o "intermedios" dependiendo del énfasis relativo del diseño sobre uno u otro objetivo. El diagrama de la Figura 7 compara los valores de Stk_{50} y Eu correspondientes a varios ciclones comerciales que abarcan esas tres categorías [19]. Se observa que, en el diagrama de doble escala logarítmica, los datos se aproximan a una recta límite de expresión [14]:

$$Stk_{50} Eu^2 \approx 12 \quad (23)$$



Se considera que a un diseño óptimo le han de corresponder valores de Stk_{50} y Eu que definan puntos próximos o por debajo de esa recta en el diagrama de la Figura 7 [18].

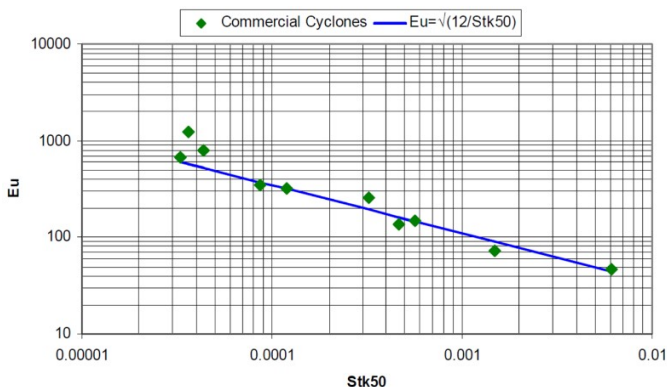


Figura 7. Valores de los números de Euler y Stokes para varios ciclones comerciales [19]

Finalmente, para unos números de Euler y Stokes dados, la ec.(19) indica que a mayor tamaño de partícula x_{50} , es decir, se reduce la eficacia. Por eso para conseguir mejorar la eficacia sin penalizar el consumo (pérdidas de carga bajas) se ha de recurrir a repartir el caudal de fluido cargado con partículas entre varios ciclones iguales en paralelo, de modo que su tamaño sea suficientemente pequeño. Esto requiere un adecuado diseño de las ramas desde los conductos para que se consiga un reparto de caudal uniforme entre todos los ciclones (Figura 8) [20][21].

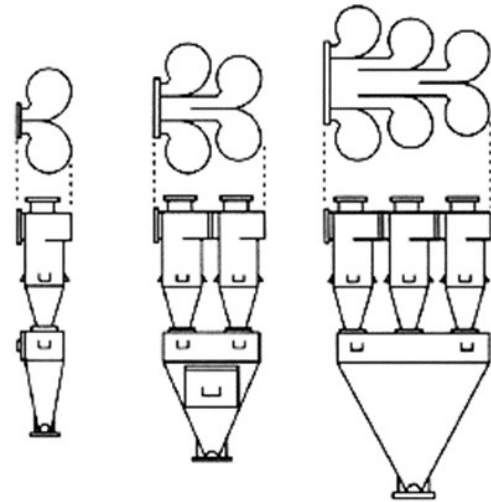


Figura 8. Ejemplos de disposiciones con 2, 4 y 6 ciclones en paralelo.

ALGORITMO Y PROGRAMA DE CÁLCULO

La finalidad del proyecto es facilitar y agilizar los cálculos de dimensiones de los elementos implicados en el transporte de partículas (tuberías, ciclones y ventiladores) para el diseño óptimo y de mínimo consumo posible. Para ello diseñamos un programa que realice estos cálculos cumpliendo las limitaciones características del sistema de transporte:

- 1) Minimizar el consumo energético minimizando las pérdidas de presión lo máximo posible.
- 2) Emplear un caudal de gas suficiente para conducir las partículas en fase diluida durante todo el período de transporte neumático.

Para poder ejecutar el algoritmo se necesita, previamente, fijar los siguientes grupos de datos o requisitos de cálculo:

- Datos de las partículas que se deben conocer: densidad, flujo másico y tamaños de referencia de las partículas más grandes y pequeñas.
- En el caso del fluido se piden los siguientes datos: la temperatura y presión ambiente, su constante para la ecuación de los gases ideales y la viscosidad que supondremos constante en todo el arrastre.



•Y para definir las conducciones se indicarán: las longitudes de los tramos horizontales y verticales por separado, el número de codos de 90°, la superficie de la campana de aspiración y la rugosidad del material de la superficie interna del conductor.

A mayores para poder arrancar el cálculo se solicitan unos requisitos mínimos acerca del caudal de gas y diámetro y sobre los ciclones. En cuanto a los ciclones y sus números adimensionales, se nos da la oportunidad de escoger entre diversas marcas comerciales que ya disponen del número de Stokes y Euler definidos o de que sea el usuario quien defina estos.

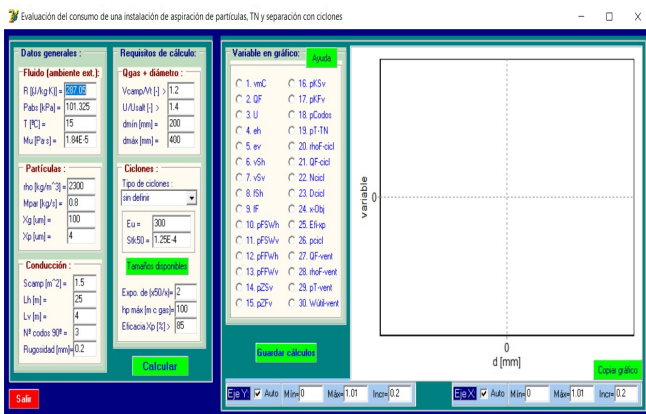


Figura 9. Interfaz del programa

Una vez establecidos los requisitos previos, se definen una serie de pasos a seguir para poder obtener los resultados deseados, partiendo de las ecuaciones expuestas previamente y de la hipótesis de que se conoce el diámetro de la tubería:

- 1) Se calcula la velocidad terminal (v_T) empleando la ec. 4 y se obtiene el caudal mínimo de aire (Q_{min1}) que cumple el requisito de cálculo establecido para la relación entre la velocidad de campana y la terminal (V_{camp}/V_T).
- 2) Conociendo el diámetro de la tubería se obtiene la velocidad de saltación (U_{salt}) (ec.8) y se calcula el caudal efectivo de

aire (Q_{min2}) para que cumpla el valor mínimo de la relación entre la velocidad superficial y la de saltación (U/U_{salt}) previamente impuesto en los requisitos de cálculo.

- 3) Se debe establecer cuál de los dos caudales anteriores es el mínimo que cumple ambas limitaciones, este será el caudal mínimo de aire que circule por el sistema (Q_{min}). Conociendo este caudal, se puede conocer también la velocidad superficial a través de la ecuación 5.
- 4) Se van calculando los distintos términos que influyen en la caída de presión:
 - a. Fracciones de sólido en horizontal y vertical (e_h, e_v), velocidades de los sólidos (v_{Sh}, v_{Sv}) y las caídas de presión por fricción fluido - pared (P_{FFW}) ec. 9.
 - b. Caída de presión por fricción entre el sólido y la pared diferenciando también los tramos horizontales de los verticales (P_{FSWh}, P_{FSWv} con las ecuaciones 12 y 11).
 - c. Caída de presión por ganancia de energía potencial (por elevación) (P_{GF}, P_{GS}) con las ecuaciones 17 y 18 respectivamente, y por ganancia de energía cinética (por aceleración) (P_{KF}, P_{KS}) (ec.15 y 16).
 - d. Caída de presión en codos de 90° (P_{Codos}).

- 5) Con todos los términos de la caída de presión calculados individualmente se halla la caída de presión total en la transmisión neumática (P_{T-TN}).
- 6) Una vez definida la tubería, se pasa ahora a calcular el número de ciclones asociados en paralelo necesarios (N_{ciclo}), teniendo en cuenta los requisitos seleccionados previamente.



7) Ya para completar, se define el ventilador que se debe emplear mediante el caudal de fluido que llega a este (Q_{F-vent}), la presión (P_{T-vent}) y la potencia demandada ($W_{útil-vent}$).

Para poder saber en qué caso se consume menos energía se deben realizar los cálculos para distintos casos, como en cada aplicación del sistema se conocen que partículas se generan en el proceso y se pueden conocer sus características, lo más adecuado es estudiar y diseñar la instalación en función del diámetro, aunque también se podría hacer variando otros parámetros. En el programa diseñado se varía poco a poco el diámetro de la tubería y, para cada diámetro, se aplican los pasos anteriores.

Implementamos el algoritmo de cálculo descrito en el entorno Delphi, donde se utiliza Object Pascal, una versión más moderna de Pascal, como lenguaje de programación. Este entorno permite, además, generar resultados visuales, útiles para realizar gráficas, y exportar a archivos txt los resultados numéricos obtenidos.

RESULTADOS

El resultado último es un programa informático que calcula y grafica, tras introducir los datos generales y los requisitos de cálculo, como varían en función del diámetro una serie de variables características de la instalación para que esta quede totalmente definida.

Al iniciar el programa están definidos por defecto los datos generales y requisitos, se utilizarán estos como ejemplo para demostrar el correcto funcionamiento del algoritmo diseñado (ver datos en Figura 10) y poder analizar los resultados que se obtendrían.

Datos generales :

Fluido (ambiente ext.):

| | |
|----------------|---------|
| R [(J/kg·K)] = | 287.05 |
| Pabs [kPa] = | 101.325 |
| T [°C] = | 15 |
| Mu [Pa·s] = | 1.84E-5 |

Partículas :

| | |
|------------------------------|------|
| rho [(kg/m ³)] = | 2300 |
| Mpar [kg/s] = | 0.8 |
| Xg [um] = | 100 |
| Xp [um] = | 4 |

Conducción :

| | |
|---------------------------|-----|
| Scamp [m ²] = | 1.5 |
| Lh [m] = | 25 |
| Lv [m] = | 4 |
| Nº codos 90º = | 3 |
| Rugosidad [mm] = | 0.2 |

Requisitos de cálculo:

Qgas + diámetro :

| | |
|----------------|-----|
| Vcamp/Vt [-] > | 1.2 |
| U/Usalt [-] > | 1.4 |
| dmín [mm] = | 200 |
| dmáx [mm] = | 400 |

Ciclones :

Tipo de ciclones : sin definir

| | |
|---------|---------|
| Eu = | 300 |
| Stk50 = | 1.25E-4 |

Tamaños disponibles

| | |
|--------------------|-----|
| Expo. de (x50/x) = | 2 |
| hp máx [m c gas] = | 100 |
| Eficacia Xp [%] > | 85 |

Calcular

Figura 10. Ventana de datos estudiados

Para un mejor análisis de la instalación planteada se estudiarán los parámetros comparándolos entre ellos, de manera coherente.

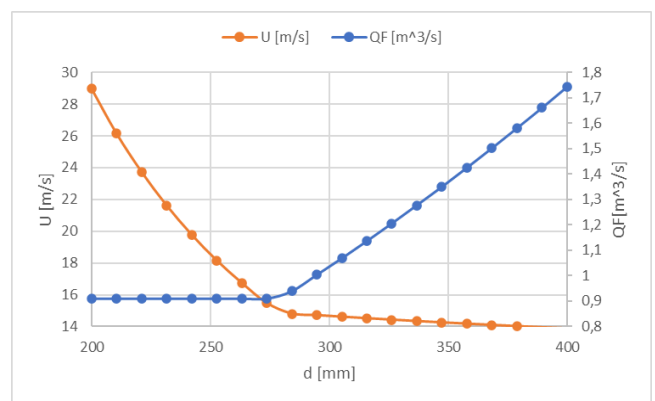


Figura 11. Representación de la velocidad superficial y del caudal del fluido en función del diámetro

Es interesante comparar la evolución del caudal con el diámetro con la evolución de la velocidad con el mismo (Figura 11), pudiendo estudiar la



influencia de este primer parámetro en el segundo.

Si se observa detenidamente el caudal se puede ver que, desde el diámetro de 273,7 mm para abajo (hacia la izquierda de la gráfica) no varía el caudal, esto se debe a que en ese diámetro se alcanza el caudal mínimo de gas para que la circulación de las partículas sea dispersa, por tanto, a diámetros menores el caudal no puede seguir bajando y se mantiene en ese mínimo.

Sin embargo, se aprecia que a partir de 273,7 mm para arriba el caudal aumenta prácticamente de forma lineal con el diámetro, este aumento se debe a la propia definición de caudal, cantidad de volumen por unidad de tiempo, ya que el volumen es directamente proporcional al diámetro, que afecta de la misma manera al caudal.

Por otro lado, la velocidad disminuye a medida que aumentan el diámetro, esta disminución cumple la ecuación 5. Cuando el caudal se mantiene constante la sección aumenta con el diámetro, lo que provoca que disminuya la velocidad tan abruptamente, pero a partir de 273,7 mm el caudal también aumenta, es por eso por lo que la velocidad sigue disminuyendo, pero de una forma más suavizada.

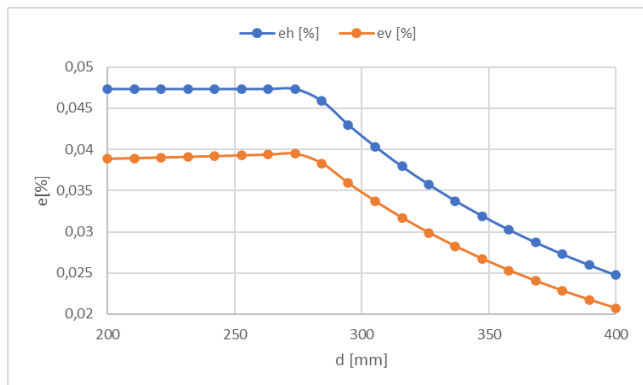


Figura 12. Representación de las fracciones de sólidos en función del diámetro

En el caso de las fracciones de sólido se puede ver cómo afecta el hecho de necesitar un caudal mínimo, ya que, hasta un cierto valor del diámetro, 273,7 mm, se mantienen constantes. También se puede ver que la cantidad de sólido es mayor en los tramos horizontales que en los verticales, esto está relacionado directamente con

las velocidades (Figura 13). En vertical las velocidades de sólido y fluido son muy parecidas (exceptuando la velocidad terminal, que suele ser muy baja), mientras que en horizontal hay muchos impactos partículas-pared y muchas partículas se paran y necesitan volver a acelerarse, con lo que la velocidad media de las partículas resulta más pequeña que la del fluido. A razón de lo explicado y, apoyándose en la ecuación 7, se justificaría esta diferencia entre la fracción de sólidos en vertical y horizontal.

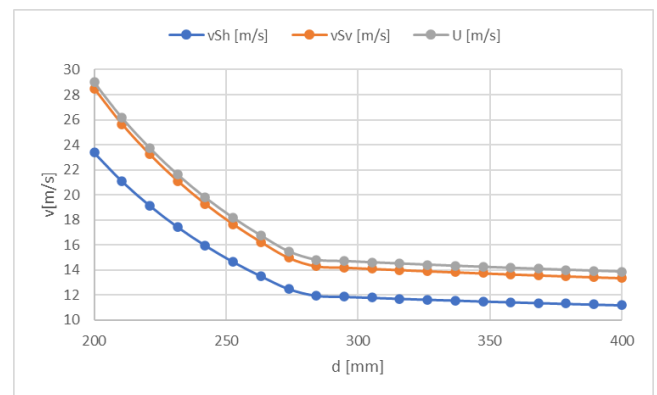


Figura 13. Representación de la velocidades en función del diámetro

En cuanto a las velocidades y su representación se reafirma lo mencionado anteriormente.

Si se comparan las velocidades de sólidos en los tramos horizontales y verticales se puede apreciar claramente la diferencia entre ellas y que, efectivamente, en vertical las velocidades son mayores.

Si ahora se presta atención a la evolución de las tres velocidades con el diámetro, ya que todas siguen la misma tendencia, se observa la diferencia entre antes y después de 273,7 mm de diámetro, la cual se justifica en los tres casos como en la Figura 11.

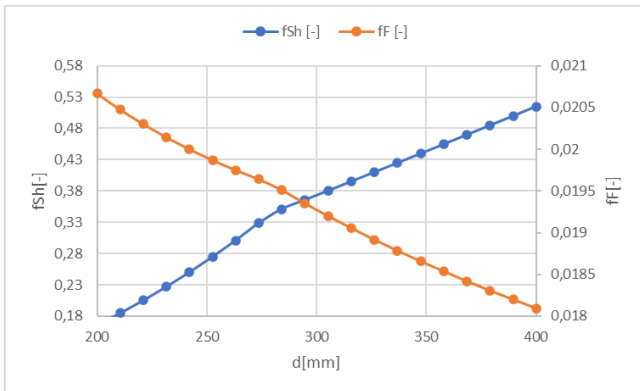


Figura 14. Representación de los coef. de fricción de sólidos y fluido en función del diámetro

El coeficiente de fricción representado en la Figura 14, sigue una tendencia distinta para el caso del fluido y del sólido. Es lógico pensar que ambos deberían ser crecientes con el aumento del diámetro, ya que cuanto mayor sea el tubo menos deberían de chocar las partículas. Pero en el coeficiente de fricción del sólido se debe tener en cuenta los impactos inelásticos con el contorno interno, que provocan ese descenso del coeficiente.

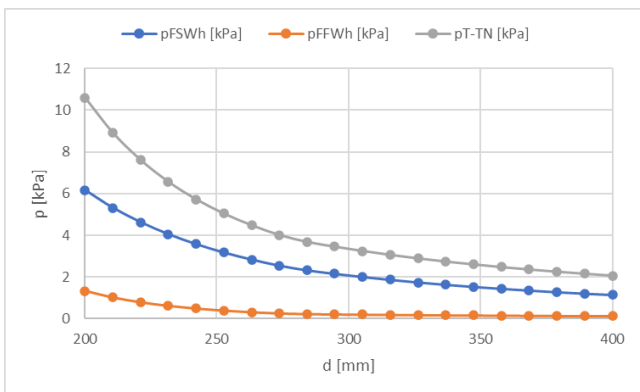


Figura 15. Representación de las presiones en la tubería en función del diámetro

Con la representación de la caída de presión se puede deducir correctamente que la caída más importante se debe a la pérdida de presión por fricción entre el sólido y la pared en los tramos horizontales, siendo esta la de mayor influencia en la presión total en el transporte neumático.

Asimismo, se constata lo afirmado varias veces a lo largo del documento a cerca de la disminución de la caída de presión con el aumento del diámetro y del caudal. Además, a partir del diámetro de 273,7 mm la representación de las caídas tiende a volverse constante, o a que su disminución no sea tan pronunciada.

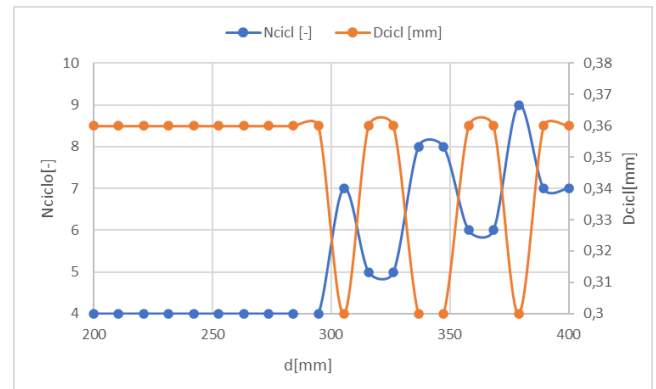


Figura 16. Representación del número de ciclones y diámetro de estos en función del diámetro

Caracterizando más pormenorizadamente los ciclones, se contempla que a cuantos más ciclones menor tamaño, y viceversa. Esto se debe a que, para un mismo caudal, asociando estos elementos en paralelo, si el número de ciclones es mayor, el caudal que circula por cada uno disminuirá al repartirse entre más y, por tanto, se necesitará un menor diámetro en cada ciclón. Siguiendo con la influencia del caudal sobre este cálculo, se aprecia como el número y diámetro de ciclones se mantiene constante hasta que el caudal empieza a variar, es decir, hasta que el diámetro de la tubería alcanza los 273,7 mm.

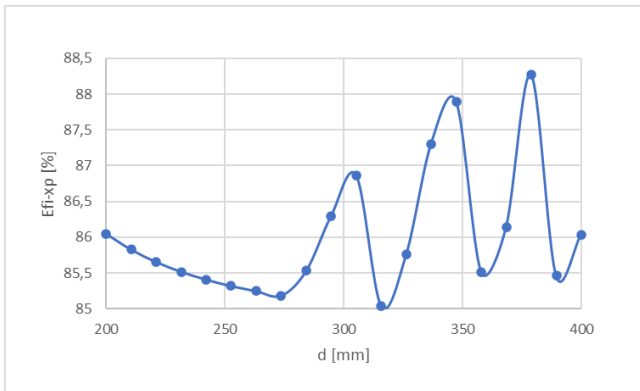


Figura 17. Representación eficacia de los ciclones para las partículas de tamaño X_p en función del diámetro

La eficacia del ciclón permite conocer el porcentaje de partículas pequeñas, de tamaño mínimo definido, permite pasar el ciclón. En el caso empleado como ejemplo, se define una eficiencia mínima del 85% de las partículas suspendidas en el fluido. Se puede ver que, para un diámetro concreto, 315,8 mm, se cumple el límite establecido, y que en ningún caso se tienen valores menores.

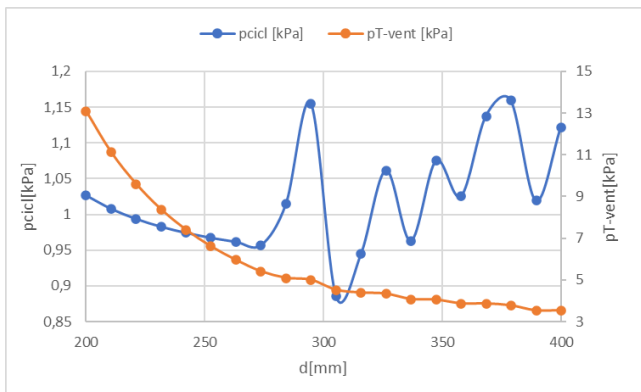


Figura 18. Representación de las presiones de ciclón y ventilador en función del diámetro

Las caídas de presión en los ciclones y ventiladores también son factores importantes y que influyen directamente en el consumo del sistema instalado, al igual que las caídas de presión en la tubería, cuanto mayor sean estas supondrán un consumo más elevado. Es curioso ver que la caída de presión del ciclón varía de forma un tanto aleatoria, esto se debe en

parte a la asociación de los ciclones en paralelo y a la variación tanto del número como del diámetro en función del diámetro de la tubería, lo que influye en el número de Euler, que se relaciona directamente con la presión. No obstante, en el caso del ventilador la tendencia es similar a la de la caída en la tubería, con una escala también similar.

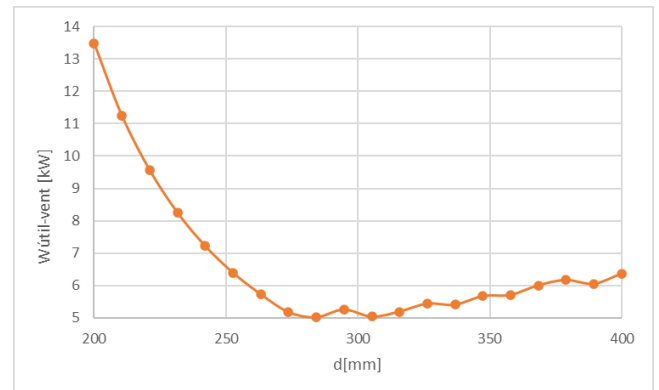


Figura 19. Representación del consumo energético en función del diámetro

Esta gráfica nos permite conocer el punto óptimo de funcionamiento del sistema para un consumo de energía mínimo, siendo, por tanto, la más importante.

En el caso escogido el mínimo consumo se produce en el diámetro de 284,2 mm y se consumen 5.019 KW. Este diámetro es un poco mayor que el diámetro mínimo obtenido para el resto de los parámetros, que era de 273,7 mm (Figura 11), esto puede deberse a ajustes necesarios para que la multiplicación del caudal por la caída de presión se reduzca lo máximo posible.

CONCLUSIONES

Se plantea y diseña un programa que permita, a partir de ciertos requisitos y siguiendo el algoritmo, calcular parámetros interesantes sobre la instalación. En particular, se ha obtenido la gráfica consumo-diámetro (Figura 19) que muestra el resultado objetivo del documento, el diámetro necesario para conseguir el mínimo consumo de la instalación.



Con los datos tomados por defecto para comprobar el funcionamiento del programa se obtiene que la instalación definida requiere un caudal mínimo que se consigue con tuberías de 273,7 mm de diámetro, pero este parámetro aumenta hasta los 284,2 mm para conseguir un consumo mínimo de energía. Este aumento, y teniendo en cuenta la ecuación del consumo ($W = \Delta p Q$), reduce las caídas de presión, aunque suponga un aumento del caudal, lo que permite deducir que las pérdidas de presión se ven más influenciadas por el diámetro, ya que si este disminuye un poco las pérdidas aumentan lo suficiente como para variar el consumo, sin embargo, la variación del caudal con el diámetro es más suave.

El programa permite a mayores comparar resultados si se varían algunos de los requisitos previos, como, por ejemplo, variar el tipo de ciclón o definir uno el propio autor. Esto tiene especial interés ya que nos permite optimizar más todavía la instalación.

NOMENCLATURA

| | |
|-----------------|---|
| x | Diámetro equivalente de las partículas |
| F_D | Fuerza de arrastre aerodinámico |
| C_D | Coefficiente de arrastre |
| ρ_F | Densidad de fluido |
| ρ_s | Densidad de partículas |
| Re | Número de Reynolds |
| μ | Viscosidad dinámica del fluido |
| v_T | Velocidad terminal de las partículas |
| U | Velocidad superficial |
| Q_F | Caudal del fluido |
| A | Sección del conducto |
| ε_F | Fracción de vacío |
| ε_s | Fracción de sólido |
| M_P | Flujo másico de partículas |
| G | Flujo másico por unidad de superficie transversal de conducto |
| U_s | Velocidad real de las partículas |
| U_F | Velocidad real del fluido |

| | |
|---------------------|---|
| U_{salt} | Velocidad de saltación |
| D | Diámetro de la tubería |
| L | Longitud, diferenciar horizontal (h) y vertical (v) |
| ε_{RWR} | Rugosidad relativa |
| f_F | Coefficiente de fricción del fluido |
| f_s | Coefficiente de fricción de las partículas |
| Δp_{FFW} | Caída de presión por fricción viscosa fluido-pared |
| Δp_{FSWv} | Caída de presión por fricción partículas-pared en vertical |
| Δp_{FSWh} | Caída de presión por fricción partículas-pared en horizontal |
| Δp_{KF} | Caída de presión por ganancia de energía cinética de fluido |
| Δp_{KS} | Caída de presión por ganancia de energía cinética de partículas |
| Δp_{GF} | Caída de presión por energía potencial gravitatoria en fluido |
| Δp_{GS} | Caída de presión por energía potencial gravitatoria en partículas |
| η | Eficacia de recuperación de los ciclones |
| x_{50} | Tamaño de corte de las partículas |
| Stk_{50} | Número de Stokes |
| Eu | Número de Euler |

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por la confianza ciega en mis capacidades y toda la ayuda que me proporcionaron sin pedir nada a cambio. A mis amigos, tanto a los que me acompañan en mis aventuras desde niña como a los que se fueron uniéndome a ellas más tarde.

También a todo el profesorado del máster, sobre todo a mi tutor, que me ayudó y me enseñó mucho con este Proyecto.

REFERENCIAS

- [1] D. Mills (2004). *Pneumatic Conveying Design Guide* (2nd ed.). Elsevier.



- [2] DHHS (2012). *Report of Investigations 9689: Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing*. Dep. of Health and Human Services (USA). Publication No.2012-12.
- [3] R.D. Marcus, L.S. Leung, G.E. Klinzing, F. Rizk (1990). *Pneumatic conveying of solids*. Chapman & Hall.
- [4] M. Rhodes (2008). *Introduction to Particle Technology (2nd ed.)*. John Wiley & Sons.
- [5] G.E. Klinzing (2018). A review of pneumatic conveying status, advances and projections. *Powder Technology* 333, 78–90.
- [6] F.M. White (2004). *Mecánica de Fluidos (5^a ed.)*. McGraw-Hill/Interamericana.
- [7] P. P. Brown and D. F. Lawler (2003). Sphere Drag and Settling Velocity Revisited. *Journal of Environmental Engineering* 129, 222-231.
- [8] W.R.A. Goossens (2019). Review of the empirical correlations for the drag coefficient of rigid spheres. *Powder Technology* 352, 350–359.
- [9] L. Schiller, A. Naumann (1935). A Drag Coefficient Correlation. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* 77, 318-320.
- [10] F. Rizk (1982). Pneumatic transport in dilute and dense phase. *Bulk Solids Handling* 2, 235–241.
- [11] N. Vásquez, K. Jacob, R. Cocco, S. Dhodapkar, G.E. Klinzing (2008). Visual analysis of particle bouncing and its effect on pressure drop in dilute phase pneumatic conveying. *Powder Technology* 179, 170-175.
- [12] H. Konno, S. Saito (1969). Pneumatic conveying of solids through straight pipes. *Journal of Chemical Engineering of Japan* 2, 211-217.
- [13] N. Tripathia, A. Sharma, S.S. Mallick, P.W. Wypych (2015). Energy loss at bends in the pneumatic conveying of fly ash. *Particuology* 21, 65-73.
- [14] A.C. Hoffmann, L.E Stein (2008). *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles, Design, and Operation*. Springer.
- [15] Soler & Palau (2022). Hojas Técnicas: Depuración del aire-Filtros II. <https://www.solerpalau.com/es-es/hojas-tecnicas-depuracion-del-aire-filtros-ii/> (Consulta realizada el 16/06/2022).
- [16] C.W. Haig, A. Hursthouse, D. Sykes, S. Mcilwain (2016). The rapid development of small scale cyclones — numerical modelling versus empirical models. *Applied Mathematical Modelling* 40, 6082-6104. DOI:10.1016/j.apm.2016.01.028.
- [17] T.J. Overcamp, S.E. Scarlett (1993). Effect of Reynolds Number on the Stokes Number of cyclones. *Aerosol Science and Technology* 19, 362-370. DOI:10.1080/02786829308959643.
- [18] B. Zhao, W. Qian, H. Li, Y. Su (2021). Cyclone pressure drop reduction and its effect on gas-particle separation capability: principle, performance, and assessment. *Reviews in Chemical Engineering* 2021, 000010151520200100. DOI:10.1515/revce-2020-0100.
- [19] L. Svarovsky (1992). Gas cyclones in fine particle separation. *Fluid/Particle Separation Journal* 5, 72-74.
- [20] G. Reddy, U. Kuppuraj (2015). Numerical study of flue gas flow in a multi cyclone separator. *Int. Journal of Engineering Research and Applications* 5, 48-53.
- [21] J. Nejad, S. Kheradmand (2022). The effect of arrangement in multi-cyclones filters on performance and the uniformity of fluid and particle flow distribution. *Powder Technology*, 117191. DOI:10.1016/j.powtec.2022.117191