



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Diseño de las redes de aire comprimido y transporte neumático en un astillero

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica

Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

Director: José Pérez García

Alumno: José Javier Paredes López

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradecer el apoyo y colaboración a quien ha sido mi tutor durante todo el desarrollo del proyecto, José Pérez García.

Agradecer, sin duda, a mis padres y familiares por todo su apoyo y confianza incondicional que ha permitido que pueda terminar esta carrera.

A todos ellos, muchas gracias.

Índice de figuras	5
Índice de tablas	7
Nomenclatura.....	9
Capítulo 1. Introducción.....	10
1.1 Introducción	11
1.2 Objetivos.....	11
1.3 Fases del proyecto.....	12
Capítulo 2. Análisis del Aire comprimido.....	13
2.1 El aire comprimido	14
2.2 Propiedades	14
2.3 Tratamiento del aire comprimido	16
2.3.1 La calidad del aire	17
2.3.2 Cantidad de aire (capacidad).....	19
2.3.3 Nivel de presión requerido	20
Capítulo 3. Red de aire comprimido.....	21
3.1 Descripción general y componentes de una red de aire comprimido	22
3.2 Configuración de las redes de aire comprimido	24
3.3 Producción de aire comprimido.....	26
3.4 Conductos	28
Capítulo 4. Diseño de la red de aire comprimido en el astillero	30
4.1 Dimensionamiento del astillero por CAD	31
4.2 Herramientas de cada local que necesitan aire comprimido.....	35
4.3 Selección de los elementos a instalar en el astillero.	37
4.4 Cálculos mediante el software CAREAC.....	49
Capítulo 5. Transporte neumático	64
5.1 Introducción	65
5.2 Proceso de transporte neumático: fluidización	65
5.3 Transporte en fase diluida y en fase densa.....	67
5.4 Sólidos a granel.....	68
5.4.1 Características y propiedades	68
5.4.2 Clasificación de los sólidos a granel	68
5.5 Ecuaciones principales.....	71

5.5.1 Transporte vertical de sólidos	71
5.5.2 Transporte horizontal de sólidos	72
5.5.3 Velocidad del gas y de las partículas	73
5.5.4 Flujos másicos	73
Capítulo 6. Diseño del transporte neumático en el astillero	75
6.1 Caso a estudiar en el astillero	76
6.2 Diseño del modelo en el astillero.....	77
6.3 Cálculos	82
Capítulo 7. Presupuestos	90
7.1 Costes de la instalación de aire comprimido	91
7.1.1 Coste de las tuberías.....	91
7.1.2 Coste de los equipos y componentes principales	91
7.1.3 Otros componentes.....	92
7.1.4 Costes de mantenimiento	93
7.1.5 Estimación de costes energéticos mediante CAREAC	94
7.2 Costes de la instalación de transporte neumático	96
7.3 Coste total	99
Capítulo 8. Eficiencia energética.....	100
8.1 Ahorro por recuperación de calor. Generalidades	101
8.2 Ahorro por recuperación de calor estimado mediante CAREAC.....	103
8.3 Medidas de ahorro energético en instalaciones de aire comprimido.....	104
8.3.2 Medidas de ahorro energético a implementar en la red de tuberías	105
8.3.3 Mantenimiento y Monitorizado del uso energético.....	105
8.3.4 Recomendaciones generales.....	106
Capítulo 9. Conclusiones.....	107
9.1 Conclusiones.....	108
Anexos.....	109
Bibliografía y Referencias.....	113

Índice de figuras

- Figura 1. Configuración general de un sistema de aire comprimido.
- Figura 2. HR vs T° Ambiente del aire.
- Figura 3. Equipos adicionales para el sistema de aire comprimido
- Figura 4. Componentes de una red
- Figura 5. Diseño de una red abierta
- Figura 6. Diseño de una red cerrada.
- Figura 7. Dirección del flujo en una red cerrada para una demanda característica.
- Figura 8. Diseño de una red interconectada.
- Figura 9. Tipos de compresores.
- Figura 10. Límites de usos de compresores.
- Figura 11. Ejemplo de una red y sus accesorios.
- Figura 12. Configuración del Astillero a estudiar.
- Figura 13. Vista perspectiva de los locales numerados.
- Figura 14. Synchronlift (Navantia-Cartagena).
- Figura 15. Plataformas de transferencia y Gradass (Navantia-Cartagena).
- Figura 16. Rango de operación de diferentes tipos de compresores.
- Figura 17. Red de aire comprimido.
- Figura 18. Compresor tipo DRF.
- Figura 19. Depósito PUSKA.
- Figura 20. Secadores frigoríficos serie PLX.
- Figura 21. Filtros PRO, PMO y PMM.
- Figura 22. Presentación del programa de diseño de redes de aire comprimido.
- Figura 23. Anillo principal.
- Figura 24. Tramo de tubería (Navantia-Cartagena).
- Figura 25. Red de aire comprimido conectada al nodo 1 (Punto P).
- Figura 26. Red de aire comprimido conectada a los nodos 2, 3 y 4 (Punto P).
- Figura 27. Red de aire comprimido conectada al nodo 5 (Punto P).
- Figura 28. Red de aire comprimido conectada a los nodos 7, 8 y 9 (Punto P).
- Figura 29. Predimensionamiento mediante el criterio de velocidad.
- Figura 30. Presión requerida en el punto de alimentación P0 (nodo 0).
- Figura 31. Avisos producidos al comenzar con el predimensionamiento.
- Figura 32. Red de aire comprimido predimensionado conectada al nodo 1.
- Figura 33. Red de aire comprimido predimensionado conectada a los nodos 2, 3 y 4.
- Figura 34. Red de aire comprimido predimensionado conectada al nodo 5.
- Figura 35. Red de aire comprimido predimensionado conectada a los nodos 7, 8 y 9.
- Figura 36. Proceso de fluidización.
- Figura 37. Transporte en fase diluida.
- Figura 38. Transporte en fase densa.
- Figura 39. Diagrama de fases en transporte neumático vertical.
- Figura 40. Diagrama de fases en transporte neumático horizontal.
- Figura 41. Propiedades del Corindón marrón.
- Figura 42. HDP 1000 Concepto Fuerza Bruta.

- Figura 43. Tolva FAST-D.
- Figura 44. Transportador modelo J.
- Figura 45. Colector de polvo ToritPowerCore Serie VL.
- Figura 46. Funcionamiento del Colector de polvo ToritPowerCore Serie VL.
- Figura 47. Geometría del colector de polvo.
- Figura 48. Líneas de transporte neumático con codos de gran radio.
- Figura 49. Pantalla de datos generado por CAREAC corregido.
- Figura 50. Coste de generación del aire comprimido en función de los datos de entrada.
- Figura 51. Plantilla Dynamic Air.
- Figura 52. Diagrama de Sankey del consumo energético de un compresor.
- Figura 53. Recuperación potencial de energía en instalaciones de aire comprimido.
- Figura 54. Planta de Almacenamiento Energético por Aire Comprimido de Alabama.
- Figura 55. Planta de Almacenamiento Energético por Aire Comprimido de Alstom's Huntorf, Alemania.
- Figura 56. Estimación del ahorro por recuperación de calor mediante CAREAC.
- Figura 57. Distribución promedio de costos.
- Figura 58. Causas de mayores ineficiencias.
- Figura 01. Parámetros que aparecen en un tramo de tubería inclinado un ángulo θ .

Índice de tablas

- Tabla 1. Calidad de aire según ISO 8573-1:2001
- Tabla 2. Comparativas de tipos de tuberías.
- Tabla 3. Ventajas y desventajas del uso del aire comprimido
- Tabla 4. Herramientas neumáticas y presión y caudal característicos de funcionamiento.
- Tabla 5. Herramientas que dispone el Astillero.
- Tabla 6. Herramientas neumáticas seleccionadas.
- Tabla 7. Herramientas neumáticas en condiciones normales.
- Tabla 8. Situación de máxima actividad en el astillero.
- Tabla 9. Factor de utilización por herramienta.
- Tabla 10. Caudal de aire necesario por local en el astillero.
- Tabla 11. Factor de simultaneidad.
- Tabla 12. Modelos de compresores marca PUSKA.
- Tabla 13. Depósitos para aire comprimido.
- Tabla 14. Características de los secadores frigoríficos modelo PLX.
- Tabla 15. Cuadro informativo conexiones entre equipos.
- Tabla 16. Filtros PRO.
- Tabla 17. Filtros PMO.
- Tabla 18. Filtros PMM.
- Tabla 19. Coeficiente de corrección de caudal en función de la presión.
- Tabla 20. Resultados del predimensionamiento calculada en el anillo.
- Tabla 21. Resultados del predimensionamiento calculada en el anillo principal.
- Tabla 22. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 1.
- Tabla 23. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 2.
- Tabla 24. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 3.
- Tabla 25. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 4.
- Tabla 26. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 5.
- Tabla 27. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 6.
- Tabla 28. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 7.
- Tabla 29. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 8.
- Tabla 30. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 9.
- Tabla 31. Productos y procedimientos de transporte.
- Tabla 32. Descripción y características de los métodos de transporte de flujo.
- Tabla 33. Grado de eficacia de los distintos materiales a tratar para abrasivos.
- Tabla 34. Grado de eficacia de aplicaciones para abrasivos.
- Tabla 35. Datos del transportador modelo J.
- Tabla 36. Dimensiones de la serie VL.
- Tabla 37. Características de la serie VL.
- Tabla 38. Datos iniciales del problema.
- Tabla 39. Cálculo de la velocidad de sedimentación para diferentes diámetros de conducto.
- Tabla 40. Cálculo de la velocidad superficial del gas.

Tabla 41. Cálculo de la velocidad intersticial del sólido.
Tabla 42. Cálculo de la porosidad en el tramo horizontal.
Tabla 43. Cálculo de la velocidad intersticial del gas.
Tabla 44. Cálculo del factor de fricción del gas.
Tabla 45. Cálculo del factor de fricción corregido del gas en el tramo horizontal.
Tabla 46. Cálculo del factor de fricción de los sólidos.
Tabla 47. Cálculo de factor de fricción corregido de los sólidos en el tramo horizontal.
Tabla 48. Cálculo de la presión dinámica del gas en el tramo horizontal.
Tabla 49. Cálculo de la presión dinámica de los sólidos en el tramo horizontal.
Tabla 50. Calculo de la caída de presión en el tramo horizontal.
Tabla 51. Cálculo del factor de fricción corregido del gas en el tramo vertical.
Tabla 52. Cálculo del factor de fricción corregido de los sólidos en el tramo vertical.
Tabla 53. Proceso de iteración para el cálculo de la velocidad terminal.
Tabla 54. Cálculo de la porosidad en el tramo vertical.
Tabla 55. Cálculo de la energía potencial corregido de los sólidos en el tramo vertical.
Tabla 56. Cálculo de la energía potencial corregido del gas en el tramo vertical.
Tabla 57. Cálculo de la caída de presión en el tramo vertical.
Tabla 58. Pérdidas de carga debido a los codos para diferentes diámetros de conducto.
Tabla 59. Resultados pérdida de carga total para diferentes diámetros de conductos.
Tabla 60. Precio de la tubería en función del diámetro.
Tabla 61. Precio total de las tuberías en el astillero.
Tabla 62. Precios de los equipos y componentes principales.
Tabla 63. Precio total filtros y válvulas.
Tabla 64. Fugas en función de la presión y del diámetro de la tubería.
Tabla 65. Costo por año del aire comprimido en función del tamaño del orificio.
Tabla 66. Datos técnicos del compresor DRF 220/10 introducido en CAREAC.
Tabla 67. Coste de la instalación de aire comprimido.

Nomenclatura

W	Potencia del compresor (W)
$\eta_{i,c}$	Rendimiento isentrópico del compresor
G, \dot{m}_p	Gasto másico ($\frac{Kg}{s}$)
g	Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
$Q_{consumo}$	Caudal de aire necesario ($\frac{m^3}{s}$)
f	Factor de fricción
d	Diámetro del conducto (m)
Usalt	Velocidad de sedimentación ($\frac{m}{s}$)
x	Tamaño de la partícula (m)
A	Área transversal de la tubería (m^2)
ρ	Densidad ($\frac{Kg}{m^3}$)
$\rho(f)$	Densidad del gas ($\frac{kg}{m^3}$)
$\rho(p)$	Densidad del sólido ($\frac{kg}{m^3}$)
Q_f	Flujo volumétrico del fluido ($\frac{kg}{s}$)
Q_p	Flujo volumétrico de la partícula ($\frac{kg}{s}$)
ε	Porosidad de la tubería
Δp	Caída de presión (Pa)
μ	Viscosidad dinámica ($\frac{Pa}{s} = \frac{kg * m}{s}$)
d	Diámetro interno tubería (m)
v	Velocidad del aire ($\frac{m}{s}$)

Capítulo 1. Introducción

1.1 Introducción

1.2 Objetivos

1.3 Fases del proyecto

1.1 Introducción

Las instalaciones de aire comprimido son instalaciones básicas que están presentes en prácticamente la totalidad de establecimientos industriales de todo tipo. En un astillero forman parte numerosos talleres y aplicaciones que requieren en cada caso tener en cuenta sus peculiaridades.

Un buen diseño de la red de aire comprimido, y su aprovechamiento desde el punto de vista de la recuperación energética, es de gran importancia a la hora de reducir costes y de asegurar un buen funcionamiento durante la vida útil de la instalación.

Así mismo las instalaciones de transporte neumático juegan un papel importante en las operaciones de carga y descarga de tanques y depósitos, permitiendo realizar esta tarea de forma eficiente energéticamente y sostenible medioambientalmente, ya que se pueden evitar episodios contaminantes que afectan a la seguridad y salud de los trabajadores del astillero.

En este proyecto se llevará a cabo el diseño de las redes de aire comprimido y transporte neumático en un astillero teniendo en cuenta los criterios de buenas prácticas en la fase de diseño y de sostenibilidad para la operación eficiente de ambos sistemas y con el mínimo impacto ambiental.

1.2 Objetivos

El objetivo del trabajo es diseñar las redes de aire comprimido y de transporte neumático en un astillero.

Para ello es necesario aplicar los conceptos estudiados durante el curso en la asignatura de Sistemas Hidráulicos y Neumáticos para diseñar y calcular las redes de aire comprimido utilizadas en las diferentes secciones o talleres de un astillero dedicado a la reparación o construcción de buques.

Como paso previo a establecer la configuración más adecuada para la red de aire comprimido:

- Se identificarán los tipos de máquinas y herramientas a alimentar neumáticamente y se definirán sus consumos
- Se definirá la calidad del aire comprimido que se requiere en cada caso
- Se determinará el número y tipo de compresores, su distribución en planta, la capacidad de los depósitos de almacenamiento, la configuración de la red de aire comprimido, los componentes del sistema de transporte neumático, etc.

En cuanto al sistema de transporte neumático, se diseñará y proyectará un sistema de transporte neumático para vaciado de tanques que contienen materia particulada.

Se elaborará un presupuesto aproximado de las instalaciones en el que se incluirán los equipos principales y el montaje de la red de tuberías.

Por último, se estudiará también el aprovechamiento energético del sistema de producción de aire comprimido

1.3 Fases del proyecto

1. Revisión bibliográfica.
2. Diseñar mediante programa CAD(Rhinoceros) la configuración básica del astillero a estudiar.
3. Definir las características de las redes de aire comprimido.
4. Estudio y selección de los diferentes elementos que componen la red de aire comprimido.
5. Herramientas que necesitan aire comprimido en los locales del astillero.
6. Diseño de la red de aire comprimido por Rhinoceros en el astillero previamente modelado.
7. Cálculo de las redes de aire comprimido mediante el software CAREAC.
8. Características del sistema de transporte neumático.
9. Aplicación del transporte neumático en el Astillero.
10. Diseño y cálculo del transporte neumático.
11. Estudio del Aprovechamiento energético del sistema de producción de aire comprimido
12. Presupuesto aproximado.

Capítulo 2. Análisis del Aire comprimido

2.1 El aire comprimido

2.2 Propiedades

2.3 Tratamiento del aire comprimido

2.3.1 La calidad del aire

2.3.2 Caudal del aire necesario

2.3.3 Nivel de presión requerido

2.1 El aire comprimido

El aire comprimido es aire atmosférico sometido a presión, compuesto por lo general en un 78% de Nitrógeno, un 21% de Oxígeno y en un 1% de otros gases como se indica en el **Anexo I**; físicamente es inodoro, incoloro e insípido.

La presión del aire atmosférico depende de la altura geográfica. Como altitudes de referencia para la presión y la temperatura del aire suelen darse las siguientes:

$P_0 = 1.013 \text{ bar}$ y $T_0 = 20^\circ\text{C}$ (condiciones estándar) o $P_0 = 1.013 \text{ bar}$ y $T_0 = 0^\circ\text{C}$ (condiciones normales)

Un sistema de aire comprimido se divide en dos partes: el suministro y la demanda. Del lado del suministro, encontraremos el paquete de compresión, compuesto por el compresor, el motor del compresor, controladores y depósitos y equipo de tratamiento del aire, como filtros, enfriadores, secadores, tanques de almacenamiento, etc. Por el lado de la demanda, están el cabezal principal, compuesto por las líneas principales de distribución, mangueras, reguladores de presión, válvulas, lubricadores, equipo neumático, etc.

Cada uno de los elementos mencionados, tanto del suministro como de la demanda, tienen una aplicación específica para el mejor desempeño del sistema y, en cada caso, se deberá cuidar su funcionamiento a través de un adecuado mantenimiento.

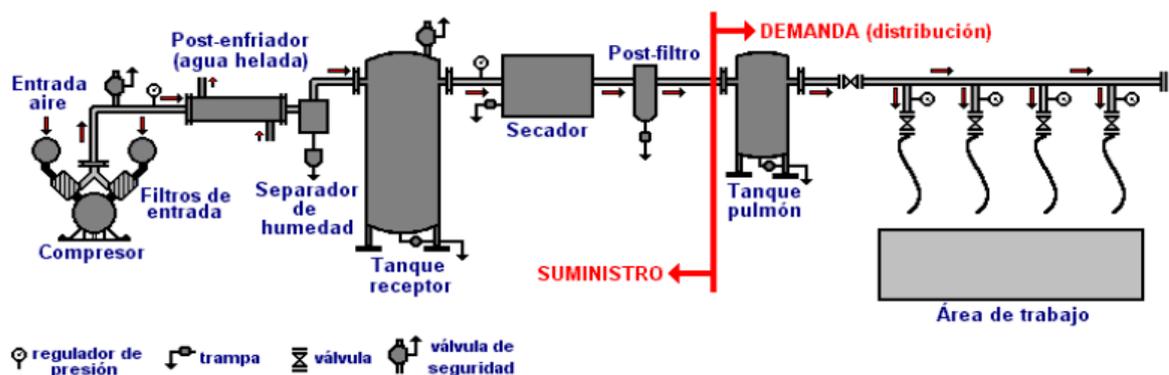


Figura 1. Configuración general de un sistema de aire comprimido.

2.2 Propiedades

Veamos las ventajas y desventajas que tiene el uso del aire comprimido como fluido de trabajo.

Como ventajas tenemos que:

- *Alta disponibilidad:* Es un medio fácil de obtener para ser energizado por medio de un compresor, no hay que adquirirlo y no se presentan cambios ya que el aire para ser energizado se lo realiza en un solo paso. Está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.

- *Transporte:* El aire comprimido tiene la facilidad de ser transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. Con la ventaja de que no es necesario disponer de tuberías de retorno.
- *Almacenable:* El aire comprimido generado por un compresor suele almacenarse en un depósito cuyo volumen se elige para sostener una demanda dentro de unos niveles de presión predeterminados. No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de éstos. Además, se puede transportar en recipientes cerrados.
- *Temperatura:* El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura; garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- *Antideflagrante:* No existe ningún tipo de riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son costosas.
- *Limpio:* El aire comprimido es limpio siempre y cuando pase por un filtro que contenga las microimpurezas que contiene el aire y en caso de faltas de estanqueidad en tuberías o elementos. Esto es muy importante, por ejemplo en las industrias alimenticias, farmacéuticas, de la madera, de los textiles y del cuero.
- Con la particularidad de que los sistemas de aire comprimido son libres de impurezas tóxicas, sin riesgo de contaminación por fugas.
- *Constitución de los elementos:* la concepción de los elementos de trabajo es simple y, por tanto, económico.
- *A prueba de sobrecargas:* Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden utilizarse hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

Para delimitar el campo de utilización de la neumática es preciso conocer también los inconvenientes que puede tener:

- *Preparación:* El aire comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad con el fin de evitar un desgaste apresurado de los elementos de mando y actuadores.
- *Compresible:* El aire, como todos los gases tiene la propiedad de ocupar todo el volumen de cualquier recipiente, que lo contiene o la de su ambiente. Permite ser comprimido consiguiendo una reducción del volumen. Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes.

- *Fuerza:* El aire comprimido es económico sólo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual de 700 kPa (7 bar), el límite también, en función de la carrera y la velocidad es de 20.000 a 30.000 N (2000 a 3000 kPa).
- *Escape:* El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte, gracias al desarrollo de materiales isonorizantes.
- *Costos:* El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos económicos y el buen rendimiento de los sistemas neumáticos.

2.3 Tratamiento del aire comprimido

El aire, en el estado natural en el que es aspirado por el compresor, no siempre es apto para su uso en este tipo de instalaciones. La humedad y las partículas en suspensión son los principales problemas. El aire atmosférico contiene humedad y gran cantidad de impurezas, así, el nivel de hidrocarburos puede alcanzar valores entre 4 y 14 mg/m³ en zonas normales debido al tráfico y en entornos industriales. También se pueden encontrar otros elementos contaminantes como polvo, dióxidos de azufre u hollín, etc.

Por otro lado, durante la compresión se produce un calentamiento del aire que aumenta su capacidad para absorber humedad y se aporta aceite procedente del sistema de lubricación del compresor, dando lugar a un incremento de la concentración de estas sustancias contaminantes. Para que este contenido en agua e impurezas no sean transportadas por la red de conductos y puedan llegar a los elementos de regulación, control o actuadores y deteriorarlos, es necesario realizar unas operaciones de preparación y tratamiento, que consisten en reducir a niveles aceptables el contenido en agua y aceite y la eliminación de impurezas.

Las necesidades del aire comprimido están definidas por tres factores determinantes:

1. La calidad
2. La cantidad (capacidad)
3. El nivel de presión requerido.

Si determinamos cuidadosamente estas necesidades, estaremos asegurando que la configuración de nuestro sistema de aire comprimido será la más apropiada.

A continuación se presentan algunas ideas que ayudarán a determinar las características del aire que se necesita:

2.3.1 La calidad del aire

La calidad del aire comprimido en el punto de consumo (máquina), viene definida por tres parámetros:

- *Pureza*, referida a la humedad y a la suciedad por partículas sólidas contenidas en el aire.
- *Presión*, referida al valor adecuado y constante.
- *Lubricación*, de acuerdo al área de aplicación.

La pureza del aire comprimido está influenciada por:

- Calidad del aire de aspiración.
- Filtro de aspiración.
- Tipo de compresor utilizado.
- Mantenimiento del compresor.
- Separador de partículas sólidas contenidas.
- Refrigerador posterior.
- Sistema de distribución de aire (tubería, disposición, etc.).

Todo el aire aspirado por el compresor, contiene una cantidad de agua en forma de vapor que depende de la temperatura y humedad relativa del ambiente.

La calidad del aire está determinada por la proporción de humedad y de contaminación (partículas de polvo o aceite) que permita la aplicación final del mismo. En general, se utilizan 4 niveles de calidad en función de su aplicación. En la industria se utiliza alguno de los tres primeros, como enseguida se describe:

1. *Aire de planta*. Aire que puede estar relativamente sucio y húmedo. Por sus características, es empleado en herramientas neumáticas y para usos generales.
2. *Aire para instrumentos*. Aire con cantidades de humedad y suciedad moderadas, por lo que es usado en laboratorios, sistemas de aplicación de pintura por rocío o pintura en polvo, controles de climas, etc.
3. *Aire de proceso*. Aire con muy poca humedad y casi nula suciedad; por sus características, es utilizado en la industria química, alimenticia, farmacéutica y electrónica.
4. *Aire para respiración*. Aire sin humedad y totalmente libre de aceite y polvos, por lo que se usa para recargar tanques de equipos de buceo, en hospitales, consultorios dentales, etc.

Es importante subrayar que a mayor calidad del aire, mayor será el costo para producirlo, porque una alta calidad de aire usualmente implica equipo adicional, el cual no únicamente incrementa la inversión del capital inicial, sino que también hace que el sistema global sea más caro de operar en términos de consumo de energía y costos de mantenimiento.

Uno de los principales factores cuando se determina la calidad del aire comprimido, es si éste puede o no estar libre de aceite. El aire comprimido libre de aceite puede ser producido con alguno de los compresores denominados libres de aceite (pistón), o con compresores que utilizan lubricación por inyección pero que tienen equipo adicional de separación y filtración de aceite.

Los compresores rotativos tipo tornillo y los reciprocantes libres de aceite usualmente tienen un alto costo, inicial y de mantenimiento, en comparación a los lubricados por inyección, sin embargo, el equipo adicional de separación y filtración que éstos últimos requieren, puede causar una reducción en su eficiencia, especialmente en sistemas a los que no se les da un buen mantenimiento.

Antes de seleccionar un compresor libre de aceite o uno lubricado por inyección, se deberán de considerar cuidadosamente las necesidades del proceso y de los equipos, esto en cuanto al nivel de aceite permitido en el aire, incluyendo en estas consideraciones el riesgo y el costo asociado de terminar con un producto contaminado.

Clasificación por clases de calidad según DIN ISO 8573-1 2001						
Clase	Partículas sólidas				Contenido de agua	Contenido de aceite
	Tamaño de partículas μm	Tamaño de partículas μm	Máx. N° de partículas / m^3	Concentración mg/m^3	Punto máx. de condensación bajo presión $^{\circ}\text{C}$	Concentración máx. de aceite mg/m^3
1	$0,10 < d \leq 0,5$	No aplica	100	No aplica	≤ -70	$\leq 0,01$
1	$0,5 < d \leq 1,0$		1		≤ -70	$\leq 0,01$
1	$1,0 < d \leq 5,0$		0		≤ -70	$\leq 0,01$
2	$0,10 < d \leq 0,5$		100000		≤ -40	$\leq 0,1$
2	$0,5 < d \leq 1,0$		1000		≤ -40	$\leq 0,1$
2	$1,0 < d \leq 5,0$		10		≤ -40	$\leq 0,1$
3	$0,5 < d \leq 1,0$		10000		≤ -20	≤ 1
3	$1,0 < d \leq 5,0$		500		≤ -20	≤ 1
4	$1,0 < d \leq 5,0$		1000		$\leq +3$	≤ 5
5	$1,0 < d \leq 5,0$		20000		$\leq +7$	-
6	No aplica	≤ 5	No aplica	≤ 5	$\leq +10$	-
7	No aplica	≤ 40	No aplica	≤ 10	Sin definir	-

La norma ISO 8573 parte 1 versión 2001 especifica las clases de pureza del aire comprimido con referencia a tamaño de partículas, contenido de agua y de residual.

Tabla 1. Calidad de aire según ISO 8573-1:2001.

De esta forma para designar la clase de pureza del aire comprimido se debe seguir el siguiente formato:

ISO 8573-1 X.Y.Z,

Donde:

X es la cifra que indica la clase de partículas sólidas, según la Tabla 1 anterior.

Y es la cifra que indica la clase de humedad, según la Tabla 1 anterior.

Z es la cifra que indica la clase de aceite, según la Tabla 1 anterior.

Ejemplo:

Aire comprimido Calidad ISO 8573-1 1.2.1, significaría un tipo de aire con la siguiente calidad:

- Calidad de clase 1 en partículas sólidas (n° partículas por m^3 de aire < 100 , para un tamaño de partícula entre $0,1$ y $0,5 \mu\text{m}$), clase 2 en humedad (punto de rocío a presión de -40°C), y clase 1 en concentración de aceite ($0,01 \text{ mg}/\text{m}^3$).

Cómo comparar la Humedad Relativa en la norma ISO 8573-1:2001

- La norma ISO 8573 define diferentes clases de aire comprimido en cuanto a su calidad. Para cada una de estas clases se establece la cantidad y el número de partículas de un determinado tamaño, la temperatura de rocío a presión, y la concentración de aceite que puede contener el aire comprimido.
- Como se ilustra en la Figura 2, cuando el punto de rocío a presión (PDP) se mantiene constante (representado por las curvas de colores) y cambia la temperatura ambiente del aire, la humedad relativa aumentará o disminuirá.
- Cuando se mantiene una Humedad Relativa (HR) constante, el rendimiento de su sistema de aire será consistente y fiable.

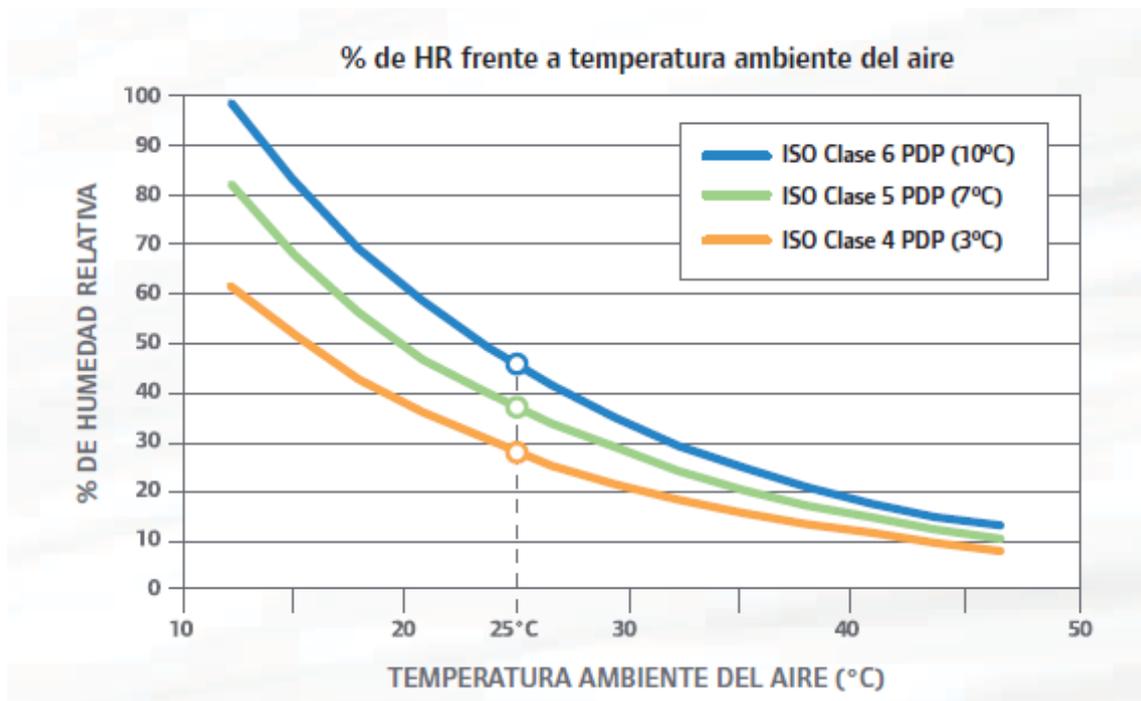


Figura 2. HR vs T° Ambiente del aire.

2.3.2 Cantidad de aire (capacidad)

La capacidad del sistema de aire comprimido se determina sumando el consumo promedio requerido por cada una de las herramientas y por la operación de cada proceso en toda la planta, tomando en cuenta factores de carga de cada uno de éstos.

Todo sistema puede presentar picos de demanda que se pueden satisfacer a través de tanques de almacenamiento o tanques pulmón; éstos serán más efectivos si se localizan lo más cerca posible de donde se requieran estas altas demandas. En muchos casos, una evaluación cuidadosa de la demanda del sistema nos puede llevar a una adecuada estrategia de control a través de estos tanques, de tal suerte que podamos reducir la capacidad global del compresor que se vaya a adquirir.

El sobredimensionar los compresores de aire es extremadamente ineficiente, porque la mayoría de los sistemas, operando a carga parcial, consumen más energía por unidad de volumen de aire producido. Es preferible comprar varios compresores pequeños con un control secuenciador de arranque, permitiendo así una operación más eficiente cuando la demanda es menor que la demanda pico.

Si a pesar de que el sistema fue diseñado apropiadamente y recibe un mantenimiento adecuado, sigue experimentado problemas de capacidad, una alternativa, antes de añadir otro compresor, es volver a analizar el uso del aire comprimido en cada una de las áreas de aplicación, ya que tal vez pueda utilizar, de manera más efectiva, sopladores o herramientas eléctricas o, tal vez, simplemente pueda detectar usos inapropiados.

Otra forma efectiva de diseñar y operar apropiadamente un sistema de aire comprimido es evaluar su perfil de carga. Las variaciones de demanda durante el tiempo total de uso del aire comprimido es una de las principales consideraciones cuando se diseña un sistema de esta índole.

Las plantas con grandes variaciones de demanda necesitarán de un sistema que opere eficientemente bajo carga parcial; en tales casos, el uso de compresores múltiples con controles secuenciadores de arranque, pueden operar el sistema de forma más económica. En cambio, en plantas con un perfil de carga con pocas o nulas variaciones, se pueden utilizar estrategias de control simples.

Por otro lado, los usos inapropiados dan lugar a una demanda artificial ya que requieren de un exceso en el volumen de aire y, por consecuencia, una mayor presión que el requerido por las propias aplicaciones. El uso de controladores de flujo puede ayudar a minimizar esta demanda artificial.

2.3.3 Nivel de presión requerido

El nivel de presión del sistema debe ser definido a través de los requerimientos de presión de cada una de las herramientas que normalmente han sido probadas por sus fabricantes a dichas presiones. En cambio, las presiones requeridas por los diferentes procesos deben ser especificadas por el ingeniero de proceso. Con ambos requerimientos se puede definir el nivel de presión del sistema, no olvidando que a mayor nivel de presión el sistema será más costoso, desde el punto de vista energético y de mantenimiento.

Por otro lado, cuando se defina el nivel de presión del sistema, se deben de tomar en cuenta las pérdidas del sistema a través de las tuberías y accesorios de los equipos adicionales, como secadores, separadores, filtros, etc.

Capítulo 3. Red de aire comprimido

3.1 Descripción general y componentes de una red de aire comprimido

3.2 Configuración de las redes de aire comprimido

3.3 Producción de aire comprimido

3.1 Descripción general y componentes de una red de aire comprimido

Una red de aire comprimido es el conjunto de todas las tuberías que parten del depósito, colocadas fijamente unidas entre sí y que conducen el aire comprimido a los puntos de toma para los equipos consumidores individuales.

En general una red de aire comprimido de cualquier industria cuenta con los siguientes 8 dispositivos mostrados en la siguiente figura.

1. Equipos de filtración previos al compresor. Estos dispositivos son utilizados para eliminar las impurezas del aire antes de la compresión con el fin de proteger al compresor y evitar el ingreso de contaminantes al sistema.
2. Compresor. Es el encargado de convertir la energía mecánica, en energía neumática comprimiendo el aire. La conexión del compresor a la red debe ser flexible para evitar la transmisión de vibraciones debidas al funcionamiento del mismo.
3. Equipos de enfriamiento del aire comprimido. Los equipos de enfriamiento o postenfriadores son la inversión más rentable para reducir las altas temperaturas del aire comprimido que sale del compresor. Es necesario enfriar el aire a 30°C – 35°C antes de que entre al secador o filtro en el tratamiento posterior del aire comprimido.
 - Postenfriador aire – aire.- En lugares donde el aire tiene alta presencia de contaminantes, la utilización de este equipo es cuestionable, ya que aunque el fluido de trabajo es gratuito (menor costo de operación), la cantidad de mantenimiento aumenta los costos.
 - Postenfriador aire – agua.- Tiene alta eficiencia, menor necesidad de espacio y mayor costo de operación por el fluido de trabajo y la instalación.
4. Depósitos. Almacenan el aire comprimido y equilibran las pulsaciones del aire procedente del compresor, a la vez que suministra una superficie grande de intercambio de calor que permite disminuir parcialmente la alta temperatura del aire luego de la compresión. Los tanques o pulmones tienen como función principal regular el caudal, evitar cambios bruscos en la presión y el asentamiento de partículas y humedad.
5. Equipos de filtración en línea. Se encargan de filtrar y eliminar las partículas de polvo del aire comprimido hasta una calidad adecuada para el promedio de aplicaciones conectadas a la red.
6. Secadores. Se utilizan para aplicaciones que requieren un aire supremamente seco.
7. Red de conductos. Se pueden dividir en conductos principales, que conectan el compresor con el anillo de distribución, y las tuberías o ramales de distribución, desde los que se alimentan las derivaciones a cada herramienta o punto de consumo.

8. Equipos adicionales. Equipos de purga, unidades de mantenimiento (formadas por filtro, regulador de presión y lubricador), secadores adicionales, instrumentación, etc.



Figura 3. Equipos adicionales para el sistema de aire comprimido.

Equipo adicional: (1) Válvulas de alivio, (2) Medidor de presión, (3) Unidad de mantenimiento de aire (4) Separador de impurezas, (5) Unidad de lubricación, (6) Regulador de presión de la línea de tubería.

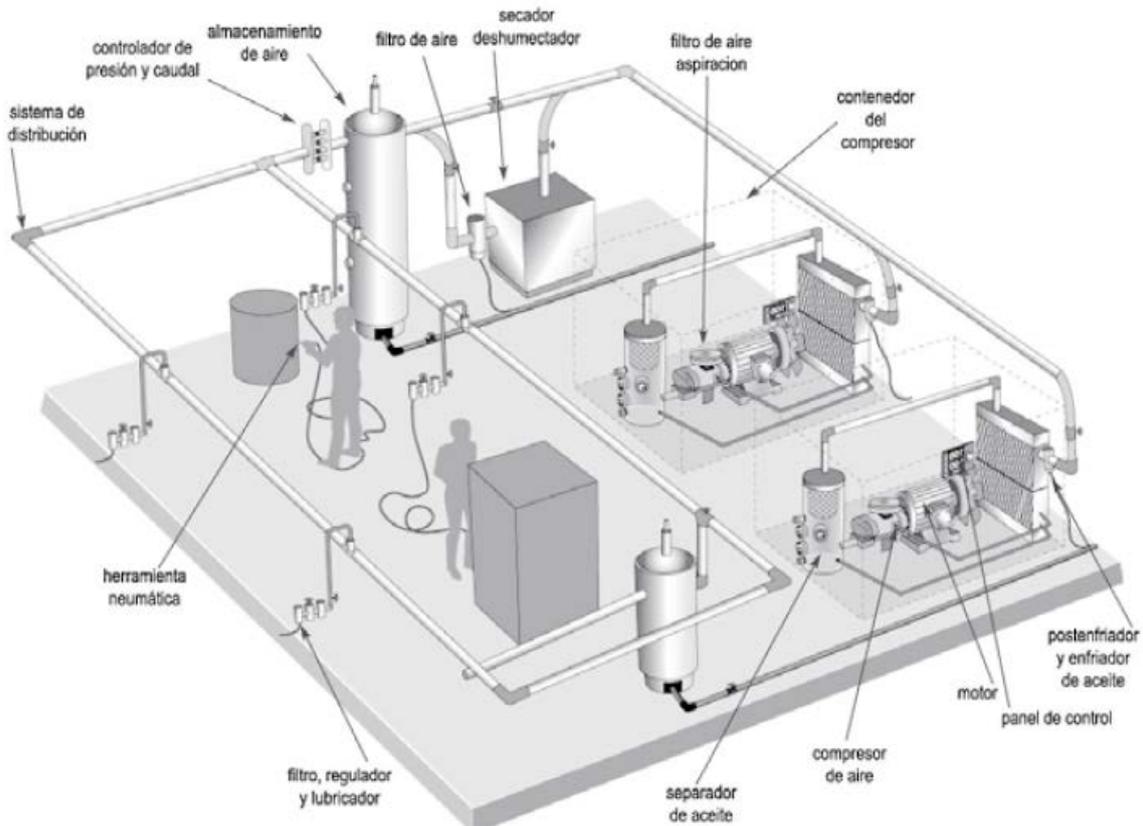


Figura 4. Componentes de una red.

3.2 Configuración de las redes de aire comprimido

Existen varias configuraciones para una red de aire comprimido:

Red abierta. Se constituye por una sola línea principal de la cual se desprenden las secundarias y las de servicio.

La poca inversión inicial necesaria de esta configuración constituye su principal ventaja. Además, en la red pueden implementarse inclinaciones para la evacuación de condensados tal como se muestra en la Figura 4.

La principal desventaja de este tipo de redes es su mantenimiento. Ante una reparación es posible que se detenga el suministro de aire "aguas abajo" del punto de corte lo que implica una detención de la producción.

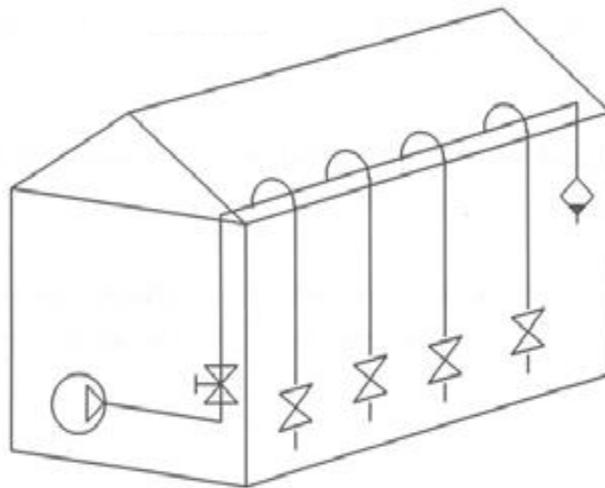


Figura 5. Diseño de una red abierta.

Red Cerrada. En esta configuración la línea principal constituye un anillo. La inversión inicial de este tipo de red es mayor que si fuera abierta. Sin embargo con ella se facilitan las labores de mantenimiento de manera importante puesto que ciertas partes de ella pueden ser aisladas sin afectar la producción.

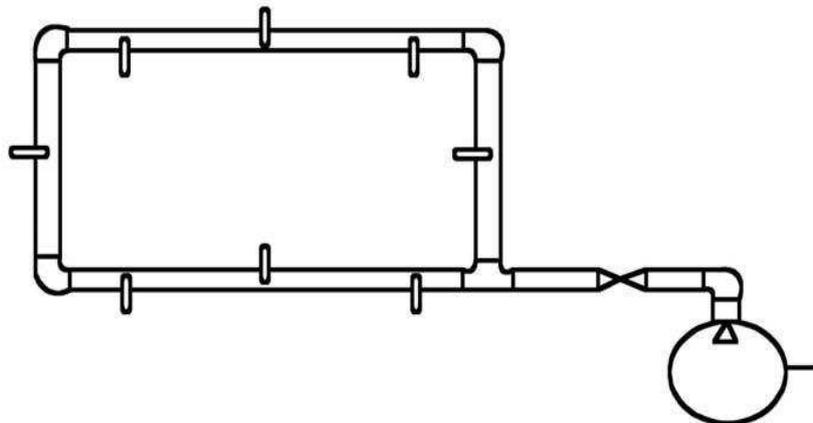


Figura 6. Diseño de una red cerrada.

Una desventaja importante de este sistema es la falta de dirección constante del flujo.

La dirección del flujo en algún punto de la red dependerá de las demandas puntuales y por tanto el flujo de aire cambiará de dirección dependiendo del consumo tal como se muestra en la Figura 7. El problema de estos cambios radica en que la mayoría de accesorios de una red (ej. Filtros) son diseñados con una entrada y una salida. Por tanto un cambio en el sentido de flujo los inutilizaría.

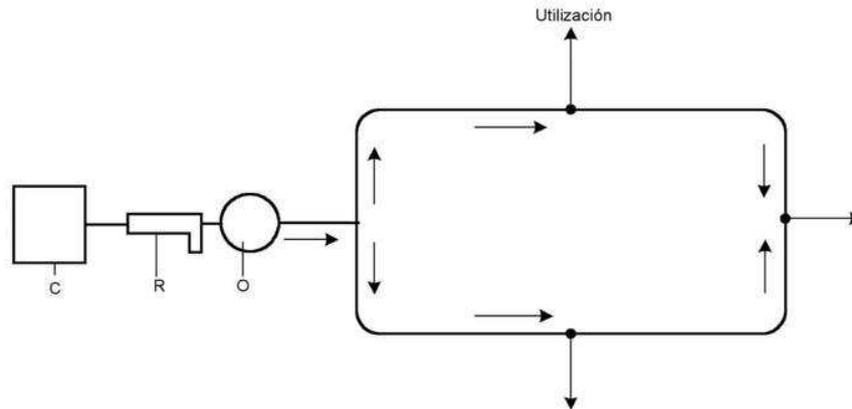


Figura 7. Dirección del flujo en una red cerrada para una demanda característica.

Red Interconectada. Esta configuración es igual a la cerrada pero con la implementación de *bypass* entre las líneas principales. Este sistema presenta un excelente desempeño frente al mantenimiento pero requiere la inversión inicial más alta. Además, la red interconectada presenta los mismos problemas que la cerrada.

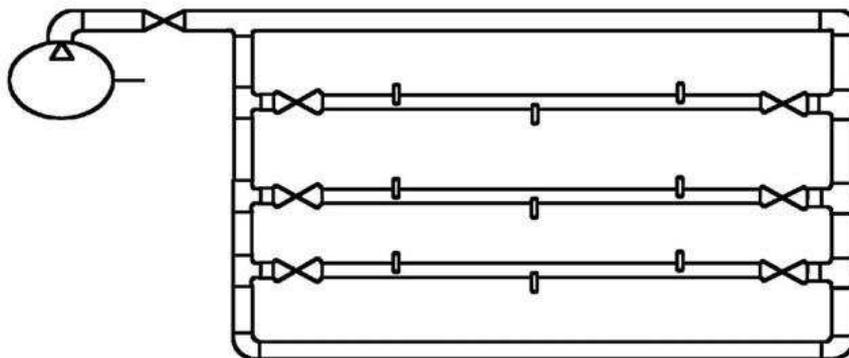


Figura 8. Diseño de una red interconectada.

3.3 Producción de aire comprimido

Para producir aire comprimido se utilizan compresores que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.

En el momento de la planificación es necesario prever un tamaño superior de la red, con el fin de poder alimentar aparatos neumáticos nuevos que se adquieran en el futuro. Por ello, es necesario sobredimensionar la instalación, con el objeto de que el compresor no resulte más tarde insuficiente, puesto que toda ampliación posterior en el equipo generador representaría gastos adicionales superiores.

Es muy importante que el aire sea puro. Si es puro el generador de aire comprimido tendrá una larga duración. También debería tenerse en cuenta la aplicación correcta de los diversos tipos de compresores.

La compresión de aire tiene un propósito básico que es el de suministrar un gas a una presión más alta del que originalmente existía. El incremento de presión puede variar de unas cuantas onzas a miles de libras por pulgada cuadrada (PSI) y los volúmenes manejados de unos pocos pies cúbicos por minuto (CFM) a cientos de miles.

La compresión tiene variedad de propósitos:

- Transmitir potencia para herramienta neumática.
- Aumentar procesos de combustión.
- Transportar y distribuir gas.
- Hacer circular un gas en un proceso o sistema.
- Acelerar reacciones químicas.

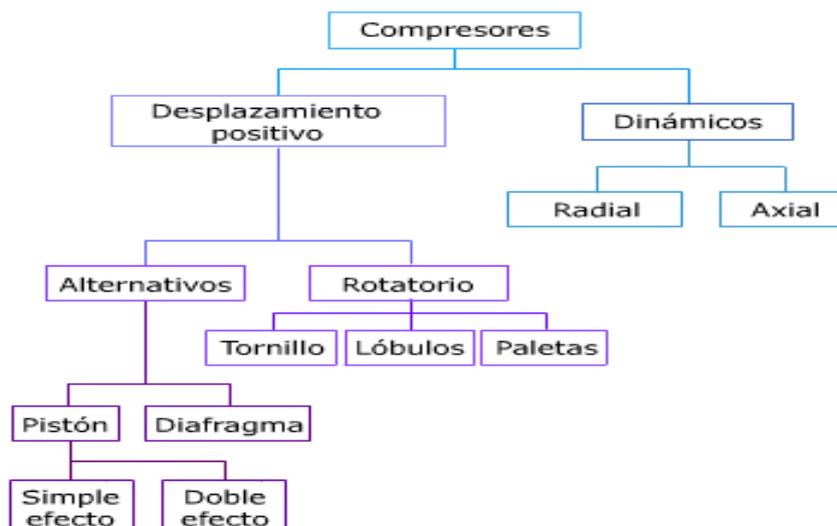


Figura 9. Tipos de compresores.

El compresor alternativo, cuenta con pistones y válvulas que se abren y se cierran, logrando que se aspire y se comprima el gas. Es uno de los más usados en el caso de que se quiera realizar compresiones pequeñas. Lo podemos encontrar, por ejemplo, en una heladera doméstica.

Sin embargo, hay algunos de tamaños mayores, monofásicos y trifásicos, es decir, aquellos cuya corriente eléctrica alterna circula por dos y tres conductos respectivamente. Pero éstos no son los únicos modelos de compresores destinados a la compresión de gas, también están los orbitales (funcionan a espiral) y los rotativos (a tornillo).

Otro tipo de compresor es el turbocompresor, el cual está accionado por una turbina. Este modelo puede ser o bien centrífugo (si tiene solo un mecanismo rotativo) o bien axial (si hay más de una paleta que aumenta la presión de aire). El turbocompresor es utilizado tanto en el medio aeronáutico como en el automovilístico.

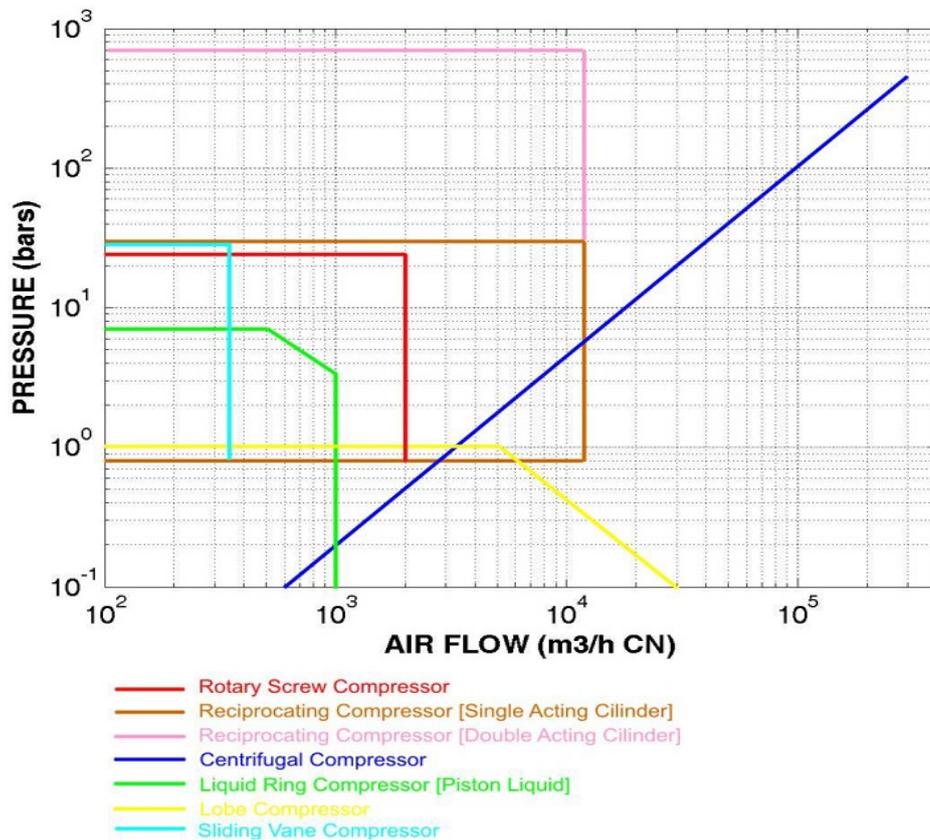


Figura 10. Límites de usos de compresores.

3.4 Conductos

Tubería principal

La tubería principal es la que sale desde el compresor, y canaliza la totalidad del caudal de aire. Deben tener el mayor diámetro posible, la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente aumento de caudal.

Tubería secundaria

Las tuberías secundarias toman el aire de la tubería principal, ramificándose por las zonas de trabajo, de las cuales salen las tuberías de servicio. El caudal que pasa por ellas, es igual a la suma del caudal de todos los puntos de consumo.

Tubería de servicio

Son las que surten en sí a los equipos neumáticos. En sus extremos tienen conectores rápidos y sobre ellas se ubican las unidades de mantenimiento. Debe procurarse no sobrepasar de tres el número de equipos alimentados por una tubería de servicio. Con el fin de evitar obstrucciones se recomiendan diámetros mayores de $\frac{1}{2}$ " (1.27 cm) en la tubería. Puesto que generalmente son segmentos cortos las pérdidas son bajas y por tanto la velocidad del aire en las tuberías de servicio puede llegar hasta 15m/s.

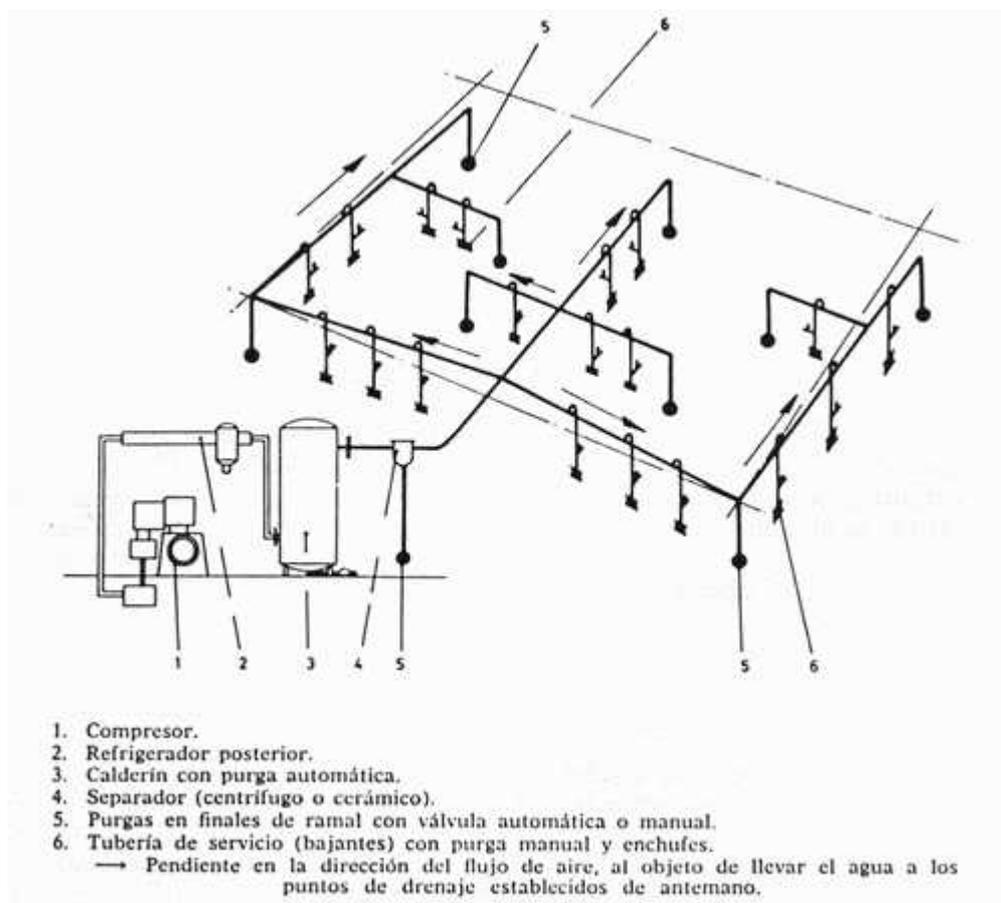


Figura 11. Ejemplo de una red y sus accesorios.

En cuanto a los tipos de materiales a emplear:

Las redes pueden estar constituidas de tubos de metal y/o material sintético. Una elección errada en los materiales, el diámetro y la disposición de la tubería provoca restricciones de flujo lo cual suele ocasionar una significativa caída de presión.

Esta última eleva en el consumo y afecta el desempeño de los componentes y las herramientas de acondicionamiento neumático.

La selección de la tubería también afecta directamente los costos de instalación. Los materiales de mayor peso aumentan la fatiga y retrasan el trabajo, especialmente en instalaciones que presentan sobrecalentamiento, esto sin contar los tipos de acoples que han de emplearse.

Material	Ventajas	Desventajas
Hierro Negro	Costo moderado Disponibile en varios tamaños.	Instalación dispendiosa. Se oxida y presenta fugas. Aspereza interior ocasiona sedimentación
Hierro Galvanizado	Materiales de costo moderado. Disponibile en varios tamaños. En ocasiones anticorrosivo.	Instalación dispendiosa. Se oxida en las uniones y presenta fugas. Aspereza interior ocasiona sedimentación y caída de presión. Sólo la superficie externa suele estar protegida.
Cobre	No se oxidan, buena calidad de aire. Uniformidad de la superficie interior reduce la caída de la presión.	Debe soldarse muy bien para evitar fugas. Susceptible a ciclos térmicos. Su instalación exige uso de soplete.
Aluminio	No se oxidan, buena calidad de aire. Uniformidad de la superficie interior reduce la caída de la presión.	Instalación dispendiosa. Materiales costosos.

Tabla 2. Comparativas de tipos de tuberías.

Los materiales más empleados son los metálicos, principalmente acero galvanizado, aluminio y cobre, ya que presentan una elevada resistencia y, según su espesor, pueden operar sin problemas a muy altas presiones (por encima de 100 bar).

Capítulo 4. Diseño de la red de aire comprimido en el astillero

4.1 Dimensionamiento del astillero por CAD

4.2 Herramientas de cada local que necesitan aire comprimido

4.3 Selección de los elementos a instalar en el astillero

4.4 Cálculos mediante el software CAREAC

4.1 Dimensionamiento del astillero por CAD

El estudio se va a aplicar a un astillero especializado en reparaciones y procesos de mantenimiento de buques.

El astillero está capacitado para buques de 190 m de eslora, 74m de manga y 15m de puntal. Estos buques pueden ser embarcaciones rápidas, de recreo, mercantes e incluso de uso militar.

Mediante un programa CAD (Rhinceros) se realiza su modelado, de tal forma que el astillero a estudiar tiene la configuración mostrada en la Figura 12:

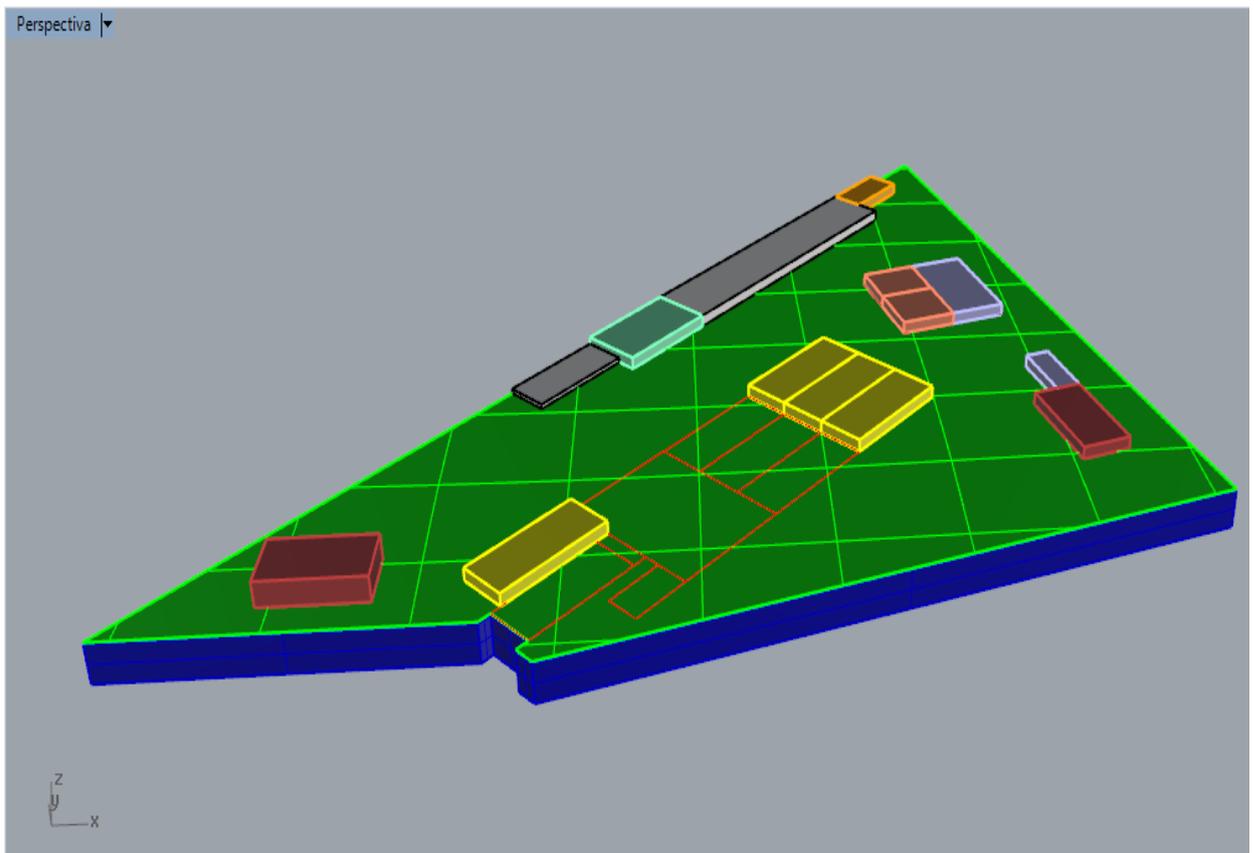


Figura 12. Configuración del Astillero a estudiar.

En la vista *Perspectiva* de Rhinoceros se puede ver la disposición de cada uno de los distintos elementos que conjuntamente recrean la actividad que realiza un astillero.

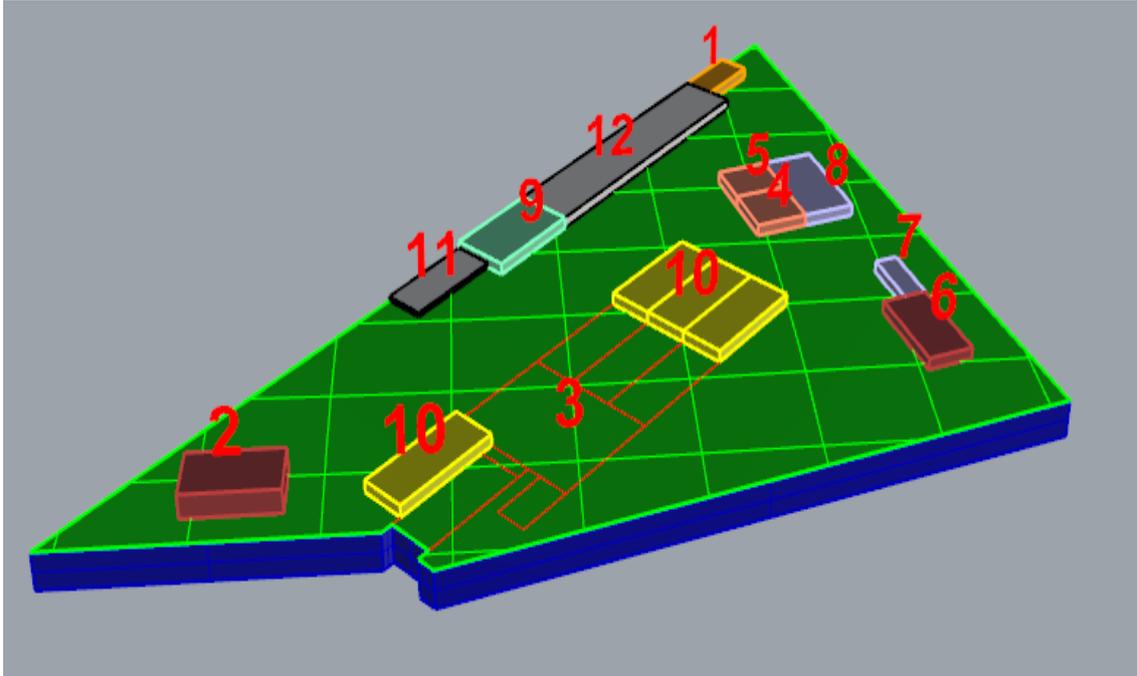


Figura 13. Vista perspectiva de los locales numerados.

A continuación se definen las zonas que componen el astillero:

1. Transformadores

El transformador es una máquina eléctrica que permite aumentar o disminuir la tensión en un circuito eléctrico de corriente alterna, manteniendo la frecuencia. La potencia que ingresa al equipo, en el caso de un transformador ideal, sin pérdidas, es igual a la que se obtiene a la salida. Los transformadores reales presentan un pequeño porcentaje de pérdidas, dependiendo de su diseño, tamaño, etc. Permitiendo así proporcionar una tensión adecuada a las características de los receptores.

También son fundamentales para el transporte de energía eléctrica a largas distancias a tensiones altas, con mínimas pérdidas y conductores de secciones moderadas.

2. Talleres múltiples de conformado, soldadura y unión.

Los procesos de conformado de metales comprenden un amplio grupo de procesos de manufactura, en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar las formas de las piezas metálicas.

En los procesos de conformado, las herramientas, usualmente dados de conformación, ejercen esfuerzos sobre la pieza de trabajo que las obligan a tomar la forma de la geometría del dado.

3. Synchrolift, Plataformas de transferencia y Gradas

Es un sistema para levantar embarcaciones fuera del agua para tareas de mantenimiento o reparación. La nave es maniobrada sobre una cuna sumergida que luego es izada por una serie de cabrestantes o montacargas electromecánicos sincronizados que colocan la plataforma a nivel del piso. Al ser puesta a seco, la embarcación es ubicada sobre *bogies* a lo largo de su eslora, que permiten que sea remolcado sobre rieles a las gradas de trabajo mediante un carro de transferencia.

Los *Synchrolift* de mayor tamaño pueden levantar buques de hasta 100 000 toneladas de peso muerto. Debido a esta capacidad, los *Synchrolift* han reemplazado casi totalmente a los antiguos sistemas de dique seco, la mayoría de los cuales solo puede manejar un buque a la vez.

En las gradas se situaran los buques para limpieza de óxido, pintado y reparaciones pertinentes.



Figura 14. Synchrolift (Navantia-Cartagena).



Figura 15. Plataformas de transferencia y Gradas (Navantia-Cartagena).

4. Servicios sanitarios

Es una organización que provee la asistencia sanitaria a los trabajadores.

5. Servicios de prevención y contra incendios

En caso de que se produzca algún accidente o incendio en el astillero, existirá un servicio que los socorra y haga segura la zona eliminando del lugar el peligro causado.

6. Departamento de pruebas

Se realizaran las pruebas y mantenimiento a los diferentes equipos que estén a punto de montarse en los barcos

7. Gestión de calidad

Por medio de una alta dirección y con una política de calidad trata de perseguir la mejora continua.

Los objetivos de calidad además deben estar perfectamente definidos, para todos los niveles, secciones, departamentos, divisiones etc. Todos los trabajadores deben estar perfectamente informados de que es lo que la organización espera de su trabajo para alcanzar el objetivo definido.

8. Aprovisionamiento: presupuestos y compras

Departamento donde se realiza un estudio del presupuesto sobre los componentes que va a necesitar el buque que entra al astillero, y, posteriormente se compran una vez hecho el acuerdo con las diferentes compañías que venden ese tipo de producto.

9. Sala de compresores

Lugar donde se sitúan los compresores y suministran el aire por todo el astillero a través de la red de aire comprimido.

10. Chorreado y pintado de yates

Recintos cerrados donde los yates van a estar situados para procesos de chorreado y pintado, de forma que no interfiera con los demás buques de su alrededor. En el caso de que existiese más buques mercantes que de recreos a reparar, se podrían usar estos locales para los buques mercantes.

11. Vestuarios

Empleados de otras compañías contratados para el apoyo del astillero pueden entrar a este tipo de lugares de forma que no entren en zonas no permitidas.

12. Almacén

Lugar donde los diferentes elementos y equipos van a ser almacenados y posteriormente usados.

4.2 Herramientas de cada local que necesitan aire comprimido.

Sabiendo que existen herramientas alternativas al aire comprimido, debemos conocer sus ventajas e inconvenientes para dar a conocer su servicio en la industria.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Posibilidad de desarrollar grandes fuerzas, imposibles para la tecnología eléctrica. • Utiliza una fuente de energía gratuita e inagotable como el aire. • Tecnología muy segura: no genera chispas, incendios, riesgos eléctricos, etc. • Tecnología limpia, muy adecuada para la industria alimentaria, textil, química, etc. • Tecnología muy sencilla, que permite diseñar sistemas neumáticos con gran facilidad. • Posibilita sistemas con movimientos muy rápidos, precisos y de gran complejidad. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tecnología que requiere de otra maquinaria y equipos (compresor, válvulas, mangueras, etc.), lo que puede ser inconveniente para los aficionados al bricolaje o para tareas en el hogar. • El funcionamiento de los sistemas neumáticos es ruidoso, ya que el aire comprimido se expulsa al exterior una vez ha sido utilizado. • Tecnología más costosa que la tecnología eléctrica, pero el costo se compensa por su facilidad de implementación y buen rendimiento.

Tabla 3. Ventajas y desventajas del uso del aire comprimido.

Las herramientas neumáticas más comunes, así como su presión de trabajo y caudal de aire comprimido de funcionamiento se resume en la Tabla 4.

Herramientas neumáticas	Tamaño	Presión de aire	Consumo de aire	
		bar	Sm ³ /h	Sm ³ /min
Llave de carraca		6,2	3,6 - 6,6	0,06-0,11
Martillo neumático	Ligero a pesado	4,5 - 6,3	51 - 68	0,85 - 1,2
Pistola de aire		4,5 - 6,3	5	0,08
Amoladora angular		6,3	27	0,45
Taladro rotatorio		6,3	7,8	0,13
Pistola de pintura	Normal	4,5 - 6,3	34	0,57
	Pequeño	2,75 - 4,5	12	0,2
Engrasador		2,75 - 4,5	6,8	0,11
Lijadora rotatoria		4,5 - 6,3	51 - 85	0,85 - 1,4
Pulidora		4,5 - 6,3	3,4	0,06
Sand Blasters		6,3	10-200	0,16 -3,3
Remachadora		6,3	8,4	0,14
Aprietatuercas		7	72	1,2

Tabla 4. Herramientas neumáticas y presión y caudal característicos de funcionamiento.

El número de herramientas totales que dispondrá el astillero tendrá en cuenta el número de locales que dispone. En el caso de pleno rendimiento, si se necesitara de más herramientas y personal, el astillero contrataría a otras compañías para realizar el trabajo asignado.

Siendo el número de herramientas las siguientes:

Herramientas neumáticas	Unidades
Llave de carraca	10
Martillo neumático	10
Pistola de aire	10
Amoladora angular	10
Taladro rotatorio	10
Pistola de pintura	10
Engrasador	10
Lijadora rotatoria	10
Pulidora	10
Sand Blasters	2 a cada banda x 4 locales = 8
Remachadora	10
Aprietatuercas	10

Tabla 5. Herramientas que dispone el Astillero.

Las herramientas que consumirán aire comprimido seleccionadas dentro del rango ya mencionado en la Tabla 4 serán las siguientes:

Herramientas neumáticas	Tamaño	Presión de aire	Consumo de aire	
		bar	Sm ³ /h	Sm ³ /min
Llave de carraca		6,2	6,6	0,11
Martillo neumático	Pesado	6,3	68	1,2
Pistola de aire		6,3	5	0,08
Amoladora angular		6,3	27	0,45
Taladro rotatorio		6,3	7,8	0,13
Pistola de pintura	Normal	6,3	34	0,57
	Pequeño	4,5	12	0,2
Engrasador		4,5	6,8	0,11
Lijadora rotatoria		6,3	85	1,4
Pulidora		6,3	3,4	0,06
Sand Blasters		6,3	200	3,3
Remachadora		6,3	8,4	0,14
Aprietatuercas		7	72	1,2

Tabla 6. Herramientas neumáticas seleccionadas.

La mayoría de los distintos catálogos de compañías que suministran sus herramientas al mercado, proporcionan sus valores de caudal en condiciones estándar (1 bar y 20°C).

Hay que tener en cuenta que el programa CAREAC pide introducir el caudal de las herramientas neumáticas en condiciones normales (1 bar y 0°C).

Luego transformando los valores estándar a condiciones normales mediante la ecuación general de los gases ideales explicado en el Anexo III obtenemos:

Herramientas neumáticas	Tamaño	Presion de aire	Consumo de aire	
		bar	Nm3/h	Nm3/min
Llave de carraca		6,2	6,15	0,10
Martillo neumatico	Pesado	6,3	67,09	1,12
Pistola de aire		6,3	4,66	0,08
Amoladora angular		6,3	25,16	0,42
Taladro rotatorio		6,3	7,27	0,12
Pistola de pintura	Normal	6,3	31,68	0,53
	Pequeño	4,5	11,18	0,19
Engrasador		4,5	6,34	0,11
Lijadora rotatoria		6,3	78,27	1,30
Pulidora		6,3	3,17	0,05
Sand Blasters		6,3	184,48	3,07
Remachadora		6,3	7,83	0,13
Aprietatuercas		7	67,09	1,12

Tabla 7. Presión de trabajo y consumo de herramientas neumáticas en condiciones normales.

4.3 Selección de los elementos a instalar en el astillero.

Son varios los factores a considerar para seleccionar un compresor para una determinada aplicación, y en ocasiones, varios diseños pueden ser válidos para una misma aplicación, debiendo valorarse entonces las ventajas e inconvenientes de cada tipo de compresor.

Los factores que tienen una mayor influencia son:

- Ciclo de carga
- Caudal
- Tipo de gas
- Ratio de compresión
- Temperaturas límite
- Presión
- Consumo de energía
- Sistema de cierre
- Sistema de lubricación
- Necesidades de mantenimiento
- Coste

La Figura 16 muestra un diagrama general de los distintos compresores:

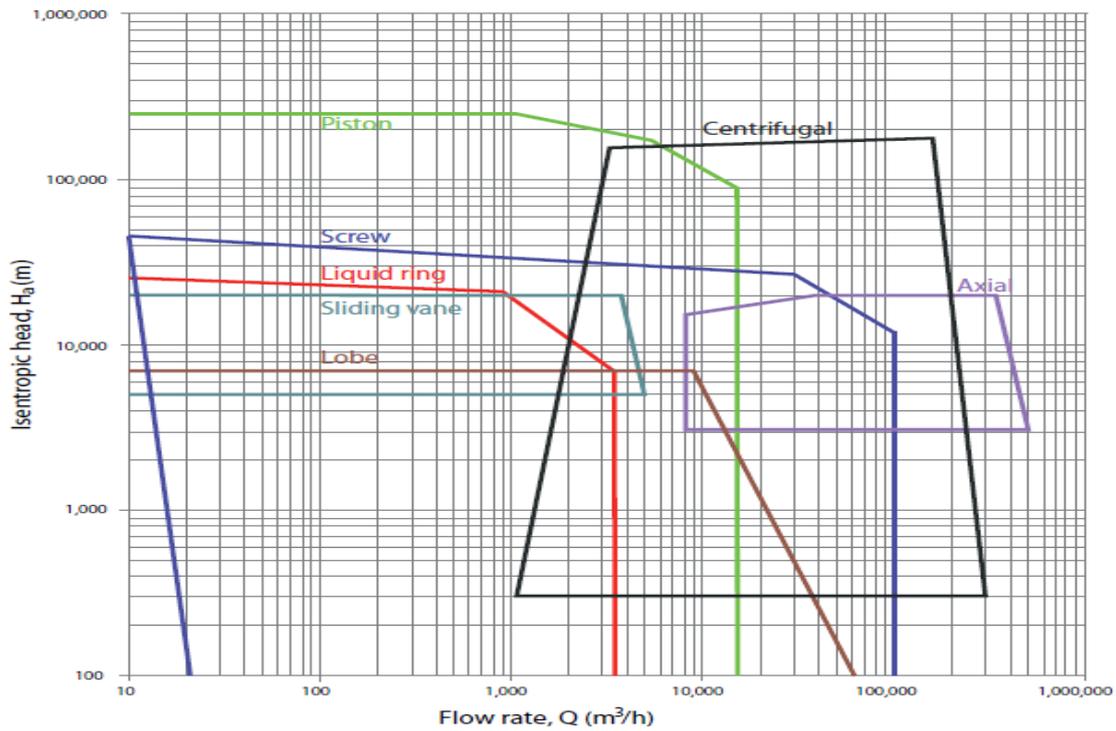


Figura 16. Rango de operación de diferentes tipos de compresores.

H_a es la altura isentrópica del compresor y su expresión comprende de un proceso largo que viene explicado en la bibliografía.

$$H_a(m) = \frac{W * \eta_{i,c}}{G * g} \quad (1)$$

El compresor de tipo tornillo es el más adecuado a nuestro diseño debido a que estos compresores giran a velocidades de rotación altas de hasta 9000 rpm. Se dan cada vez mayor uso en diferentes aplicaciones técnicas e industriales debido a su gran durabilidad, entregan aire suficientemente lubricado y además que el caudal entregado es prácticamente continuo. Como desventaja se puede anotar el nivel de ruido que producen, por lo que en estos compresores también se recomienda el uso de silenciadores tanto en el lado de carga como en el de descarga del gas.

La Figura 17 muestra la red de aire comprimido modelado por Rhinoceros en el astillero.

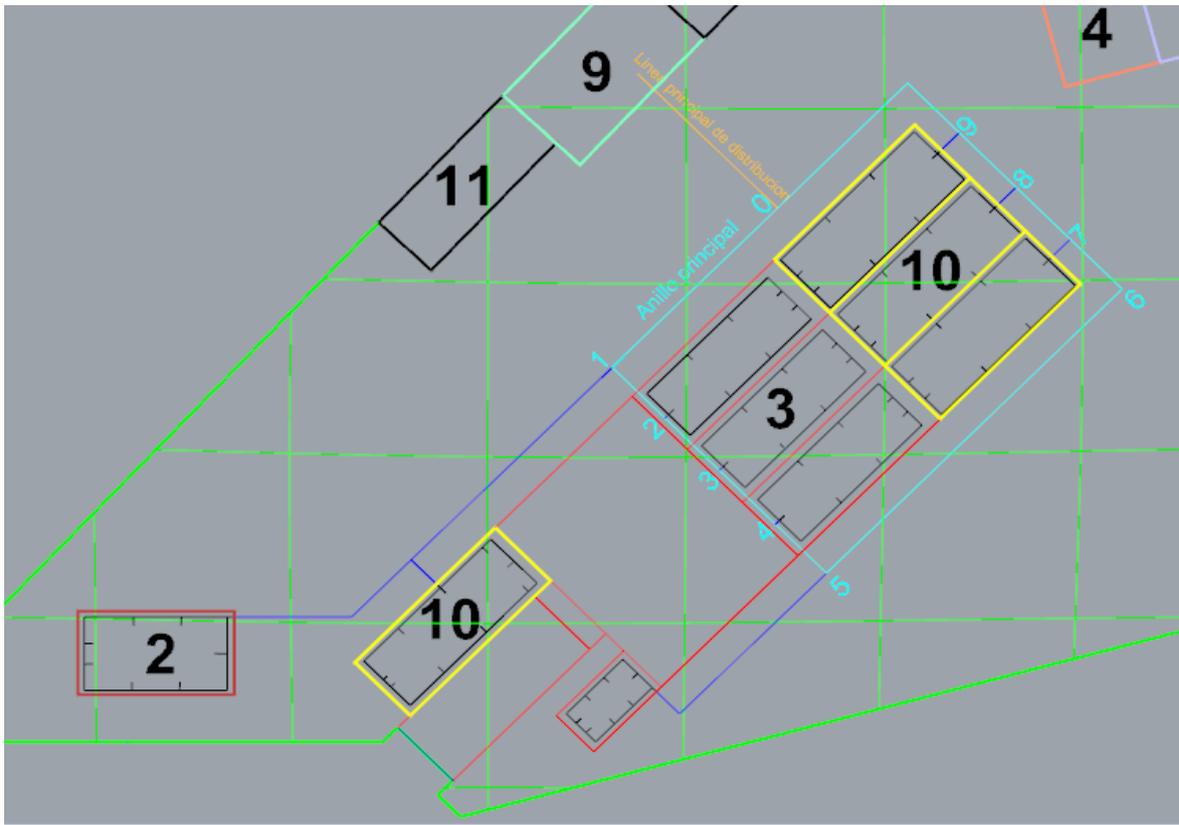


Figura 17. Red de aire comprimido.

La línea principal de distribución del aire comprimido comenzará en la sala de compresores (zona 9).

A partir de ahí, las zonas y espacios que utilizarán herramientas de aire comprimido serán los locales correspondientes a los talleres múltiples (zona 2), las gradas (zona 3) y los locales de pintado y chorreado para yates (zona 10).

Para comprobar que el compresor seleccionado es el adecuado para la instalación, estudiaremos el caso más desfavorable para la red que sería el funcionamiento de las herramientas que más consumen aire comprimido en una situación de máximo rendimiento para el astillero.

Esta situación de máximo rendimiento en condiciones normales es la siguiente:

1x Talleres múltiples			
Herramientas	Cantidad	Presion	Consumo aire por unidad (Nm3/h)
Llave carraca	1	6,2	6,15
Aprietatuercas	2	7	67,09
Lijadora rotatoria	1	6,3	78,27
Amoladora Angular	2	6,3	25,16

1x Grada pequeña			
Herramientas	Cantidad	Presion	Consumo aire por unidad (Nm3/h)
Pistola de pintura pequeño	2	4,5	11,18
Pistola de pintura normal	2	6,3	31,68
Casco de proteccion pintura y abrasivo (2 personas)	2	6,89	

3x Gradass medianas			
Herramientas	Cantidad	Presion (bar)	Consumo aire por unidad (Nm3/h)
Pistola de pintura pequeño	2	4,5	11,18
Pistola de pintura normal	2	6,3	31,68
Casco de proteccion pintura y abrasivo(2 personas)	2	6,89	

4x Pintado y chorreado para yates			
Herramientas	Cantidad	Presion (bar)	Consumo aire por unidad (Nm3/h)
Sandblaster	2	6,3	184,48
Casco de proteccion pintura y abrasivo(2 personas)	1	6,89	

Tabla 8. Situación de máxima actividad en el astillero.

Se estima que el coeficiente o factor de utilización (porcentaje de tiempo empleado) de las herramientas neumáticas por puesto de trabajo es el siguiente:

Herramientas neumáticas	Tamaño	Factor de utilizacion
Llave de carraca		60,00%
Martillo neumatico	Pesado	15,00%
Pistola de aire		60,00%
Amoladora angular		70,00%
Taladro rotatorio		30,00%
Pistola de pintura	Normal	80,00%
	Pequeño	80,00%
Engrasador		20,00%
Lijadora rotatoria		40,00%
Pulidora		40,00%
Sand Blasters		80,00%
Remachadora		60,00%
Aprietatuercas		50,00%

Tabla 9. Factor de utilización por herramienta.

El caudal de aire necesario para satisfacer las necesidades del local viene dado por la fórmula:

$$Q_{\text{aire}} = (n^{\circ}\text{máquinas}) * (\Sigma (Q_{\text{consumo}} * \text{Factor utilización})) \quad (2)$$

Nº Locales	Q aire (Nm ³ /h)
1x Talleres múltiples	516,9015154
3x Gradass medianas	617,1849829
1x Grada pequeña	205,7283276
4x Pintado y chorreado para yates	1771,05256

Tabla 10. Caudal de aire necesario por local en el astillero.

Siendo el caudal necesario la suma de los caudales anteriores:

$$Q = \Sigma Q_i = 3110,867 \frac{Nm^3}{h} \quad (3)$$

Coefficiente o factor de simultaneidad (CS)

Evidentemente en una planta donde existan una serie de máquinas que utilicen aire comprimido, no todos sus equipos neumáticos funcionarán de manera coincidente, sino que lo harán alternadamente. Por ese motivo la suma de caudales reales consumidos por las máquinas, habrá de multiplicarse por un coeficiente reductor, lógicamente menor que la unidad, denominado coeficiente de simultaneidad (CS).

Los manuales proporcionan valores de este coeficiente en función del número de máquinas que emplean aire comprimido, tales como los que figuran en la Tabla 11.

Cantidad de Unidades Consumidoras	Factor de Simultaneidad	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de Simultaneidad
1	1	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.73
5	0.83	13	0.71
6	0.80	14	0.69
7	0.77	15	0.65
8	0.75	100	0.20

Tabla 11. Factor de simultaneidad.

Aplicando un coeficiente de seguridad de un 25%, un coeficiente de fugas de un 10% y un factor de simultaneidad para 6 unidades consumidoras, calculamos el caudal de aire necesario.

$$Q_{aire} = 3110,867 * 1.25 * 1.1 * 0.8 = 3421,954 \left(\frac{Nm^3}{h} \right) \quad (4)$$

Aplicando un factor de carga entre el 50 y el 80% se considera un buen criterio para aquellos compresores que se instalan con la idea de que tengan un funcionamiento intermitente.

Considerando un factor de carga de un 70%:

$$Q_{comp} = 3421,954 * 1.7 = 5817,322 \left(\frac{Nm^3}{h} \right) \quad (5)$$

La marca PUSKA tiene compresores de tipo tornillo de la SERIE DRF adecuado a las condiciones de caudal dispuestos.

Hay que tener en cuenta que los fabricantes de compresores proporcionan las unidades del caudal en condiciones estándar, por ello es necesario transformarlo a condiciones normales.

La gama DRF se destaca por su diseño compacto y silencioso.

MODELO		 BAR PSI	 HP KW	 m ³ /h cfm	 dB (A)	 Ø mm	 L x W x H	 kg	PRECIO €
DRF 150/8	6250354235	8 116	150 110	19.330 1.160 683	74	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.580	65.350
DRF 150/10	6250354035	10 145	150 110	17.100 1.028 604	74	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.580	65.350
DRF 150/13	6250354135	13 188	150 110	13.500 810 477	74	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.580	65.350
DRF 180/8	6250354535	8 116	180 132	22.750 1.365 803	75	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.690	74.740
DRF 180/10	6250354335	10 145	180 132	20.830 1.250 736	75	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.690	74.740
DRF 180/13	6250354435	13 188	180 132	16.800 1.008 593	75	3"(DN80)	2.615x1.570x2.060	2.690	74.740
DRF 220/8	6250354735	8 116	220 160	27.080 1.625 956	75	3"(DN80)	3.100x1.690x2.110	2.990	83.125
DRF 220/10	6250354635	10 145	220 160	24.600 1.476 869	75	3"(DN80)	3.100x1.690x2.110	2.990	83.125
DRF 220/13	6250361535	13 188	220 160	20.667 1.240 729	75	3"(DN80)	3.100x1.690x2.110	2.990	83.125

Tabla 12. Modelos de compresores marca PUSKA.

El criterio de selección del compresor constará de cuatro compresores tipo DRF 220/10 con una presión de 10 bares cada uno para que distribuya el caudal adecuadamente por toda la red de aire comprimido.

Cinco compresores de $1476 \frac{m^3}{h}$ que en condiciones normales son de $1375,249 \frac{Nm^3}{h}$ para el caso más desfavorable y de máximo rendimiento en el astillero. Esto no quiere decir que en aplicaciones normales se usen los cinco compresores siempre. Puede darse el caso en el que se use cuatro compresores y, cuando sea necesario, usar el quinto compresor cuando se exija más caudal de aire.

Siendo por tanto el caudal generado por los cinco compresores de $7380 \frac{m^3}{h}$ o de $6876,246 \frac{Nm^3}{h}$.



Figura 18. Compresor tipo DRF.

Para el cálculo del volumen del depósito, calculamos el caudal necesario en condiciones de trabajo a 7 bar ya que es la herramienta con mayor presión exigente.

$$Qm = Qv * \rho(c.n) = Qv * \rho(c.t) \quad (6)$$

$$\rho(c.n) = \frac{P}{Rg * T} = \frac{1 * 10^5}{287 * 298} = 1.2763 \frac{kg}{m^3} \quad (7)$$

$$Qm = 3421,954 * 1.2763 = 4367,467 \frac{kg}{h} \quad (8)$$

$$\rho(c.t) = \frac{P}{Rg * T} = \frac{7 * 10^5}{287 * 298} = 8.2 \frac{kg}{m^3} \quad (9)$$

$$Qv(c.t) = \frac{Qm}{\rho(c.t)} = 533,617 \frac{m^3}{h} \quad (10)$$

Utilizando la expresión proporcionada por ATLAS COPCO para dimensionar depósitos donde el tamaño del depósito nunca será menor que el equivalente a 20 segundos de demanda:

$$Vdeposito > \frac{20 * Qdemanda}{P} = Qv(c.t) * 20 \quad (11)$$

$$Vdeposito = \frac{533,617}{3600} * 20 = 2.965 m^3 = 2965 l \quad (12)$$

El depósito seleccionado de aire comprimido de la marca PUSKA será un depósito vertical con las siguientes características:

MODELO	CÓDIGO	CAPACIDAD LITROS	CONEXIÓN ROSCA/HIE-S	DIMENSIONES mm. Ø x L	PRECIO €
PRESIÓN 8 BAR					
D-900	1815510002	900	2"	Ø 800 x 2.177	1.820
PRESIÓN 11 BAR					
D-50	1815510310	50	1/2"	Ø 300 x 925	345
D-100	1815510311	100	3/4"	Ø 370 x 1.152	480
D-270	1815510312	270	1"	Ø 490 x 1.650	655
D-500	1815510313	500	1"	Ø 600 x 2.054	935
D-725	1815510314	725	1 1/2"	Ø 800 x 1.820	1.600
D-1000	1815510315	1.000	2"	Ø 790 x 2.345	1.750
D-1500	1815510316	1.500	2"	Ø 1.000 x 2.305	2.730
D-2000	1815510317	2.000	2"	Ø 1.000 x 2.740	3.430
D-3000	1815510318	3.000	2"	Ø 1.200 x 2.980	5.615
PRESIÓN 15 BAR					
D-300	1815510404	300	1"	Ø 490 x 1.650	830
D-450	1815510405	450	1"	Ø 600 x 2.054	1.145
D-1000	1815510408	1.000	2"	Ø 790 x 2.365	2.185

Tabla 13. Depósitos para aire comprimido.

Un depósito para los 2965 litros es un depósito muy grande, lo correcto sería tener un depósito para cada compresor de unos 800 litros aproximadamente.

Cinco depósitos del modelo D-1000 a 11 bar sería una adecuada forma de diseñar la composición que distribuirá el aire comprimido. Ya que, asegurará un buen flujo de aire a lo largo de la red y no dependerá de un único depósito para el caso de que este se dañe.

Estos depósitos luego deben estar conectado en paralelo a un colector de descarga del que partirá la línea principal.

Siendo el depósito de la siguiente forma:



Figura 19. Depósito PUSKA

A la hora de seleccionar un tipo de secador u otro, tendremos en cuenta su principal diferencia:

Los secadores frigoríficos utilizan un gas refrigerante para enfriar el aire comprimido y eliminan después el agua condensada del aire; con esta técnica, se puede alcanzar un Punto de rocío a presión (PRP) máximo de 3°C. Los secadores de adsorción utilizan un "material denominado desecante" para eliminar (adsorber) la humedad del aire comprimido. Con este método podemos alcanzar un PRP < 3°C (-40°C ó -70°C).

Es necesario utilizar un secador de adsorción cuando la temperatura ambiente alcance valores bajo cero, para evitar que se forme hielo en las tuberías y en las aplicaciones.

En nuestro caso no es necesario el secador de adsorción ya que el astillero se encuentra situado en un clima semiárido. La elección del secador frigorífico será el más adecuado para nuestras condiciones y aplicaciones.

Este tipo de compresor frigoríficos mediante la marca PUSKA presenta las siguientes características:

MODELO		 BAR	 m ³ /h	 cfm	 W	 V/Hz/Ph	 gas	 L x W x H	 kg	PRECIO €	
PLX 4	4102000610	18 232	350	21	12,4	130	230/50/1	3/4" M	350x497x450	19	1.125
PLX 6	4102000611	18 232	600	36	21,2	160	230/50/1	3/4" M	350x497x450	19	1.210
PLX 9	4102000612	18 232	850	51	30,0	180	230/50/1	3/4" M	350x497x450	20	1.330
PLX 12	4102000613	18 232	1.200	72	42,4	220	230/50/1	3/4" M	350x497x450	25	1.515
PLX 18	4102000614	18 232	1.825	110	64,4	290	230/50/1	3/4" M	350x497x450	27	1.740
PLX 22	4102000615	13 188	2.350	141	83,0	610	230/50/1	1" H	370x500x784	44	2.040
PLX 30	4102000618	13 188	3.000	180	106	670	230/50/1	1"	370x500x784	44	2.485
PLX 36	4102000617	13 188	3.600	216	127	790	230/50/1	1 1/2" H	480x580x789	53	2.880
PLX 41	4102000618	13 188	4.100	246	145	870	230/50/1	1 1/2" H	480x580x789	60	3.170
PLX 52	4102000619	13 188	5.200	312	184	1.120	230/50/1	1 1/2" H	480x580x789	66	3.305
PLX 65	4102000620	13 188	6.500	390	230	1.190	230/50/1	1 1/2" H	580x590x899	80	3.700
PLX 77	4102000621	13 188	7.700	462	272	1.440	230/50/1	1 1/2" H	580x590x899	80	5.700
PLX 100	4102001528	13 188	10.000	600	353	1.867	230/50/1	2" H	735x898x982	128	6.605
PLX 120	4102001529	13 188	12.000	720	424	1.940	230/50/1	2" H	735x898x982	148	7.800
PLX 150	4102001530	13 188	15.000	900	530	2.340	400/50/3	2" H	735x898x982	158	8.485
PLX 180	4102001531	13 188	18.000	1.080	636	3.790	400/50/3	2" H	1.020x1.082x1.535	165	10.120
PLX 240	4102001121	13 188	24.000	1.440	848	4.290	400/50/3	3"	1.020x1.082x1.535	325	11.985
PLX 300	4102001122	13 188	30.000	1.800	1.060	5.290	400/50/3	3"	1.020x1.082x1.535	335	14.270
PLX 350	4102001123	13 188	35.000	2.100	1.237	5.890	400/50/3	3"	1.020x1.082x1.535	350	15.605
PLX 500	4102001124	13 188	50.000	3.000	1.766	8.800	400/50/3	DN 125	1.020x2.080x1.535	550	23.925
PLX 700	4102001125	13 188	70.000	4.200	2.472	10.200	400/50/3	DN 125	1.020x2.080x1.535	600	28.445

Tabla 14. Características de los secadores frigoríficos modelo PLX.

Condiciones nominales de referencia.

Temperatura ambiente 25 °C

Temperatura del aire de entrada 35°C

Punto de rocío a presión: +3°

Máxima presión: 16 Bar

Máxima temperatura del aire comprimido: +55 °C

Temperatura ambiente: min. +4 °C; máx. +45 °C

Los secadores seleccionados que cumplen con el caudal requerido por el compresor son los secadores frigoríficos de la serie PLX 300.

Para cumplir los $5817,322 \frac{Nm^3}{h}$ que necesita el compresor. Será necesario, por tanto, la selección de cinco secadores frigoríficos. Uno por cada compresor.

El caudal del modelo seleccionado será de $1800 \frac{m^3}{h}$. Otorgando un total de $7200 \frac{m^3}{h}$.



Figura 20. Secadores frigoríficos serie PLX.

Se muestra por tanto un cuadro informativo de la marca PUSKA sobre las conexiones de salida que utilizan los equipos que componen las instalaciones hasta 240 H.P.

CONEXIÓN	GAMA DE GRUPO COMPRESOR TORNILLO	SILENCED	DEPÓSITO LITROS	SECADOR PLX	FILTRO
3/8"					10
1/2"		S-1 (Conex. Macho) S-2 (Conex. Macho)	50		13
3/4"	PKE B (Conex. Macho) PKM B (Conex. Macho) RTA, RTA VT	-	100	4-6-9-12-16 (Macho)	20
1"	RTB, RTB VF	-	270 500	22 30	33 60
1 1/4"	RTC 30-40-50, RTC VF	- -	- -		
1 1/2"	RTC 60-75-100 RTD, RTD VF DRD, DRD VF	- -	725	36 41 52 65 77	85 130
2"	DRE, DRE VF		900 1.000 1.500 2.000 3.000	100 120 150 160	170 250
3" DN 80	DRF DRF 150-180-220 DRF 240 VF			240 300 350	400
DN 125				500 700	

Tabla 15. Cuadro informativo conexiones entre equipos.

Los filtros adecuados serán los correspondientes al modelo 400 en función de donde está situado en su distribución.

- El primer tipo de filtros se llama filtros PRO, es el primer filtro a poner en la línea de clase 1 según ISO 8573. Retiene las partículas sólidas hasta 3 µm. Independientemente de que la instalación lleve o no lleve secador se debe montar un filtro tipo PRO como protección de la línea.

MODELO	CÓDIGO	ROSCA	CAUDAL L/MIN	MAX. PRESIÓN	DIMENSIONES				PESO	PRECIO €
					A	B	C	D		
PRO 10	8102803510	3/8"	1.000	16	187	88	21	60	1,1	220
PRO 13	8102803551	1/2"	1.300	16	187	88	21	60	1,1	270
PRO 20	8102803593	3/4"	2.000	16	256	88	21	80	1,2	300
PRO 33	8102803635	1"	3.300	16	262	125	33	100	2,7	370
PRO 60	8102803676	1"	6.000	16	362	125	33	120	3,2	400
PRO 85	8102803718	1 1/2"	8.500	16	452	125	33	140	3,7	510
PRO 130	8102803759	1 1/2"	13.000	16	643	125	33	160	4,8	560
PRO 170	8102803791	2"	17.000	16	695	136	48	520	8,8	825
PRO 250	8102803833	2"	25.000	16	935	136	48	770	13,5	990
PRO 400	8102803874	3"	40.000	16	1070	248	74	780	30,5	1.775

Tabla 16. Filtros PRO.

Cuyas condiciones de referencia son: Presión: 7 bar. / Temperatura: 20°C / Temperatura máxima de ejercicio: 65°C.

- El segundo tipo de filtros son los filtros finos de alta eficacia PMO de clase 2. Filtro de profundidad para partículas de hasta 1 µm. Contenido residual de aceite de $0,1 \frac{mg}{m^2}$. Particularmente recomendado a colocar antes del secador frigorífico o refrigerador. Se recomienda utilizarlo después de un PRO.

MODELO	CÓDIGO	ROSCA	CAUDAL L/MIN	MAX. PRESIÓN	DIMENSIONES				PESO	PRECIO €
					A	B	C	D		
PMO 10	8102803486	3/8"	1.000	16	187	88	21	60	1,1	220
PMO 13	8102803528	1/2"	1.300	16	187	88	21	60	1,1	270
PMO 20	8102803569	3/4"	2.000	16	256	88	21	80	1,2	300
PMO 33	8102803601	1"	3.300	16	262	125	33	100	2,7	370
PMO 60	8102803643	1"	6.000	16	362	125	33	120	3,2	400
PMO 85	8102803684	1 1/2"	8.500	16	452	125	33	140	3,7	510
PMO 130	8102803726	1 1/2"	13.000	16	643	125	33	160	4,8	560
PMO 170	8102803767	2"	17.000	16	695	136	48	520	8,8	825
PMO 250	8102803809	2"	25.000	16	935	136	48	770	13,5	990
PMO 400	8102803841	3"	40.000	16	1070	248	74	780	30,5	1.775

Tabla 17. Filtros PMO.

Trabajando en condiciones de referencia. Presión: 7 bar. / Temperatura: 20°C / Temperatura máxima de ejercicio: 65°C.

- El tercer tipo de filtros a considerar son los filtros de alta eficacia para aceite PMM. Particularmente indicado como post filtro a colocar después del refrigerador, secador frigorífico, para conseguir un tratamiento severo del aceite residual. Siempre debe ir precedido de un PMO.

MODELO	CÓDIGO	ROSCA	CAUDAL L/MIN	MAX. PRESIÓN	DIMENSIONES				PESO	PRECIO €
					A	B	C	D		
PMM 10	8102803494	3/8"	1.000	16	187	88	21	60	1,1	220
PMM 13	8102803536	1/2"	1.300	16	187	88	21	60	1,1	270
PMM 20	8102803577	3/4"	2.000	16	256	88	21	80	1,2	300
PMM 33	8102803619	1"	3.300	16	262	125	33	100	2,7	370
PMM 60	8102803650	1"	6.000	16	362	125	33	120	3,2	400
PMM 85	8102803692	1 1/2"	8.500	16	452	125	33	140	3,7	510
PMM 130	8102803734	1 1/2"	13.000	16	643	125	33	160	4,8	560
PMM 170	8102803775	2"	17.000	16	695	136	48	520	8,8	825
PMM 250	8102803817	2"	25.000	16	935	136	48	770	13,5	990
PMM 400	8102803858	3"	40.000	16	1.070	248	74	780	30,5	1.775

Tabla 18.Filtros PMM.

Trabajando en condiciones de referencia. Presión: 7 bar. / Temperatura: 20°C / Temperatura máxima de ejercicio: 65°C.

Tanto los filtros tipo PMO y PMM poseen de un coeficiente que corrige el caudal en función de la presión si éste varía.

COEFICIENTE DE CORRECCIÓN DEL CAUDAL DE AIRE AL VARIAR LA PRESIÓN														
Presión (bar)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Coefficiente	0,38	0,50	0,65	0,75	0,88	1,00	1,13	1,25	1,38	1,50	1,63	1,75	1,88	2,00

Tabla 19. Coeficiente de corrección de caudal en función de la presión.

La forma que presentan estos tres filtros está proyectada en la siguiente imagen:

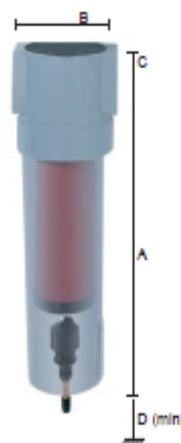


Figura 21. Filtros PRO, PMO y PMM.

4.4 Cálculos mediante el software CAREAC.

El software CAREAC fue diseñado durante su PFC por el estudiante de Ingeniería Industrial de la ETSII, Francisco Javier Llanos López (Figura 22), bajo la supervisión del profesor José Pérez García del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, y facilita el proceso de diseño de distribución de aire comprimido, optimizando el diseño e intentando ahorrar en costes energéticos.



Figura 22. Presentación del programa de diseño de redes de aire comprimido.

El primer paso es proyectar el anillo principal con respecto a la red modelada en la Figura 17 insertando las medidas de los tramos de tuberías correspondientes.

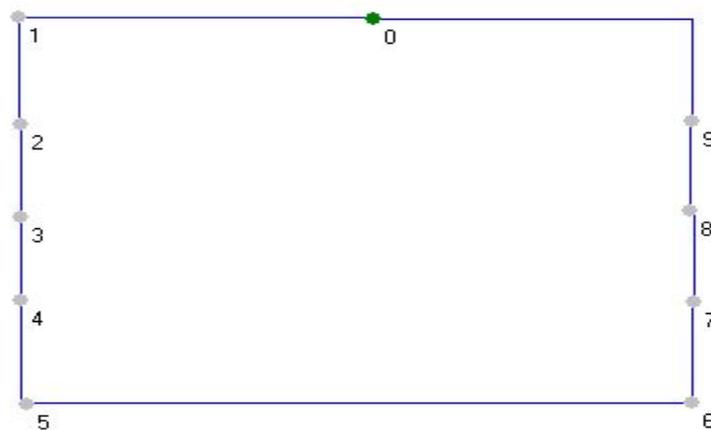


Figura 23. Anillo principal.

La línea de tubería recorre el astillero empezando desde la sala de compresores, pasando por los locales que van a necesitar aire comprimido a la vez que rodea la plataforma de transferencia y las gradas. Será disponible el uso de herramientas neumáticas a lo largo de la línea de la plataforma de transferencia.

Las tuberías serán de acero galvanizado debido a que es el material más usado en la industria, por su robustez y durabilidad, y el coste del material será menor.



Figura 24. Tramo de tubería (Navantia-Cartagena).

Los puntos que aparecen en la Figura 23 son llamados nodos. Cada nodo integra una sub-red que distribuye el aire comprimido a los distintos locales del astillero que va a consumir aire comprimido, excepto el nodo 0 que es donde comienza la distribución del caudal de aire por toda la red a través de las tuberías.

El nodo 6 será una toma aplicable para el caso en el que sea necesario montar en el astillero un taller provisional para realizar cualquier operación con aire comprimido con el fin de que el anillo que se quería modelar fuera lo más parecido al que se modeló por Rhinoceros.

Una vez diseñado e introducidos los valores correspondiente al anillo, se procede a continuar al diseño del resto de redes que parten de cada uno de los distintos nodos. Insertando, a su vez, los datos correspondientes a las máquinas neumáticas consumidoras para el caso de máximo rendimiento en el astillero.

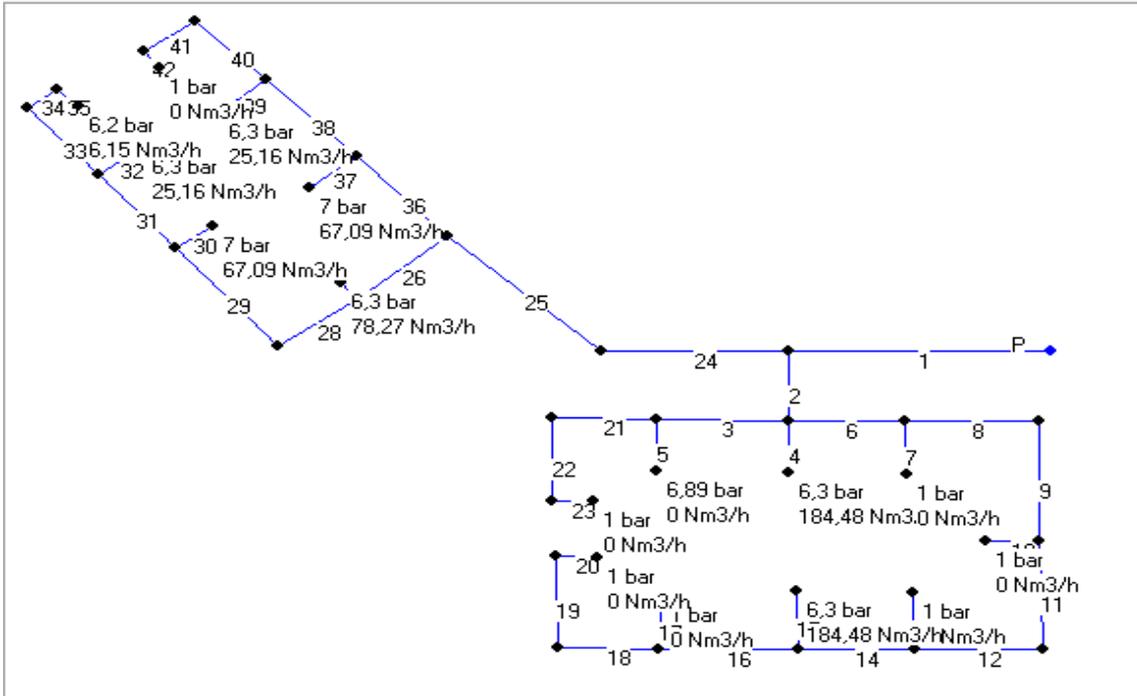


Figura 25. Red de aire comprimido conectada al nodo 1 (Punto P).

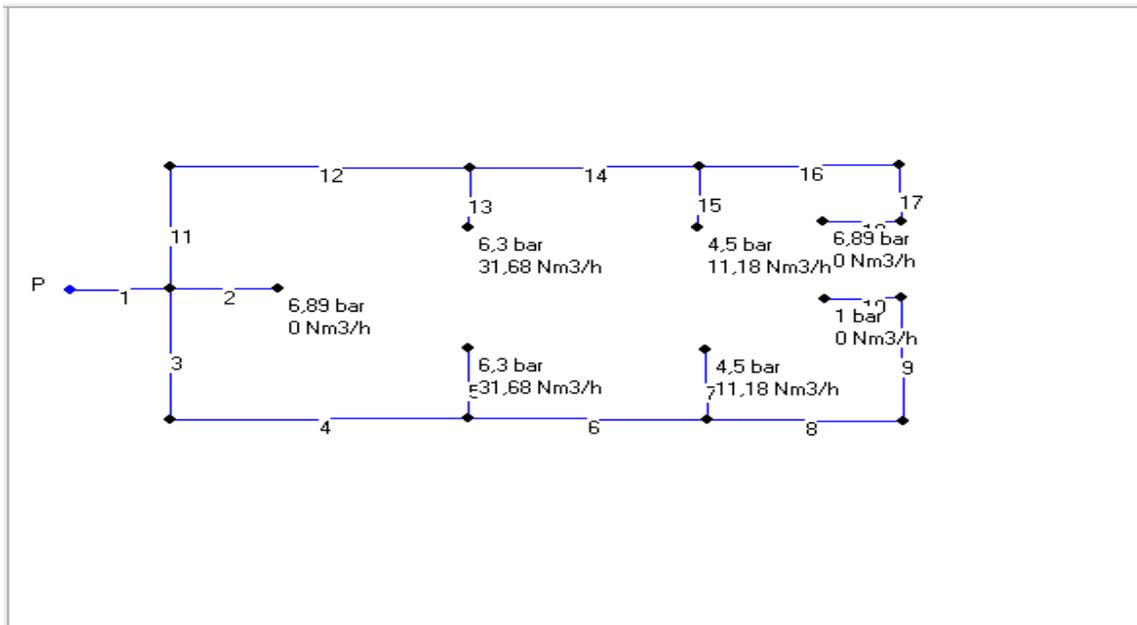


Figura 26. Red de aire comprimido conectada a los nodos 2, 3 y 4 (Punto P).

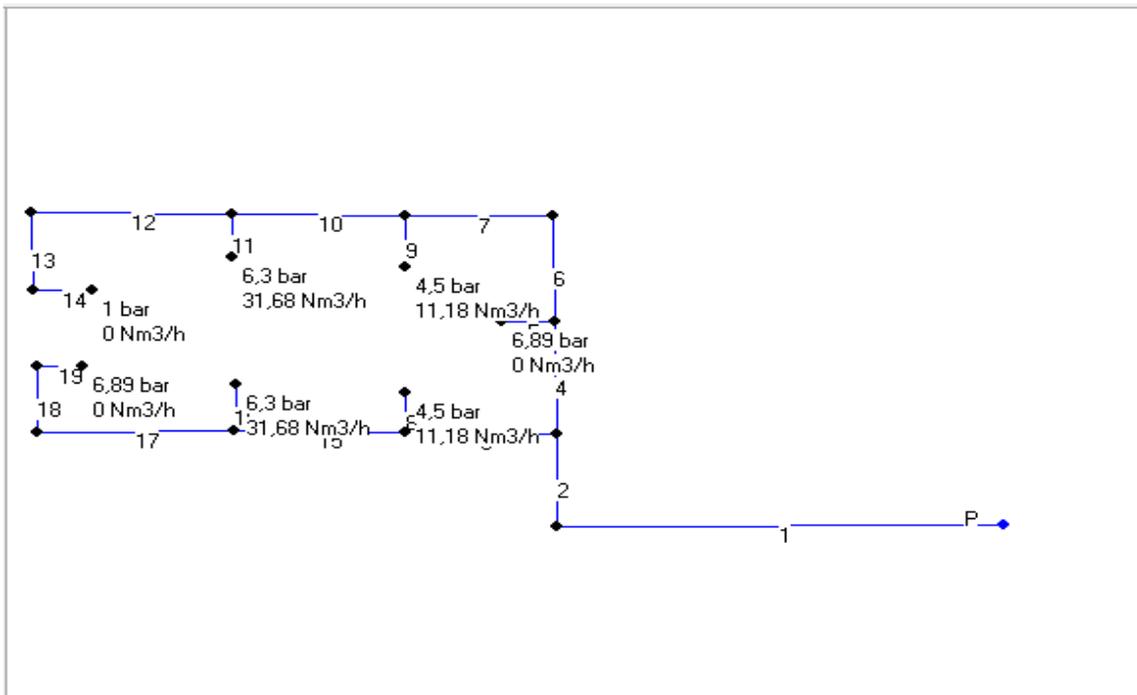


Figura 27. Red de aire comprimido conectada al nodo 5 (Punto P).

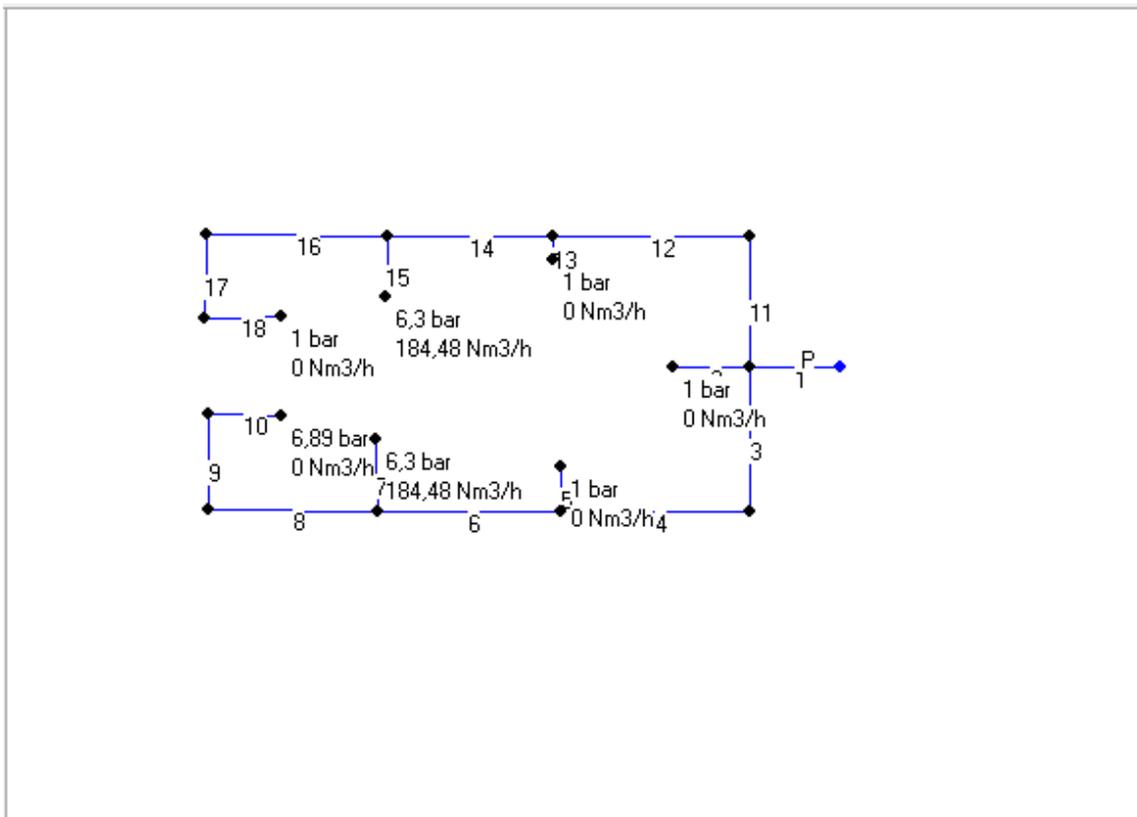


Figura 28. Red de aire comprimido conectada a los nodos 7, 8 y 9 (Punto P).

En primer lugar, mediante CAREAC se realiza un predimensionado de la instalación mediante el criterio de velocidad con los siguientes valores de referencia ofrecidos en la bibliografía para dimensionar la red:

- **Colectores principales de distribución.** Para este tipo de conductos se recomiendan velocidades en el intervalo entre 5 y 8 m/s. Debido al gran caudal que transportan y su importancia en la instalación global, se tiende a un sobredimensionamiento para evitar pérdidas de carga excesivas y reducir el trabajo del compresor. Si la velocidad que se fija es muy baja, tiene el inconveniente que se pueden producir depósitos en la instalación o acumularse impurezas o condensados
- **Tuberías secundarias y ramales de distribución.** En este tipo de conductos se recomiendan velocidades de diseño entre 10 y 15 m/s. Puesto que el caudal circulante y la longitud de estos conductos es menor, y las pérdidas de carga en estos tramos no afectan tan directamente al global de la instalación, puede disminuirse ligeramente la sección del conducto.
- **Conexiones.** En este tipo de conductos se permiten velocidades mayores sin que la pérdida de carga llegue a ser excesiva. Se recomiendan velocidades del orden de 20 m/s.

El programa pide los datos de la variación de presión de los conductos por cada metro de tubería, considerando un 10% de fugas en la instalación y en las condiciones del aire, la temperatura ambiente puede ser una buena referencia ya que los conductos actúan como un gran intercambiador de calor con el exterior y la temperatura del aire comprimido pronto se asemeja a la del aire exterior.

Introduciendo valores de velocidad recomendados para calcular el diámetro de tubería que hay en el anillo principal observamos que son bastante elevados, un ejemplo de ello se muestra en la Tabla 20 para un criterio de 8 m/s en el colector principal, 14 m/s para tuberías secundarias y 20 m/s para conexiones.

Anillo										
Tramo	P alimentación(Pa)	G alimentación(kg/s)	G circulante(kg/s)	P principio(Pa)	P final(Pa)	Long (m)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro (mm)	Variación de P/m (Pa/m)
0 a 1	914559,951	0,000	0,526	914559,951	905528,661	221,300	0,115	6,220	105,300	40,810
1 a 2	905529,027	0,211	0,315	905528,661	896058,272	70,300	0,115	8,700	68,900	134,714
2 a 3	639209,761	0,028	0,287	896058,272	887926,132	72,700	0,115	7,920	68,900	111,859
3 a 4	639209,761	0,028	0,259	887926,132	881110,047	74,800	0,115	7,140	68,900	91,124
4 a 5	639209,761	0,028	0,230	881110,047	876157,592	68,300	0,115	6,360	68,900	72,510
5 a 6	713320,121	0,028	0,202	876157,592	854042,271	394,800	0,115	5,570	68,900	56,017
6 a 7	100000,000	0,000	0,202	854042,271	850171,530	69,100	0,115	5,570	68,900	56,017
7 a 8	675317,513	0,122	0,080	850171,530	841463,208	72,300	0,115	5,970	41,900	120,447
8 a 9	675317,513	0,122	0,042	841463,208	879695,108	75,900	0,115	8,800	25,000	503,714
9 a 0	675317,513	0,122	0,164	879695,108	914654,346	242,700	0,115	7,620	53,100	144,043

Tabla 20. Ejemplo de predimensionamiento del anillo.

Otro dato a tener en cuenta es que tenemos 4 locales que conectan dos herramientas que exigen un elevado caudal (Sandblasters para la zona 10 según Figura 17) y que, por tanto, a la hora de procesar cálculos, CAREAC valora un diámetro para esa red de 36 mm.

Tras investigar con distintos criterios de velocidad y con el fin de conseguir un diámetro adecuado para el anillo y los ramales, se tomará el criterio de que el diámetro mínimo ofrecido por el fabricante es de 36 mm. Además, en la Figura 29 se muestra un detalle de la pantalla correspondiente de CAREAC para un criterio de velocidad adecuada y óptima que ofrece valores de diámetro en el anillo más bajos y recomendados.

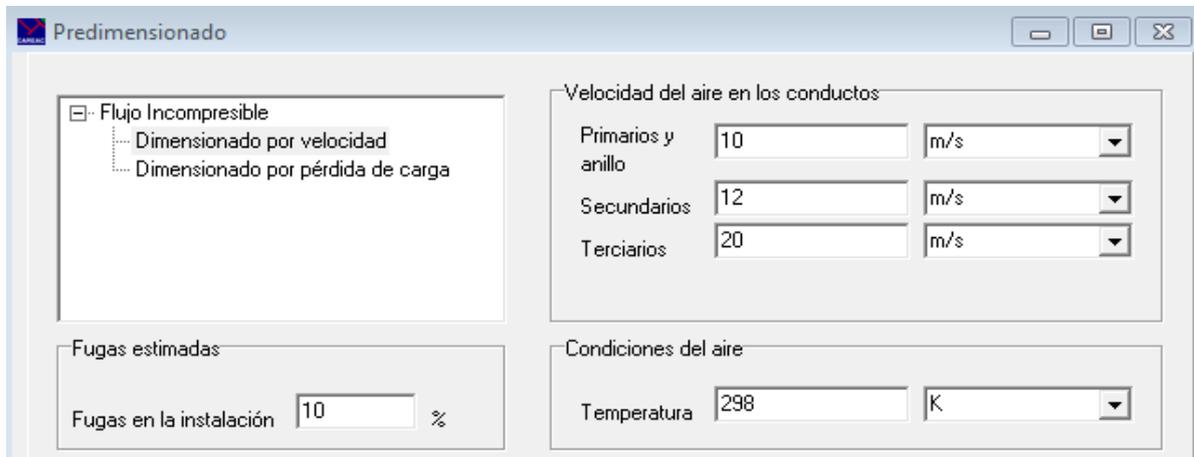


Figura 29. Predimensionamiento mediante el criterio de velocidad.

Se procede al cálculo del diámetro de los conductos, así como de la presión, tanto de entrada, como de salida, velocidad y gasto másico.

CAREAC proporciona un resumen de los resultados mediante una hoja de cálculo Excel, mostrando además una pantalla resumen con la presión necesaria en el punto de alimentación P_0 correspondiente al nodo 0 (Figura 30).

Fin de la 1ª parte del predimensionado:
 Se ha realizado un calculo previo. Al usar D normalizados, la AP en los dos caminos del anillo es distinta. Por eso, en el punto 0 del anillo, tenemos 2 posibles presiones:
 Presión Punto 0 (Max)= 891605,92 Pa
 Presión Punto 0 (Min)= 890755,08 Pa
 Usaremos para el calculo una P_0 = 890755,08 Pa
 Como ya conocemos la P_0 , y los diámetros de la instalacion, hacemos un calculo de comprobación.

Figura 30. Presión requerida en el punto de alimentación P_0 (nodo 0).

Posteriormente y mediante una serie de mensajes se va informando del avance del proceso iterativo de cálculo, hasta obtener una solución ajustada.

Terminado calculo iterativo, con un Q y corrigiendolo. El anillo está equilibrado.
 La p supuesta para el punto 0 del anillo puede ser insuficiente o excesiva para alguna rama.
 Se hará otra iteración aumentando o reduciendo toda la presión en el anillo

Correccion de la presión =1436,282 Pa. Si es muy distinta de cero, repetiremos todo el calculo de comprobación

Terminado calculo iterativo, con un Q y corrigiendolo. El anillo está equilibrado.
 La p supuesta para el punto 0 del anillo puede ser insuficiente o excesiva para alguna rama.
 Se hará otra iteración aumentando o reduciendo toda la presión en el anillo

Correccion de la presión =-42,8941 Pa. Si es muy distinta de cero, repetiremos todo el calculo de comprobación

Terminado calculo iterativo, con un Q y corrigiendolo. El anillo está equilibrado.
 La p supuesta para el punto 0 del anillo puede ser insuficiente o excesiva para alguna rama.
 Se hará otra iteración aumentando o reduciendo toda la presión en el anillo

Correccion de la presión =1,2798 Pa. Si es muy distinta de cero, repetiremos todo el calculo de comprobación

Terminado calculo iterativo, con un Q y corrigiendolo. El anillo está equilibrado.
 La p supuesta para el punto 0 del anillo puede ser insuficiente o excesiva para alguna rama.
 Se hará otra iteración aumentando o reduciendo toda la presión en el anillo

Correccion de la presión =-0,0382 Pa. Si es muy distinta de cero, repetiremos todo el calculo de comprobación

Figura 31. Avisos producidos al comenzar con el predimensionamiento.

Una vez realizado el predimensionado, se observa que en cada una de las ramificaciones existe una ruta crítica (línea roja) (Figura 32) donde el aire comprimido circulará sin necesidad de ningún tipo de regulación hasta llegar al punto final de consumo garantizando la presión de operación requerida.

Para aquellas rutas donde se señala una 'R', esto indica que es necesario un regulador de presión ya que la presión en el punto final de consumo (herramienta neumática) es demasiado alta y es necesaria su reducción, con objeto de que el consumo de dicha herramienta sea el nominal considerado.

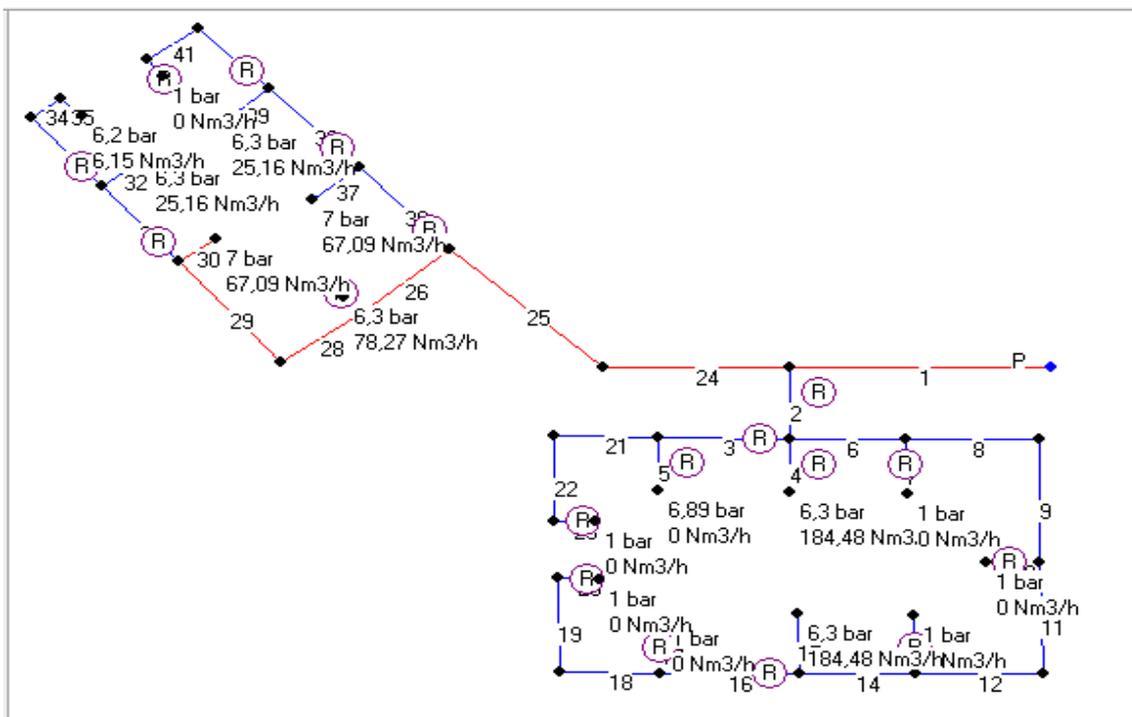


Figura 32. Red de aire comprimido predimensionado conectada al nodo 1.

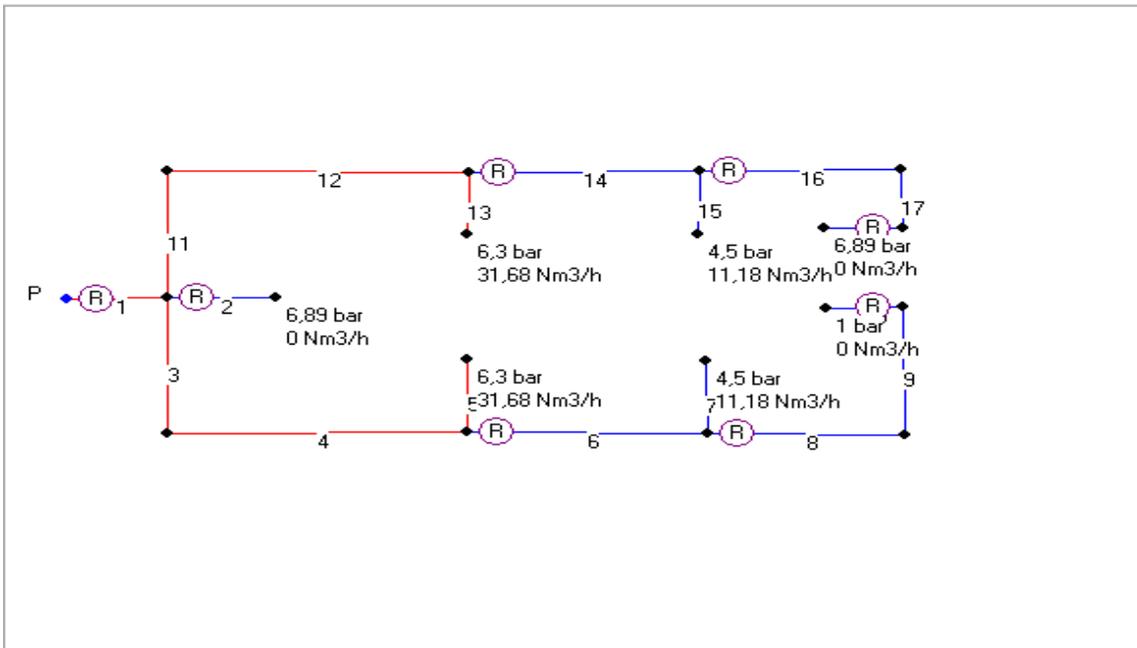


Figura 33. Red de aire comprimido predimensionado conectada a los nodos 2, 3 y 4.

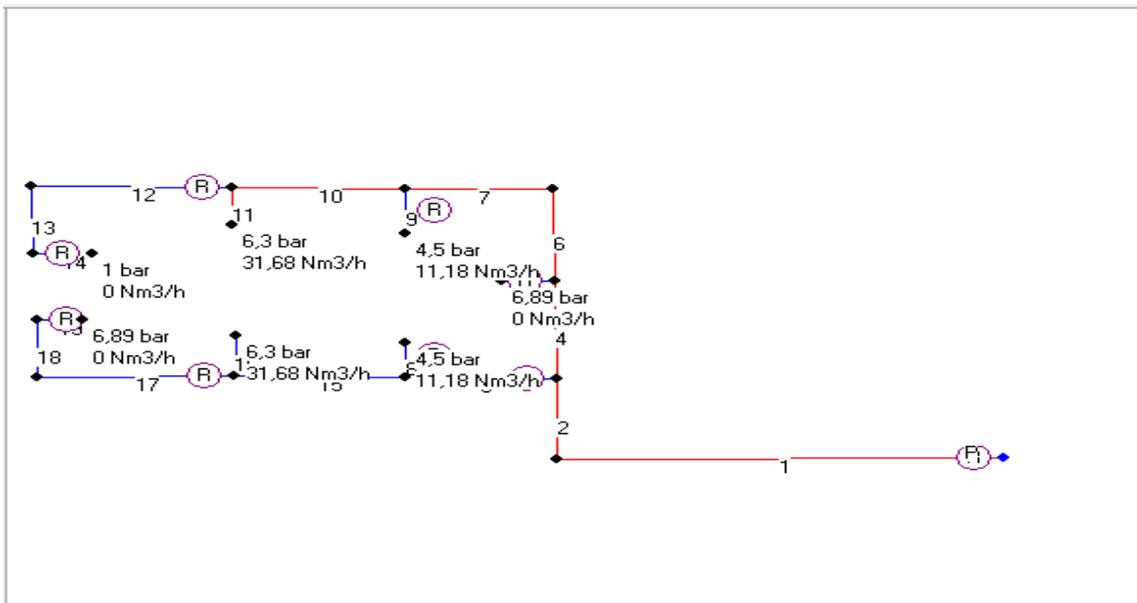


Figura 34. Red de aire comprimido predimensionado conectada al nodo 5.

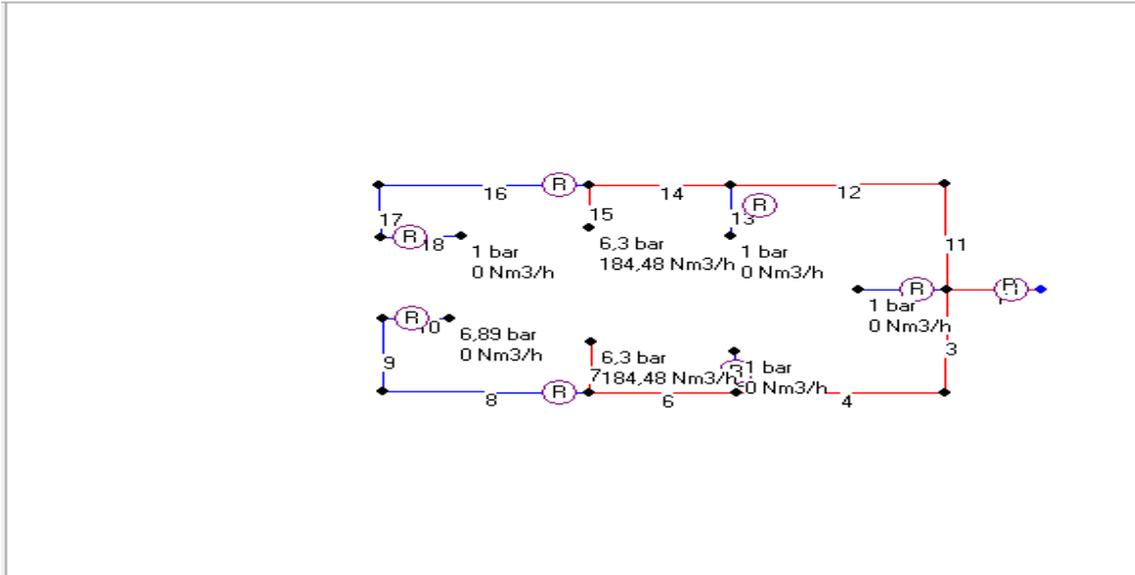


Figura 35. Red de aire comprimido predimensionado conectada a los nodos 7, 8 y 9.

La Tabla 21 muestra los resultados del predimensionamiento correspondientes al anillo principal. Se observan diámetros adecuados (rondan los 50 mm) y velocidades que cumplen el criterio de velocidad recomendado (no exceden de 9 m/s en ningún tramo).

Anillo											
Tramo	P alimentación(Pa)	G alimentación(kg/s)	G circulante(kg/s)	P principio(Pa)	P final(Pa)	Long (m)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro (mm)	Variación de P/m (Pa/m)	
0 a1	892149,749	0,000	0,294	892149,749	865550,078	221,300	0,115	8,310	68,900	120,197	
1 a2	865550,040	0,211	0,083	865550,078	844917,092	70,300	0,115	8,600	36,000	293,499	
2 a3	631418,717	0,028	0,055	844917,092	835538,522	72,700	0,115	5,670	36,000	129,004	
3 a4	631418,717	0,028	0,026	835538,522	833213,707	74,800	0,115	2,730	36,000	31,080	
4 a5	631418,717	0,028	0,002	833213,707	833231,593	68,300	0,115	0,210	36,000	0,262	
5 a6	642832,022	0,028	0,030	833231,593	849345,715	394,800	0,115	3,140	36,000	40,816	
6 a7	100000,000	0,000	0,030	849345,715	852166,094	69,100	0,115	3,140	36,000	40,816	
7 a8	665329,569	0,122	0,152	852166,094	861396,785	72,300	0,115	7,250	53,100	127,672	
8 a9	665329,569	0,122	0,274	861396,785	869357,110	75,900	0,115	7,760	68,900	104,879	
9 a0	665329,569	0,122	0,396	869357,110	892170,376	242,700	0,115	8,130	80,900	93,998	

Tabla 21. Resultados del predimensionamiento calculada en el anillo principal.

CAREAC ofrece también en la misma hoja de cálculo Excel generada para el predimensionado, el cálculo para cada ramificación correspondiente a cada uno de los nodos que aparecen en el anillo principal (Figura 23).

La Tabla 22 muestra los resultados relacionados al cálculo de la ramificación para el nodo 1 que es el correspondiente a la ruta marcada en la Figura 25.

Al existir un local en esa ruta que exige gran demanda de aire comprimido debido a las herramientas Sandblasters, el diámetro de 36 mm que calcula CAREAC es el adecuado para esa red de aire comprimido.

Por otra parte, para aquellas zonas en la que no se exige tanto caudal de aire, ese diámetro es bastante alto.

Lo conveniente sería unificar las líneas que no corresponden al local que exige un gran caudal de aire con un valor razonable y parecido a lo que existe en una industrial actual, como son 25 mm.

Desde el conducto 24 hasta el 42 se tomará un diámetro de 25 mm ya que no es necesario un diámetro tan grande debido a que no hay herramientas que pida tanta demanda como son los correspondientes a la zona 10 en la Figura 17.

Al unificar el diámetro, se debe recalculer la velocidad para estos conductos.

Utilizando la ecuación de continuidad se calculará la nueva velocidad para aquellos tramos donde el diámetro es igual a 25 mm.

$$G = \rho UD = \rho U_{real} D' \quad (13)$$

$$U_{real} = \frac{U * D}{D'} \quad (14)$$

Ramificación: 1										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diámetro final(mm)	Velocidad real(m/s)
0	Conexión Anillo-Rama	865550,078	865550,078	0,000	0,211	0,000	6,149	68,900	68,900	6,149
1	267,8	865550,040	792422,748	73127,292	0,211	0,115	11,309	53,100	53,100	11,309
2	38,8	679226,192	674998,685	4227,507	0,122	0,115	7,679	53,100	53,100	7,679
3	56,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
4	7,8	631764,202	630000,000	1764,202	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	8,950
5	7,8	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
6	56,4	674998,685	662874,737	12123,988	0,061	0,115	8,506	36,000	36,000	8,506
7	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
8	10,9	662874,797	660523,364	2351,433	0,061	0,115	8,536	36,000	36,000	8,536
9	30,8	660523,364	653810,730	6712,634	0,061	0,115	8,624	36,000	36,000	8,624
10	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
11	30,8	653810,730	647027,725	6783,005	0,061	0,115	8,714	36,000	36,000	8,714
12	11,5	647027,725	644485,118	2542,607	0,061	0,115	8,749	36,000	36,000	8,749
13	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
14	56,4	644485,118	631764,202	12720,916	0,061	0,115	8,925	36,000	36,000	8,925
15	7,8	631764,202	630000,000	1764,202	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	8,950
16	56,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
17	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
18	45,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
19	25,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
20	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
21	45,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
22	25,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
23	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	0,000
24	79,8	792422,748	761015,812	31406,937	0,089	0,115	10,800	36,000	25,000	15,552
25	117,2	761015,812	711692,578	49323,234	0,089	0,115	11,549	36,000	25,000	16,631
26	35,9	711692,578	705028,216	6664,361	0,058	0,115	7,659	36,000	25,000	11,029
27	7,8	630331,313	630000,000	331,313	0,026	0,115	3,797	36,000	25,000	5,468
28	35,9	705028,216	702898,681	2129,535	0,033	0,115	4,279	36,000	25,000	6,162
29	44,96	702898,681	700221,524	2677,157	0,033	0,115	4,295	36,000	25,000	6,185
30	7,8	700221,524	700000,000	221,524	0,022	0,115	2,929	36,000	25,000	4,218
31	44,96	630371,592	630038,416	333,176	0,010	0,115	1,519	36,000	25,000	2,187
32	7,8	630038,416	630000,000	38,416	0,008	0,115	1,221	36,000	25,000	1,758
33	44,96	620030,761	620013,179	17,582	0,002	0,115	0,303	36,000	25,000	0,436
34	25,9	620013,179	620003,050	10,128	0,002	0,115	0,303	36,000	25,000	0,436
35	7,8	620003,050	620000,000	3,050	0,002	0,115	0,303	36,000	25,000	0,436
36	44,96	702583,397	700221,524	2361,872	0,031	0,115	4,027	36,000	25,000	5,799
37	7,8	700221,524	700000,000	221,524	0,022	0,115	2,929	36,000	25,000	4,218
38	44,96	630259,833	630038,416	221,418	0,008	0,115	1,221	36,000	25,000	1,758
39	7,8	630038,416	630000,000	38,416	0,008	0,115	1,221	36,000	25,000	1,758
40	44,96	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
41	25,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
42	7,8	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000

Tabla 22. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 1.

Las Tablas 27, 28 y 29 correspondientes a los resultados del predimensionamiento en los nodos 7, 8 y 9 respectivamente mantendrán el diámetro mínimo de fabricante de 36 mm. Los demás resultados tendrán una unificación de diámetro de 25 mm.

Ramificación: 2										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diametro final(mm)	Velocidad real(m/s)
0	Conexión Anillo-Rama	844917,032	844917,032	0,000	0,028	0,000	4,149	36,000	25,000	5,975
1	5,1	631418,717	631160,910	257,807	0,028	0,115	4,151	36,000	25,000	5,977
2	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
3	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
4	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
5	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
6	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
7	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
8	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
9	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
10	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
11	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
12	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
13	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
14	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
15	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
16	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
17	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
18	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000

Tabla 23. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 2.

Ramificación: 3										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diametro final(mm)	Velocidad real(m/s)
0	Conexión Anillo-Rama	835538,522	835538,522	0,000	0,028	0,000	4,149	36,000	25,000	5,975
1	5,1	631418,717	631160,910	257,807	0,028	0,115	4,151	36,000	25,000	5,977
2	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
3	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
4	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
5	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
6	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
7	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
8	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
9	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
10	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
11	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
12	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
13	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
14	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
15	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
16	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
17	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
18	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000

Tabla 24. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 3.

Ramificación: 4										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diametro final(mm)	Velocidad real(m/s)
0	Conexión Anillo-Rama	833213,707	833213,707	0,000	0,028	0,000	4,149	36,000	25,000	5,975
1	5,1	631418,717	631160,910	257,807	0,028	0,115	4,151	36,000	25,000	5,977
2	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
3	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
4	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
5	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
6	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
7	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
8	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
9	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
10	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
11	28,9	631160,910	630774,044	386,866	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
12	53,8	630774,044	630053,033	721,011	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
13	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
14	53,8	450094,923	450010,929	83,994	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
15	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
16	53,8	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
17	18,9	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
18	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000

Tabla 25. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 4.

Ramificación: 5										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diámetro final(mm)	Velocidad real(m/s)
0	Conexión Anillo-Rama	833231,593	833231,593	0,000	0,028	0,000	4,076	36,000	25,000	5,863
1	196	642632,022	632952,183	9879,839	0,028	0,115	4,139	36,000	25,000	5,960
2	36,5	632952,183	631106,935	1845,247	0,028	0,115	4,151	36,000	25,000	5,977
3	25,1	630579,460	630243,179	336,281	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
4	19,7	631106,935	630843,253	263,683	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
5	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
6	19,7	630843,253	630579,460	263,793	0,014	0,115	2,077	36,000	25,000	2,991
7	25,1	630579,460	630243,179	336,281	0,014	0,115	2,079	36,000	25,000	2,994
8	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
9	7	450010,929	450000,000	10,929	0,004	0,115	0,759	36,000	25,000	1,093
10	25,1	630243,179	630053,033	190,146	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
11	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
12	25,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
13	13,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
14	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
15	25,1	630243,179	630053,033	190,146	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
16	7	630053,033	630000,000	53,033	0,010	0,115	1,537	36,000	25,000	2,213
17	25,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
18	13,1	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000
19	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	25,000	0,000

Tabla 26. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 5.

Ramificación: 6										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diámetro final(mm)	
0	Conexión Anillo-Rama	849345,715	849345,715	0	0	0	0	36	25	

Tabla 27. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 6.

Ramificación: 7										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diámetro final(mm)	
0	Conexión Anillo-Rama	852166,094	852166,094	0,000	0,122	0,000	7,791	53,100	53,100	
1	5	665329,569	664776,410	553,159	0,122	0,115	7,797	53,100	53,100	
2	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
3	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000	36,000	
4	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000	36,000	
5	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
6	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000	36,000	
7	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	
8	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
9	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
10	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
11	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000	36,000	
12	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000	36,000	
13	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
14	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000	36,000	
15	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	
16	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
17	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
18	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	

Tabla 28. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 7.

Ramificación: 8										
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)	Diámetro final(mm)	
0	Conexión Anillo-Rama	861396,785	861396,785	0,000	0,122	0,000	7,791	53,100	53,100	
1	5	665329,569	664776,410	553,159	0,122	0,115	7,797	53,100	53,100	
2	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
3	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000	36,000	
4	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000	36,000	
5	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
6	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000	36,000	
7	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	
8	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
9	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
10	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
11	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000	36,000	
12	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000	36,000	
13	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
14	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000	36,000	
15	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000	36,000	
16	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
17	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	
18	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000	36,000	

Tabla 29. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 8.

Ramificación: 9								
Conducto	Long de Cálculo(m)	Presión de entrada(Pa)	Presión de salida(Pa)	Variación de presión(Pa)	Gasto(kg/s)	Rugosidad(mm)	Velocidad(m/s)	Diámetro(mm)
0	Conexión Anillo-Rama	869357,110	869357,110	0,000	0,122	0,000	7,791	53,100
1	5	665329,569	664776,410	553,159	0,122	0,115	7,797	53,100
2	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
3	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000
4	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000
5	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
6	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000
7	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000
8	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
9	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
10	7	689000,000	689000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
11	30,8	664776,410	658107,604	6668,806	0,061	0,115	8,568	36,000
12	59,4	658107,604	644984,657	13122,947	0,061	0,115	8,742	36,000
13	7	100000,000	100000,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
14	59,4	644984,657	631583,258	13401,399	0,061	0,115	8,928	36,000
15	7	631583,258	630000,000	1583,258	0,061	0,115	8,950	36,000
16	59,4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
17	22,2	0,000	0,000	0,000	0,000	0,115	0,000	36,000
18	7	100000	100000	0	0	0,115	0	36

Tabla 30. Resultados del predimensionamiento calculada en el nodo 9.

Calculo del diámetro desde la sala de compresores hasta el punto 0 del anillo.

El programa CAREAC comienza a diseñar la red a partir de un anillo principal y después distribuye por ramales el caudal de aire por las zonas deseadas. Por tanto, el modelo creado por Rhinoceros tiene una línea desde la sala de compresores hasta donde comienza el anillo que el software CAREAC no calcula y por ello es necesario conocer para completar totalmente el diseño de la red de aire comprimido.

Para calcular el diámetro de la tubería será necesario tener en cuenta ciertos parámetros como son:

- La caída de presión $-\Delta p = 0.2 \text{ bar}/100\text{m}$ (20000 Pa)
- Longitud de la tubería - $L = 187.1 \text{ m}$
- Presión en el punto 0 - $P_0 = 8,921 \text{ bar}$ (Punto de conexión al anillo principal)
- Caudal circundante más un caudal de fugas (10%) - $Q = 0,247 \text{ Nm}^3/\text{s} = 889,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

Para calcular el diámetro desde la sala de compresores hasta el punto 0 del anillo utilizaremos la ecuación de pérdida de carga de Darcy-Weisbach.

$$\Delta p = \lambda_D \frac{L}{D} \rho \frac{U^2}{2} \quad (15)$$

Necesitaremos calcular el coeficiente de fricción que se calculará mediante la siguiente expresión:

$$\lambda_D = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (16)$$

Al tratarse de un conducto principal con velocidades bajas de circulación de aire se permite considerar la hipótesis de flujo incompresible. Se combinan las ecuaciones de los gases perfectos con las de flujo incompresible. En un tramo recto donde la única pérdida de presión es por fricción o en accesorios, se puede considerar la velocidad constante.

Para calcular el caudal en condiciones de trabajo calcularemos previamente el caudal másico y las densidades en condiciones normales y en condiciones de trabajo.

$$Q_M = \rho_{CN} \times Qv_{CN} = \rho_{CT} \times Qv_{CT} \quad (17)$$

$$\rho_{CN} = \frac{P}{Rg \times T} = \frac{(1 \times 105)}{287 \times 273} = 1,2763 \frac{Kg}{m^3} \quad (18)$$

$$\rho_{CT} = \frac{P}{Rg \times T} = \frac{(7 \times 105)}{287 \times 298} = 8,1846 \frac{Kg}{m^3} \quad (19)$$

$$Q_M = \rho_{CN} \times Qv_{CN} = 1.2763 \times 0.247 = 0,315 \frac{Kg}{s} \quad (20)$$

Con este caudal másico calculamos el caudal volumétrico en condiciones de trabajo:

$$Q_M = \rho_{CT} \times Qv_{CT}; \quad Qv_{CT} = \frac{0,315}{8,1846} = 0,03851 \frac{m^3}{s} \quad (21)$$

Una vez conocido el caudal volumétrico en condiciones de trabajo y sabiendo que $Q=A \times U$, despejamos el área y obtenemos de esta el diámetro necesario para las condiciones deseadas suponiendo una velocidad de 8 m/s:

Dando como resultado un diámetro de 40 mm.

Con una velocidad de flujo de 8 m/s, un diámetro de 40 mm y una viscosidad del aire de $1.83 \times 10^{-5} \text{ Pa*s}$ se obtiene un número de Reynolds de 17468.3388.

Con este Re, calculamos el coeficiente de fricción, ($K=0,03 \text{ mm}$) obteniendo un valor de 0.028.

Sustituyendo en la ecuación de Darcy obtenemos un diferencial de presión de 34301,98 Pascales, lo que no satisface las expectativas, ya que como máximo, en 100 metros podemos obtener una caída de presión de 20000 Pascales.

Como el diámetro anterior no cumple con los requerimientos, se escoge un diámetro mayor para bajar la pérdida de carga.

Consideramos a continuación un diámetro de 80 mm. Con el caudal volumétrico en condiciones de trabajo ya calculado, si aumentamos el diámetro del conducto podemos ver como la velocidad disminuye, obteniendo un nuevo valor de velocidad que viene determinado por la siguiente expresión:

$$Q = A \times U \quad (22)$$

Nuestra nueva velocidad es de 7,66 m/s, considerando un diámetro de 0,08 m y el caudal volumétrico de 0,03851 m³/s.

Con esta velocidad volvemos a calcular el número de Reynolds obteniendo un valor de 33486,3388.

Volvemos a calcular el coeficiente de fricción para dicho diámetro, obteniendo un valor de 0,0239.

Finalmente, y con la ecuación de Darcy, obtenemos un diferencial de presión de 13421,67 Pascales, siendo el máximo permitido 20000 Pascales.

El diámetro de **80 mm** nos podría valer para cumplir con las necesidades requeridas. Calcular diámetros intermedios puede ajustar aún más el resultado pero corremos el riesgo de que no existan diámetros normalizados de dichas dimensiones.

Capítulo 5. Transporte neumático

5.1 Introducción

5.2 Proceso de transporte neumático: fluidización

5.3 Transporte en fase diluida y en fase densa

5.4 Sólidos a granel

5.4.1 Características y propiedades

5.4.2 Clasificación de los sólidos a granel

5.5 Ecuaciones principales

5.5.1 Transporte vertical de sólidos

5.5.2 Transporte horizontal de sólidos

5.5.3 Velocidad del gas y de las partículas

5.5.4 Flujos másicos

5.1 Introducción

Los gases han sido utilizados satisfactoriamente en la industria para transportar un amplio rango de sólidos particulados: desde harina de trigo a granos de trigo y de chips plásticos a carbón.

En la industria naval se usa la arena para fundiciones o como abrasivo para realizar la limpieza por chorreo tanto en barcos de acero como en embarcaciones de recreo de fibra para posteriormente hacer la imprimación del casco en el barco.

Hasta hace relativamente poco, la mayoría del transporte neumático se realizaba en suspensiones diluidas usando grandes volúmenes de aire a gran velocidad. Desde mediados de los '60, sin embargo, hubo un incremento en el interés en el modo de transporte comúnmente denominado “fase densa” en el cual las partículas sólidas no están completamente suspendidas. Consecuentemente, en transporte en fase densa, se requiere una mínima cantidad de aire para transportar los sólidos (de particular interés en el caso de alimentación de sólidos en reactores de lecho fluidizado, por ejemplo).

Un menor requerimiento de aire, generalmente, también implica un menor requerimiento de energía (a pesar de que se necesitan mayores presiones). Las bajas velocidades de sólido resultantes implican que en transporte en fase densa, la degradación del producto por abrasión y la erosión de las tuberías no son grandes problemas como sí lo son en transporte neumático en fase diluida.

Existen también otros procedimientos para transportar el material a considerar, estos son sistemas en vacío, de presión (alta o baja) que viene explicado más adelante en la Tabla 32.

5.2 Proceso de transporte neumático: fluidización

Es el proceso que hace posible el transporte neumático; dependiendo del grado de fluidización que se logre con el material podemos tener diversos modos de transporte, ya sea denso o diluido, el consumo de potencia y desgaste de los elementos del transportador están fuertemente asociados a éste concepto.

Se puede definir como la operación por la cual las partículas sólidas son transformadas en un estado “fluido” a través del contacto con un gas o líquido.

Este método de contacto posee varias características inusuales, una correcta aplicación de los procesos de fluidización permite el aprovechamiento del comportamiento de los materiales para realizar su transporte u otro tipo de procesos industriales.

Si se tiene un lecho de partículas sólidas finas, un caudal pequeño de fluido pasa a través de los espacios vacíos, esto se conoce como lecho fijo tal como se indica en la Figura 36.

Con un incremento en el caudal, las partículas se separan y algunas vibran y se mueven en determinadas regiones; esto se conoce como lecho expandido.

A una velocidad aún más alta, se alcanza un punto en el cuál todas las partículas son suspendidas en el fluido ascendente, en éste momento la fuerza de fricción entre una partícula y el fluido contrarresta el peso de la partícula, la componente vertical de la fuerza de compresión entre partículas adyacentes desaparece. Se considera entonces que se ha alcanzado el estado de fluidización incipiente o mínima fluidización.

Un incremento en el caudal resulta en un estado de expansión progresiva del lecho, no se observa un burbujeo a gran escala, y toda la mezcla es aproximadamente homogénea, esto se conoce como fluidización particulada o uniforme.

Con flujos más altos la agitación de las partículas se torna violenta y el movimiento es más vigoroso, el lecho no se expande mucho más allá del nivel de mínima fluidización, se presenta entonces una fluidización agregativa o burbujeante. Dependiendo de la geometría del recipiente, las burbujas pueden presentar el fenómeno de empaquetamiento, en el cuál su tamaño es tal que puede alcanzar las paredes, después de eso la porción de lecho por encima de la burbuja es empujada hacia arriba como por un pistón. Las partículas luego caen y la burbuja se desintegra, formando un movimiento oscilatorio que se repite, éste empuje puede ser aprovechado para realizar transporte de material en fase densa.

Hasta éste punto todas las mezclas sólido-fluido se consideran fase densa porque existe un límite superior del lecho claramente definido. Si el flujo tiene una velocidad suficientemente alta, la velocidad de arrastre de las partículas será excedida y los sólidos serán transportados con la corriente, en ése punto se tiene una fluidización, en fase diluida y con transporte de material.

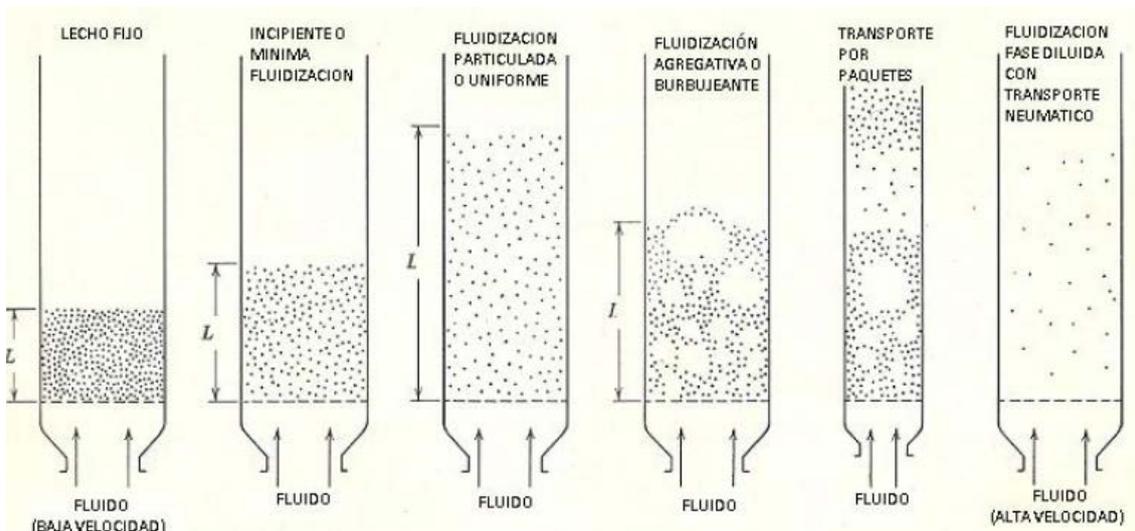


Figura 36. Proceso de fluidización.

5.3 Transporte en fase diluida y en fase densa

El transporte neumático de sólido particulado se clasifica en dos regímenes de flujo: Flujo en fase diluida y flujo en fase densa.

El flujo en fase diluida es el más conocido y se caracteriza por altas velocidades de gas (**mayores a 20 m/s**), bajas concentraciones de sólidos (**menores a 1% en volumen**) y bajas pérdidas de carga por unidad de longitud de tubería (típicamente, **menores a 5 mbar/m**).

El transporte neumático en fase diluida (Figura 37) está limitado a cortas distancias, transporte de sólidos continuo a caudales menores a 10 ton/h y el único sistema capaz de operar bajo presiones negativas.

Bajo estas condiciones, las partículas sólidas se comportan como si se encontraran completamente suspendidas en el gas en forma individual (es decir que se comportan como si se encontraran solas en el gas), y las fuerzas fluido-partícula predominan.



Figura 37. Transporte en fase diluida.

En el otro extremo se encuentra el flujo en fase densa, caracterizado por bajas velocidades de gas (**1-5 m/s**), altas concentraciones de sólidos (**mayores a 30% en volumen**) y grandes pérdidas de carga por unidad de longitud de tubería (usualmente **mayores a 20 mbar/m**).

En el transporte en fase densa (Figura 38), las partículas no se encuentran completamente suspendidas y la interacción entre ellas es mucho mayor.



Figura 38. Transporte en fase densa.

El límite entre el transporte en fase densa y fase diluida, sin embargo, no está claramente definido y aún no hay una definición universalmente aceptada de ambos tipos de transporte.

Para delimitar esta cuestión, se utilizarán las velocidades de *bloqueo* y *ruptura*, para marcar el límite entre el transporte en fase diluida y en fase densa, en tuberías verticales y horizontales respectivamente. Estos conceptos se definen en las secciones siguientes considerando las relaciones entre la velocidad del gas, el caudal másico de sólido y la caída de presión por unidad de longitud tanto en transporte vertical como horizontal.

5.4 Sólidos a granel

5.4.1 Características y propiedades

Los productos a granel presentan unas propiedades que varían extraordinariamente en función del tamaño y distribución del grano, ángulo de talud, humedad, temperatura y resistencia a la fricción.

Para describirlos también se definen distintas características tales como “abrasivo”, “cohesivo”, “delicado”, “caliente”, “húmedo”, “no fluye”, etc. y si además se tiene en cuenta la gran diversidad de procedencias de las materias primas a nivel internacional motivado por la globalización del mercado sucede que, productos del mismo nombre, con la misma granulometría e igual composición química, muestran comportamientos de flujo de lo más variado, de forma que instalaciones que venían funcionando sin problema, de repente tienen fallos.

En consecuencia los requisitos para el manejo individualizado de productos a granel y el desarrollo de los procedimientos adecuados son especialmente altos.

Las diferentes propiedades de los materiales a granel tienen una importancia decisiva a la hora de seleccionar el procedimiento adecuado de transporte neumático y se deberán tener en cuenta en los estados de flujo que generan dichos productos tanto en el transporte por impulsión como por vacío.

Es imprescindible el conocimiento de las propiedades de los materiales a granel y/o su investigación.

5.4.2 Clasificación de los sólidos a granel

Dado que al planificar un sistema de transporte neumático resulta significativo tanto el comportamiento a lo largo del transporte como el que se muestra a la salida del depósito, será necesario analizar ambos comportamientos. A ello se añaden problemáticas de carácter general y requisitos específicos tales como el que se mantengan las propiedades del producto, la granulometría, el volumen, el peso a granel, que no haya contaminación, etc.

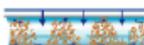
En la Tabla 31 proporcionado por **Solids Solutions Group** (*‘Sistemas de transporte neumático – Una recapitulación de soluciones acreditadas, incluso para productos difíciles y problemáticas complejas’*) se muestran varios ejemplos de diferentes elementos a transportar (productos de referencia) con su descripción básica, la correspondiente clasificación general según Geldart y Jenike junto a los procedimientos adecuados para su transporte.

Grafica de fluidez	Productos de referencia	Descripción	Clasificación según Geldart	Clasificación según Jenike	Procedimientos de transporte
	Carbonato cálcico, Cemento, Cal, PVC	Bien fluidificable Buena capacidad de retención de aire	Grupo A: Granulometría fina y / o ligero materia	Fluidificado $10 \leq FFC < \infty$, fluyendo libremente No fluidificado $2 \leq FFC < 4$, cohesivo	Transporte en fase diluida Transporte en fase densa Transporte en fase densa por vacío y baches
	Arena, cenizas de lecho fluido, granulados	Mal fluidificable Mala capacidad de retención de aire	Grupo B: Granulometría media y / o pesado	$4 \leq FFC < 10$ fluyendo	Transporte en fase diluida Transporte por empuje de cartuchos Transporte por vacío en cartuchos
	Creta, bióxido de titanio, óxidos, metálicos, leche en polvo	Desde cohesivo hasta muy cohesivo Ninguna capacidad de retención de aire Agujero de ratones	Grupo C: Granulometría fina y / o pesado	$2 \leq FFC < 4$ cohesivo $1 \leq FFC < 2$ muy cohesivo	Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé Transporte en fase densa con tubería auxiliar Transporte por vacío en cartuchos
	Azúcar, nueces, sal, almendras, sémola, verdura congelada, granulados	Desde cristalino hasta granulado Ninguna capacidad de retención de aire No fluidificables	Grupo D: Granulometría gruesa y / o pesado	$4 \leq FFC < 10$ fluyendo	Transporte por empuje de cartuchos Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé Transporte por vacío en cartuchos

Grafica de fluidez	Productos de referencia	Descripción	Clasificación según Geldart	Clasificación según Jenike	Procedimientos de transporte
	Mezclas finales, composición de vidrio, sílice pirogénica, mezclas	Mala capacidad de retención de aire La fluidificación produce disgregación	Grupo C hasta D: Fino y / o pesado hasta grueso y / o pesado	Depende de finos $2 \leq FFC < 4$ Cohesivo hasta fluyendo	Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé Transporte por vacío en cartuchos
	Arenas húmedas, mezclas, productos centrifugados en húmedo	Ninguna capacidad de retención de aire No fluidificables Conformables	Comparable con Grupo C, fino hasta grueso y húmedo	$FFC < 1$ No fluyendo hasta pegajoso	Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé
	Productos atomizados, chips, perborato, percarbonato, ácidos adípicos, píldoras	Productos sensibles, aglomerados, Ninguna capacidad de retención de aire No fluidificables.	Grupos B y D: Granulometría media hasta gruesa y / o pesado	$4 \leq FFC < 10$ Fluyendo	Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé Transporte por vacío en cartuchos
	Productos abrasivos	Todos los productos desde una dureza Mohs de aprox. 4	No clasificables	$1 \leq FFC < 10$ Dependiendo de la granulometría	Transporte en fase densa con tubería auxiliar Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé Transporte por vacío en cartuchos
	Materia reciclado, cascotes	No fluidificables Ninguna capacidad de retención de aire	Comparable con Grupos B-D	$2 \leq FFC < 4$ No fluyendo	Transporte en fase diluida Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé

Tabla 31. Productos y procedimientos de transporte.

Adicionalmente, en la Tabla 32 se muestra una lista de procedimientos de transporte según las propiedades del producto y las funciones a realizar.

Modo de flujo	Descripción	Depresión hasta bar (abs.)	Sobrepresión hasta bar (abs.)	Granulometría de - hasta μm (mm)	Velocidad m/seg comienzo -fin	Relación μ Kg/prod. Kg/gas	Aplicación en productos
solids Fly Pneu 	Transporte en fase diluida Clásico sistema de transporte neumático, tanto por presión como vacío, donde el producto es transportado en suspensión y diluido en un flujo de aire.	0,5	2,5	0,0005 - 20	Producto 12 - 36 Aire 15 - 45	Hasta aprox. 10	Harinas, cereales, sémola, pulverulentos, recortes, polvo en general
solids Fluid Pneu 	Transporte en fase densa Sistema de transporte en fase densa, para productos fluidificables, el producto en mezcla homogénea con el aire, utilizando fuerza de empuje del aire.	0,2	4,0	0,01 - 1	Producto 3 - 15 Aire 5 - 20	15 - 30	Cemento, caliza molida, cenizas volantes, bentonita, cal viva, hidróxido cálcico, adsorbentes, polvo, ácido tereftálico, creta
solids Vacu Fill 	Transporte en fase densa por vacío y baches Transporte neumático en fase densa, secuencial y por vacío. Productos en estado fluidificables o atravesados por el aire de transporte aprovechando la fuerza del vacío	0,2	/	0,01 - 5	Producto 1 - 15 Aire 3 - 20	15 - 30	Polvos, fibras, granulados plásticos, minerales, harinas, sémolas, granulados alimentarios
solids Step Pneu 	Transporte por empuje de cartuchos Transporte neumático por empuje a presión, adecuado para productos con un espectro granulométrico uniforme, los cartuchos formados por impulsos de aire, permeables por su granulometría, son atravesados y empujados por el aire a presión.	/	6,0	1 - 10	Producto 0,5 - 10 Aire 1 - 15	20 - 40	Arenas, granulados, cenizas, nueces, guisantes, alubias, HOK, píldoras, pastillas, café en grano
solids Split Pneu 	Transporte en fase densa con tubería auxiliar Transporte neumático en fase densa, con tubería auxiliar para inyecciones de aire, para productos difíciles, cartuchas largas se disgregan con la inyección de aire evitando el atasco.	/	4,0	0,001 - 1	Producto 3 - 15 Aire 5 - 20	15 - 40	Minerales, bióxido de titanio, óxidos metálicos, Creta, leche en polvo, PVC de pasta, hollín en polvo, óxido de plomo, polvos metálicos

Modo de flujo	Descripción	Depresión hasta bar (abs.)	Sobrepresión hasta bar (abs.)	Granulometría de - hasta μm (mm)	Velocidad m/seg comienzo -fin	Relación μ Kg/prod. Kg/gas	Aplicación en productos
solids Puls Pneu 	Transporte por empuje de cartuchos con válvula de impulsos y estaciones relé Transporte neumático cuidadoso por cartuchos formados y mantenidos en el trayecto. El sistema mas cuidadoso para productos sensibles y abrasivos.	/	5,0	0,001 - 10	Producto 0,5 - 6 Aire 1 - 9	20 - 60	Azúcar, productos atomizados, productos instant, leche en polvo grasienta, carburo de silicio, abrasivos, minerales duros, percarbonato de sodio, café soluble, ácido adípico, negro de humo granulado, copos, chips
solids Vibro Puls Pneu 	Transporte por empuje de cartuchos con válvula de impulsos y estaciones relé Transporte neumático para productos sin fluidez que se incorporan en la tubería por vibración y presión. Los cartuchos formados se mantienen en el trayecto.	/	5,0	0,0005 - 20	Producto 0,5 - 10 Aire 1 - 15	20 - 100	Arenas húmedas, sólidos centri-fugados, húmedos productos cohesivos, compuestos, mezclas acabadas, morteros secos con componentes ligeros, material reciclado, cascoles, carbón, coque
solids Vacu Densa 	Transporte por vacío en cartuchos Transporte neumático por vacío, lento y cuidadoso con válvula de impulsos y tubería auxiliar a presión.	0,2	/	0,001 - 5	Producto 0,5 - 10 Aire 2 - 15	20 - 40	Productos atomizados, productos instant, minerales duros, leche en polvo, arenas, granulados, cenizas, legumbres, copos, chips, negro de humo, ácido adípico
solids Truck Discharge 	Transporte por empuje de cartuchos con válvula de impulsos y estaciones relé Como solids Puls Pneu utilizando el camión sistema como depósito a presión.	/	3,0	0,01 - 10	Producto 0,5 - 6 Aire 1 - 9	20 - 60	Azúcar, Productos atomizados, productos instant, leche en polvo grasienta, carburo de silicio, abrasivos, minerales duros, percarbonato de sodio, café soluble, ácido adípico, copos, chips

Tabla 32. Descripción y características de los métodos de transporte de flujo.

5.5 Ecuaciones principales

5.5.1 Transporte vertical de sólidos

La Figura 39 muestra la relación de la caída de presión por unidad de longitud en una línea de transporte vertical para distintos flujos máxicos de sólidos por unidad de área de la línea de transporte (G) en función de la velocidad superficial del gas para el transporte.

Siendo la velocidad superficial del gas la velocidad a la que el lecho de partículas comienza a fluidizar (velocidad mínima de fluidización).

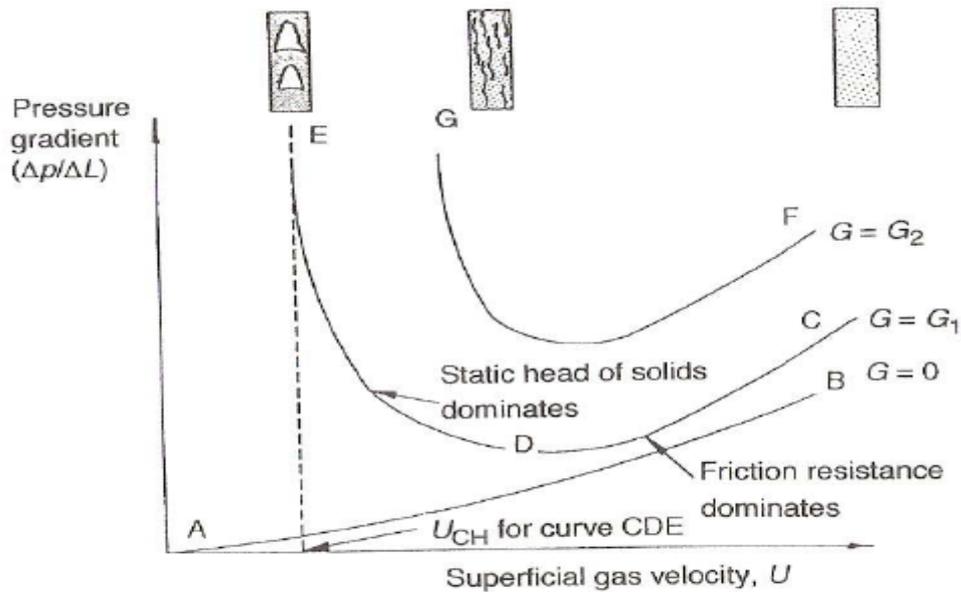


Figura 39. Diagrama de fases en transporte neumático vertical.

La pérdida de carga total está dada en función de la energía cinética de las partículas y del gas, de la energía potencial y de la fricción de los sólidos y el gas con el conducto de transporte.

Cuando $G=0$ estamos en el caso que sólo se transporta gas, de manera que la pérdida de carga en el tubo es la calculada convencionalmente para un flujo monofásico, es decir:

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{2f \rho_f f u^2}{D} \quad (23)$$

El factor de fricción de Fanning f puede calcularse en función del número de Reynolds:

$$f = \frac{16}{Re} \quad \text{Para } Re \leq 2 * 10^3 \quad (24)$$

$$f = 0.079 Re^{-0.25} \quad \text{Para } 2 * 10^3 < Re \leq 2 * 10^4 \quad (25)$$

$$f = 0.046 Re^{-\frac{1}{5}} \quad \text{Para } Re > 2 * 10^4 \quad (26)$$

Siendo el número de Reynolds (aunque seguramente ya habría sido definido con anterioridad).

$$Re = \frac{\rho_f * u * D}{\mu} \quad (27)$$

Cuando se aumenta el flujo de sólidos, las curvas de pérdida de carga cambian significativamente (ver curvas para $G=G_1$ y $G=G_2$ en la Figura 39; donde $G_2 > G_1$). En el punto C de la Figura 39 la velocidad del gas es alta, la concentración de sólidos es baja; por lo tanto la pérdida de carga se aproxima a la caída de presión por la fricción del gas con las paredes de la línea de transporte. A medida que la velocidad del gas disminuye, la pérdida de carga cae hasta una velocidad donde la presión estática aumenta debido al aumento de la concentración de sólidos (Punto D). En este punto el gas no puede fluidizar el medio, y comienzan a formarse tapones de gas (slugs) en la línea de transporte. La velocidad para la cual se produce este fenómeno se denomina “velocidad de bloqueo” (“choking velocity” U_{CH}), y es la transición del transporte neumático en fase diluida a fase densa. Conforme el caudal másico por unidad de área mayor (G_2) la velocidad de bloqueo aumenta.

5.5.2 Transporte horizontal de sólidos

La Figura 40 muestra el diagrama de fases para el transporte neumático para líneas de transporte horizontal. La línea AB representa la pérdida de carga que se manifiesta cuando sólo gas se transporta en tuberías horizontales. Cuando el gasto másico de sólidos es G_1 , si la velocidad superficial del gas es alta (punto C), los sólidos se encuentran en suspensión, no sedimentan. Cuando la velocidad se disminuye para un mismo caudal de sólidos, la caída de presión baja; esto ocurre hasta una velocidad para la cual los sólidos sedimentan en el fondo de la línea de transporte. A velocidad (punto D) se la denomina “velocidad de sedimentación o de ruptura” (‘saltation velocity’, U_{SALT}). A partir de esta velocidad, descensos de la velocidad ocasionan una mayor pérdida de carga debido a la disminución de área para el paso del gas.

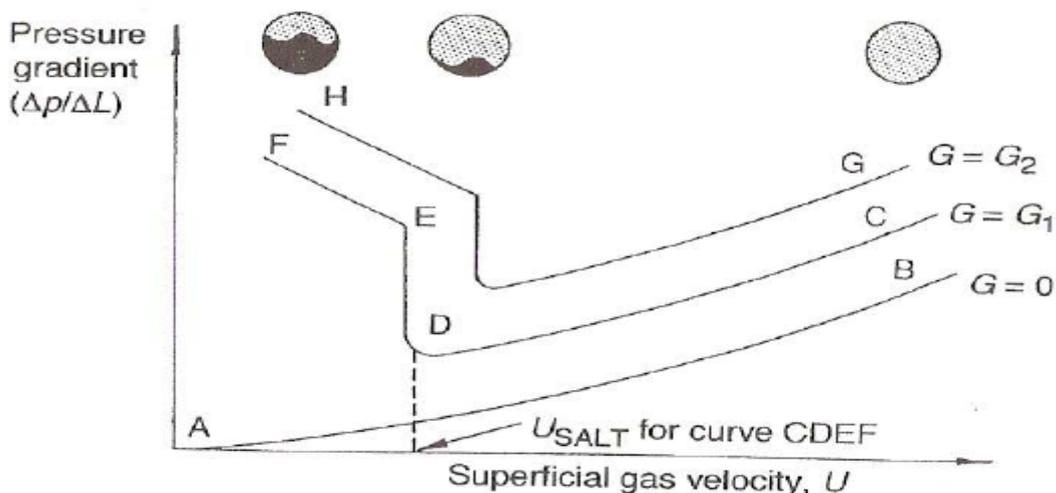


Figura 40. Diagrama de fases en transporte neumático horizontal.

En el tramo EF algunos sólidos se mueven en fase densa por el fondo de la tubería, mientras que otros viajan en fase diluida en la parte superior de la línea de transporte.

La velocidad de cambio de fase diluida a densa tampoco puede obtenerse de manera teórica, por lo tanto se utilizan correlaciones. Rhodes sugiere la siguiente ecuación:

$$\frac{\dot{m}}{\rho_f * Usalt * A} = \left[\frac{1}{10^{1440x+1.96}} \right] \left(\frac{Usalt}{\sqrt{g * D}} \right)^{1100x+2.5} \quad (28)$$

5.5.3 Velocidad del gas y de las partículas

Las velocidades del gas y del sólido se calculan como sigue:

$$U_f = \frac{Q_f}{A} \quad (29)$$

$$U_p = \frac{Q_p}{A} \quad (30)$$

En este medio bifásico se mueven ambas fases, por lo tanto es posible calcular la velocidad intersticial tanto para el gas como para el sólido.

$$U_{f_i} = \frac{Q_f}{A * \varepsilon} = \frac{U_f}{\varepsilon} \quad (31)$$

$$U_{p_i} = \frac{Q_p}{A(1 - \varepsilon)} = \frac{U_p}{1 - \varepsilon} \quad (32)$$

$$U_{rel} = U_{f_i} - U_{p_i} \quad (33)$$

5.5.4 Flujos máxicos

Los flujos máxicos de partículas y fluido se calculan como sigue:

$$\dot{m}_p = A * U_{p_i} * (1 - \varepsilon) * \rho_p = A * U_p * \rho_p \quad (34)$$

$$\dot{m}_f = A * U_{f_i} * \varepsilon * \rho_f = A * U_f * \rho_f \quad (35)$$

En función de los flujos másicos antes definidos es posible establecer la carga de sólidos en la línea:

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_f} = \frac{U_{p_i} * (1 - \varepsilon) * \rho_p}{U_{f_i} * \varepsilon * \rho_f} = \frac{U_p * \rho_p}{U_f * \rho_f} \quad (36)$$

La porosidad en la línea varía a lo largo de la línea dependiendo de la relación de sólidos a gas y de las velocidades de cada medio.

El flujo másico de sólidos por unidad de área se define como:

$$G = \frac{\dot{m}_p}{A} \quad (37)$$

Capítulo 6. Diseño del transporte neumático en el astillero

6.1 Caso a estudiar en el astillero

6.2 Diseño del modelo en el astillero

6.3 Cálculos

6.1 Caso a estudiar en el astillero

Se va a estudiar el proceso de transporte de un material abrasivo hacia la zona del astillero donde se va a aplicar la limpieza de óxido para los barcos que es el correspondiente a la zona 3 según el plano de la Figura 13.

Por ello, debemos conocer el material abrasivo a aplicar en acero cuya función sea la eliminación del óxido y la calamina.

La Tabla 33 muestra si los distintos abrasivos a aplicar en el material son adecuados o no son aplicables.

MATERIALES A TRATAR	Microesferas		Corindón (regular)		Abrasivos angulares					Gran angular	Granallas esféricas	
	Vidrio	cerámica	Marrón	Blanco	Vegetal	Plástico	Silicato	polvo vidrio	Silice	Acero	Acero	Ac.Inox.
Acero	✓✓	✓	✓✓	✓	—	—	✓	—	x	✓✓	✓✓	—
Acero inoxidable	✓✓	✓✓	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	✓✓
Aleaciones no ferricas	✓✓	✓✓	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	✓
Aluminio	✓✓	✓✓	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	✓
Madera	✓✓	—	✓	—	—	—	✓	✓	x	—	—	—
Mármol y granito	—	—	✓✓	✓✓	—	—	✓	—	x	—	✓	✓
Plásticos varios	✓✓	✓	—	—	✓✓	✓✓	—	—	x	—	—	—
Vidrio	✓	—	✓✓	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	—

Tabla 33. Grado de eficacia de los distintos materiales a tratar para abrasivos.

La Tabla 34 indica si el abrasivo permite realizar un determinado tratamiento.

TRATAMIENTOS	Microesferas		Corindón (regular)		Abrasivos angulares					Gran angular	Granallas esféricas	
	Vidrio	cerámica	Marrón	Blanco	Vegetal	Plástico	Silicato	polvo vidrio	Silice	Acero	Acero	Ac.Inox.
Acabado fundición Fe y Ac.	—	—	✓✓	✓✓	—	—	—	—	x	✓✓	✓✓	—
Aumentar rugosidad	✓	—	✓✓	✓✓	—	—	✓	—	x	✓✓	✓✓	✓
Decapar pintura	✓	—	✓✓	✓✓	✓	✓✓	✓	—	x	✓✓	✓	—
Desbarbar acero inox.	✓	—	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	✓✓
Desbarbar acero	—	—	✓✓	✓	—	—	—	—	x	✓	✓✓	—
Desbarbar aleaciones ligeras	✓	—	—	✓✓	—	✓	—	—	x	—	—	✓✓
Desbarbar plástico	—	—	—	—	✓	✓✓	—	—	x	—	✓	—
Eliminar óxido y calamina	—	—	✓✓	✓	—	—	✓	—	x	✓✓	✓	—
Eliminar pintura sin afectar soporte	—	—	—	—	✓	✓✓	—	—	x	—	—	—
Limpieza de moldes	✓✓	✓	—	—	✓	✓✓	—	—	x	—	—	—
Limpieza fachadas y monumentos	✓	—	✓	—	✓	—	✓✓	✓✓	x	—	—	—
Limpieza mármol y granito	—	—	✓✓	✓✓	—	—	✓	✓	x	—	—	—
Matizar acero inox.	✓✓	—	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	✓✓
Matizar aleaciones ligeras	✓	✓	—	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	—
Matizar plástico	✓	—	✓	✓	—	✓	—	—	x	—	—	—
Matizar vidrio	✓	—	✓✓	✓✓	—	—	—	—	x	—	—	—
Preparación superficie para pintar	✓	—	✓✓	✓✓	—	—	✓	—	x	✓✓	✓	✓
Preparación superficie tratamientos	✓✓	—	✓✓	✓✓	—	—	—	—	x	✓	✓	✓
Satinar acero inox.	✓✓	✓✓	—	—	—	—	—	—	x	—	—	✓
Satinar aleaciones ligeras	✓✓	✓✓	—	✓	—	—	—	—	x	—	—	✓✓
Tratamiento de la madera	✓✓	—	✓	—	—	—	✓✓	✓✓	x	—	—	—

Óptimo ✓✓
Recomendado ✓
No recomendado —
Prohibido x

Tabla 34. Grado de eficacia de aplicaciones para abrasivos.

Por lo tanto, el material abrasivo seleccionado será el correspondiente al corindón marrón ya que es el material más óptimo con el criterio asignado a estudiar. Siendo las propiedades del material seleccionado las siguientes:

Corindón marrón *óxido de aluminio*

EMBALAJE

Sacos de 25 kg. Paletizados en 1.000 kg.

GRANULOMETRÍA

grano FEPA	mm.
24	0,6 - 0,85
36	0,425 - 0,6
46	0,3 - 0,425
54	0,25 - 0,355
60	0,212 - 0,30
80	0,15 - 0,212
100	0,106 - 0,15
120	0,09 - 0,125
150	0,063 - 0,106
180	0,063 - 0,09
220	0,053 - 0,075

COMPOSICIÓN QUÍMICA

Al ₂ O ₃	95,82 %
SiO ₂	1,12 %
Fe ₂ O ₃	0,30 %
TiO ₂	1,78 %
Na ₂ O	0,02 %
CaO+MgO	0,35 %



CARACTERÍSTICAS

- Dureza: 9 Mosh
- Color: marrón
- Densidad: 3,9 g/cm³
- Forma: angular

Figura 41. Propiedades del Corindón marrón.

6.2 Diseño del modelo en el astillero

El material abrasivo seleccionado requiere de un transporte neumático en fase densa. Como se ha visto en la Tabla 31 existen tres métodos para transportar este tipo de abrasivo:

- Transporte en fase densa por tubería auxiliar
- Transporte por empuje en cartuchos con válvula de impulsos y estación relé
- Transporte por vacío en cartuchos

El método seleccionado va a ser el correspondiente al transporte en fase densa por tubería auxiliar.

Para ello, un sistema que se ajusta a nuestro caso es el que ofrece la empresa Dynamic Air Inc.

El sistema HDP 1000 Concepto Fuerza Bruta es un sistema por lotes, de alta presión, en fase densa y de baja a media velocidad, utilizado generalmente para transportar productos de densidad media a alta, sensibles al calor, semiabrasivos o abrasivos, para distancias cortas. Los ejemplos incluyen: arena de sílice, plástico peletizado, sal, cuarzo, cereales en grano, maíz, avena y cebada, entre otros.

Las velocidades usuales son del orden de unos 5 m/s y la presión de transporte llega a 4 barg. Una cámara de presión (transportador) introduce el producto en la línea y un compresor de alta presión suministra el aire a 7 barg.

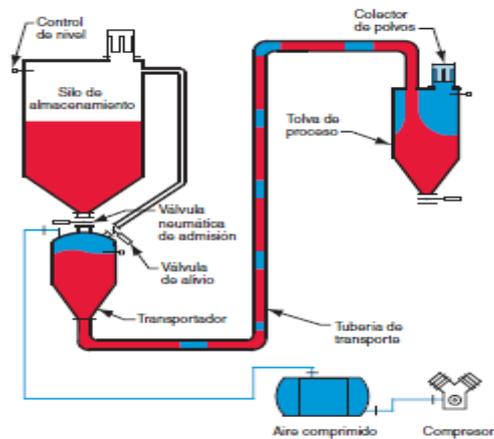


Figura 42. HDP 1000 Concepto Fuerza Bruta.

El silo seleccionado es del tipo **Tolva FAST-D** de la empresa Eurotek: Tolva de doble cámara, provista de inyectores para una extracción rápida. Utilizada en dosificaciones de productos difíciles, realizadas mediante transporte neumático. (Negro de humo, Creta, dióxido titanio...)



Figura 43. Tolva FAST-D.

El transportador seleccionado será el modelo J de la serie 496 proporcionado por Dynamic Air. Están diseñados para transportar materiales a un rendimiento óptimo y adecuado asegurando la mejor eficiencia en el transporte.

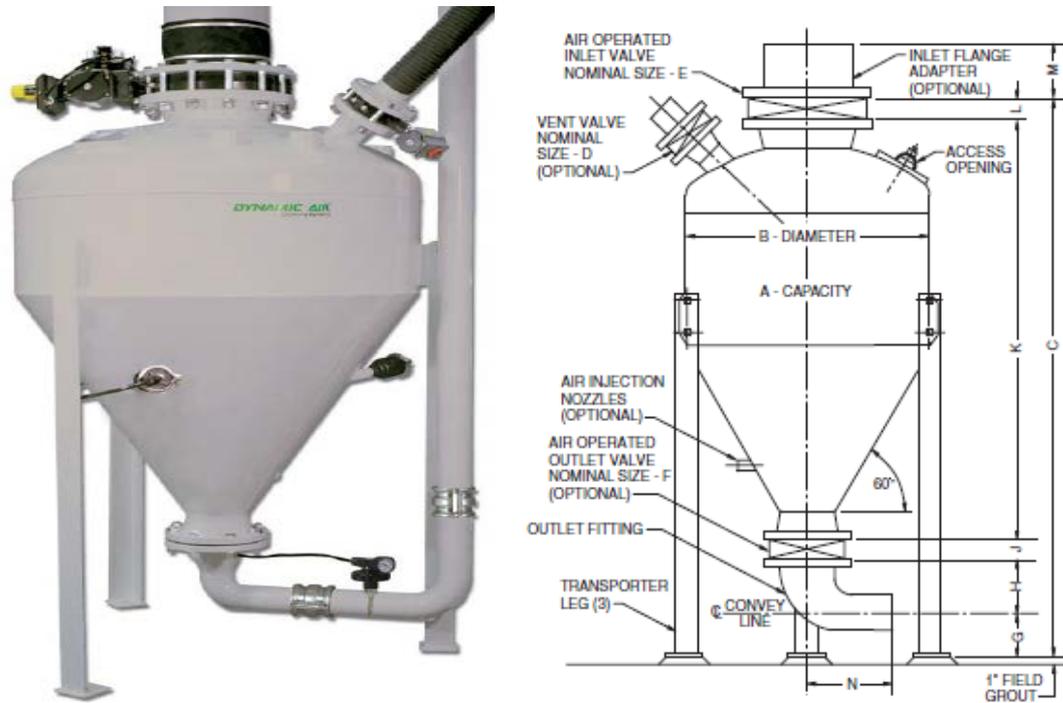


Figura 44. Transportador modelo J.

Model	Capacity A	Model J Transporter Dimensions													Approximate Ship Weight
		B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N		
8J-10	1 cubic foot	18	37-1/2	2	8	3	4	4-1/2	1-3/4	24-3/4	2-1/2	4	9	160 lbs.	
	28 liters	457	953	51	200	76	102	114	44	629	64	102	229	73 kg.	
8J-20	2 cubic feet	18	44-1/2	2	8	3	4	4-1/2	1-3/4	31-3/4	2-1/2	4	9	195 lbs.	
	57 liters	457	1130	51	200	76	102	114	44	806	64	102	229	88 kg.	
8J-30	3 cubic feet	24	51-1/2	3	8	4	6	7	2	34	2-1/2	4	11	273 lbs.	
	85 liters	610	1308	80	200	100	152	178	51	864	64	102	279	124 kg.	
8J-50	5 cubic feet	24	60	3	8	4	6	7	2	42-1/2	2-1/2	4	11	319 lbs.	
	142 liters	610	1524	80	200	100	152	178	51	1080	64	102	279	145 kg.	
10J-100	10 cubic feet	30	71-1/8	3	10	6	6	9-1/2	2-1/8	51	2-1/2	4	11	432 lbs.	
	283 liters	762	1807	80	250	150	152	241	54	1295	64	102	279	196 kg.	
10J-200	20 cubic feet	42	81-1/8	3	10	6	6	9-1/2	2-1/8	61	2-1/2	4	11	774 lbs.	
	566 liters	1067	2061	80	250	150	152	241	54	1549	64	102	279	351 kg.	
10J-300	30 cubic feet	42	95	3	10	8	6	11	2-1/2	73	2-1/2	4	11	919 lbs.	
	850 liters	1067	2413	80	250	200	152	279	64	1854	64	102	279	417 kg.	
12J-400	40 cubic feet	48	103-1/2	3	12	8	7	12	2-1/2	79	3	6	12	1136 lbs.	
	1133 liters	1219	2629	80	300	200	178	305	64	2007	76	152	305	515 kg.	
12J-500	50 cubic feet	48	112-1/2	3	12	10	7	13	2-1/2	87	3	6	12	1235 lbs.	
	1416 liters	1219	2858	80	300	250	178	330	64	2210	76	152	305	560 kg.	
12J-600	60 cubic feet	48	123-1/2	3	12	10	8	15	2-1/2	95	3	6	15	1328 lbs.	
	1699 liters	1219	3137	80	300	250	203	381	64	2413	76	152	381	602 kg.	
12J-700	70 cubic feet	48	132-1/2	4	12	10	8	15	2-1/2	104	3	6	15	1424 lbs.	
	1982 liters	1219	3366	100	300	250	203	381	64	2642	76	152	381	646 kg.	
12J-800	80 cubic feet	48	142-1/2	4	12	10	8	15	2-1/2	114	3	6	15	1531 lbs.	
	2265 liters	1219	3620	100	300	250	203	381	64	2896	76	152	381	694 kg.	
12J-900	90 cubic feet	48	151-1/2	4	12	10	8	15	2-1/2	123	3	6	15	1627 lbs.	
	2549 liters	1219	3848	100	300	250	203	381	64	3124	76	152	381	738 kg.	
16J-1000	100 cubic feet	48	166-1/2	4	16	12	9-1/2	18	3	132	4	6	19	1931 lbs.	
	2832 liters	1219	4229	100	400	300	241	457	76	3353	102	152	483	876 kg.	
16J-1500	150 cubic feet	60	172-1/2	4	16	12	9-1/2	18	3	138	4	6	19	2750 lbs.	
	4248 liters	1524	4382	100	400	300	241	457	76	3505	102	152	483	1247 kg.	
20J-2000	200 cubic feet	72	177-1/2	6	20	12	9-1/2	18	3	142	5	7	19	3852 lbs.	
	5683 liters	1829	4509	150	500	300	241	457	76	3607	127	178	483	1747 kg.	
20J-3000	300 cubic feet	78	204-1/2	6	20	12	9-1/2	18	3	169	5	7	19	5271 lbs.	
	8495 liters	1981	5194	150	500	300	241	457	76	4293	127	178	483	2391 kg.	
20J-4000	400 cubic feet	78	240-1/2	6	20	12	9-1/2	18	3	205	5	7	19	5856 lbs.	
	11327 liters	1981	6109	150	500	300	241	457	76	5207	127	178	483	2656 kg.	
20J-5000	500 cubic feet	78	276-1/2	6	20	12	9-1/2	18	3	241	5	7	19	7156 lbs.	
	14159 liters	1981	7023	150	500	300	241	457	76	6121	127	178	483	3246 kg.	

Tabla 35. Datos del transportador modelo J.

El colector de Polvo de la marca Donaldson es encargado de producir equipos tales como el ToritPowerCore Serie VL. Los colectores de polvo Serie VL ofrecen el rendimiento y simplicidad de la Tecnología PowerCore® para aplicaciones de polvos ligeros y fibrosos. Disponible para aplicaciones en interiores y al aire libre.



Figura 45. Colector de polvo ToritPowerCore Serie VL.

Su funcionamiento se indica en la Figura 46.

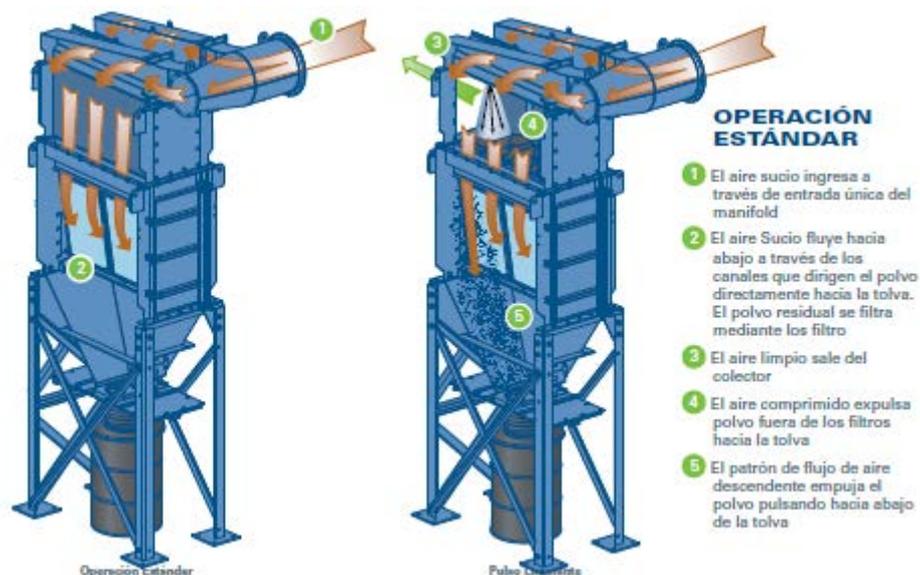


Figura 46. Funcionamiento del Colector de polvo ToritPowerCore Serie VL.

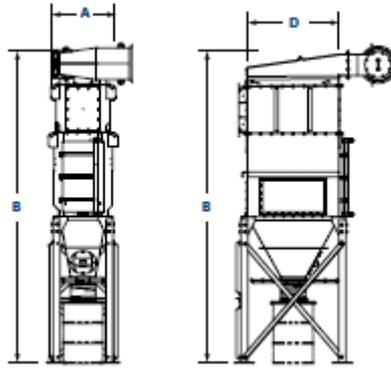


Figura 47. Geometría del colector de polvo.

Model	Dimensiones									
	A		B*		C**		D		E	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
VL 1-4	36.8	933	183.6	4663	N/A	N/A	55.4	1408	37	938
VL 1-6	36.8	933	216.9	5509	N/A	N/A	78.9	2003	40	1017
VL 2-8	63	1600	186.6	4740	210.6	5350	59.7	1515	36.7	932
VL 2-12	63	1600	221.9	5637	242.9	6170	82.3	2089	45.2	1148
VL 2-16	63	1600	N/A	N/A	273.4	6944	104.5	2655	49.2	1250
VL 3-18	89.3	2267	N/A	N/A	262.9	6677	82.3	2089	51.2	1300
VL 3-24	89.3	2267	N/A	N/A	288.3	7323	104.5	2655	55.2	1403

Tabla 36. Dimensiones de la serie VL.

Modelo	Caudal de aire nominal con Entrada de Cuerpo Alto*		No. de Filtros	Área de Filtro PowerCore		No. de Puertas	No. de Válvulas	Peso de Embarque	
	cfm	m ³ /h		ft ²	m ²			lb	kg
VL 1-4	4,800-5,600	8,155-9,514	4	792	73.6	1	4	2,400	1,089
VL 1-6	7,200-8,400	12,233-14,272	6	1188	110.4	1	6	3,750	1,701
VL 2-8	9,600-11,200	16,310-19,029	8	1584	147.2	2	8	4,750	2,155
VL 2-12	14,400-16,800	24,466-28,543	12	2376	220.7	2	12	6,570	2,980
VL 2-16	19,200-22,400	32,621-38,058	16	3168	294.3	2	16	8,890	4,032
VL 3-18	21,600-25,200	36,698-42,815	18	3564	331.1	3	18	10,275	4,661
VL 3-24	28,800-33,600	48,931-57,086	24	4752	441.5	3	24	12,960	5,879

Tabla 37. Características de la serie VL.

6.3 Cálculos

Mientras que los sistemas en fase diluida pueden ser diseñados a partir de principios teóricos (balance de cantidad de movimiento) junto con la ayuda de algunas correlaciones empíricas, el diseño de sistemas en fase densa es básicamente empírico.

Aunque en teoría la ecuación para la caída de presión para flujo bifásico desarrollada en el anexo IV puede ser aplicada para fase densa, en la práctica esta es de poco uso.

Estos sistemas se diseñan en base a la experiencia previa junto con los resultados que se obtienen de estudios para cada material a transportar.

Se estudiará una situación en base a un proceso de cálculo para comprobar las pérdidas de carga que se produce en un sistema de transporte neumático para una soplante determinada.

Se diseñará un sistema de transporte neumático de presión positiva en fase densa para transportar 900 kg/h de Corindón marrón con una densidad de 3900 Kg/m³ y un tamaño medio de partícula de 100 μm entre dos puntos que están separados en total por 10 metros de distancia vertical y 30 m de distancia horizontal. Se considerará que la línea de transporte posee 4 codos de 90 grados y que el fluido que se utiliza para el transporte es aire a temperatura ambiente. La pérdida de carga máxima posible, de acuerdo a la soplante disponible, es de 0.55 bar y se dispone de tuberías con un diámetro interior de 78, 63, 50 y 40 mm.

Disponemos, por tanto, de los siguientes datos:

g (m/s ²)	9,81			
m _p (kg/s)	0,25			
x (m)	0,0001			
ρ part. (kg/m ³)	3900			
L _{vert} (m)	10			
L _{horiz} (m)	30			
N _{codos}	4			
Δp _{max} (bar)	0,55			
ρ _f aire (kg/m ³)	1,2			
μ (pa*s o kg m/s)	1,84E-05			
D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
A (m ²)	0,0047784	0,003117	0,001963	0,001257

Tabla 38. Datos iniciales del problema.

1. Cálculo de la velocidad de sedimentación (o de ruptura). Transporte horizontal.

Se aplica la ecuación de correlación de Rhodes para calcular la velocidad de cambio de fase diluida a densa:

$$\frac{mip}{\rho * Usalt * A} = \left[\frac{1}{10^{1440*x+1.96}} \right] \left(\frac{Usalt}{\sqrt{g * D}} \right)^{1100*x+2.5} \quad (38)$$

Calculamos la velocidad de sedimentación en función del diámetro:

1440x+1,96 =	2,104	D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
1100x+2,5 =	2,61	Usalt (m/s)	9,88	10,3	10,76	11,24

Tabla 39. Cálculo de la velocidad de sedimentación para diferentes diámetros de conducto.

Para calcular la velocidad superficial del gas (U_f) se multiplica por 1.5 para asegurar suficiente caudal.

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
U_f (m/s)	14,82	15,45	16,14	16,86

Tabla 40. Cálculo de la velocidad superficial del gas.

2. Cálculo de la caída de presión.

Tramo horizontal.

$$p_1 - p_2 = \underbrace{\frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2}_{(1)} + \underbrace{\frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2}_{(2)} + \underbrace{F_{fw} L}_{(3)} + \underbrace{F_{pw} L}_{(4)} + \underbrace{(1 - \varepsilon) L \rho_p g \sin(\theta)}_{(5)} + \underbrace{\varepsilon L \rho_f g \sin(\theta)}_{(6)} = 0 \quad (39)$$

Siendo los términos 5 y 6 = 0.

$$\Delta P_{Horiz} = \frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2 + \frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2 + F_{fw} L + F_{pw} L = 0 \quad (40)$$

- Cálculo de la velocidad intersticial de la partícula (U_{pi}).

$$U_{pi} = U_f (1 - 0.0638 * x^{0.3} * \rho_p^{0.5}) \quad (41)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
U_{pi} (m/s)	11,094	11,566	12,083	12,622

Tabla 41. Cálculo de la velocidad intersticial del sólido.

- Cálculo de la porosidad (ε).

$$\dot{m}_p = A * U_{p_i} * (1 - \varepsilon) * \rho_p \quad (42)$$

Despejando:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{m}_p}{A * U_{p_i} * \rho_p} \quad (43)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
ε	0,9988	0,9982	0,9973	0,9960

Tabla 42. Cálculo de la porosidad en el tramo horizontal.

- Calculo de la velocidad intersticial del gas (U_{fi}).

$$U_{f_i} = \frac{Q_f}{A * \varepsilon} = \frac{U_f}{\varepsilon} \quad (44)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Ufi(m/s)	14,84	15,48	16,18	16,93

Tabla 43. Cálculo de la velocidad intersticial del gas.

- Calculo del F_{fwL} (término 3). (factor de fricción corregido del gas)

$$f = \frac{16}{Re} \quad \text{Para } Re \leq 2 * 10^3$$

$$f = 0.079Re^{-0.25} \quad \text{Para } 2 * 10^3 < Re \leq 2 * 10^4$$

$$f = 0.046Re^{-\frac{1}{5}} \quad \text{Para } Re > 2 * 10^4$$

$$Re_D = \frac{\rho_f * U_f * D}{\mu} \quad (45)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Red	75388,70	63479,35	52630,43	43982,61
fg	0,00487	0,00504	0,00523	0,00542

Tabla 44. Cálculo del factor de fricción del gas.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{2 * f_g * \rho_f * U_f}{D} \quad (46)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Ffw L(Pa)	986,8039673	1374,29591	1961,91412	2773,8903

Tabla 45. Cálculo del factor de fricción corregido del gas en el tramo horizontal.

- Cálculo del F_{pwL} (término 4). (factor de fricción corregido de los sólidos)

$$Re_p < 1 \quad C_D = \frac{24}{Re_p}$$

$$1 < Re_p < 500 \quad C_D = 18.5 Re_p^{-0.6}$$

$$500 < Re_p < 2 * 10^5 \quad C_D = 0.44$$

$$Re_p = \frac{\rho_f * (U_{fi} - U_{pi}) * x}{\mu} \quad (47)$$

$$f_p = \frac{3}{8} \frac{\rho_f D}{\rho_p x} C_D \left(\frac{U_{fi} - U_{pi}}{U_{pi}} \right)^2 \quad (48)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Rep	24,41	25,51	26,75	28,09
C _D	2,72	2,65	2,58	2,50
f _p	0,03	0,02	0,02	0,01

Tabla 46. Cálculo del factor de fricción de los sólidos.

$$F_{pwL} = \frac{2 * f_p * (1 - \varepsilon) * \rho_p * U_{pi}^2 * L}{D} \quad (49)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
F _{pwL} (Pa)	12445,555	19459,25	31599,65	50617,705

Tabla 47. Cálculo de factor de fricción corregido de los sólidos en el tramo horizontal.

- Cálculo término 1. (presión dinámica del gas).

$$\frac{1}{2} * \varepsilon * \rho_f * U_{fi}^2 \quad (50)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Term.1 (Pa)	131,9	143,5	156,7	171,2

Tabla 48. Cálculo de la presión dinámica del gas en el tramo horizontal.

- Cálculo término 2. (presión dinámica de los sólidos).

$$\frac{1}{2} * (1 - \varepsilon) * \rho_p * U_{pi}^2 \quad (51)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Term.2 (Pa)	290,22384	463,7901	769,197	1255,4854

Tabla 49. Cálculo de la presión dinámica de los sólidos en el tramo horizontal.

➤ Siendo Δp horizontal la suma de los términos (1) + (2) + (3) + (4).

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Δp horiz (Pa)	13854,5	21440,8	34487,5	54818,3

Tabla 50. Cálculo de la caída de presión en el tramo horizontal.

Tramo vertical

$$p_1 - p_2 = \underbrace{\frac{1}{2} \varepsilon \rho_f u_{fi}^2}_{(1)} + \underbrace{\frac{1}{2} (1 - \varepsilon) \rho_p u_{pi}^2}_{(2)} + \underbrace{F_{fw} L}_{(3)} + \underbrace{F_{pw} L}_{(4)} + \underbrace{(1 - \varepsilon) L \rho_p g}_{(5)} + \underbrace{\varepsilon L \rho_f g}_{(6)} = 0$$

(52)

Los términos (1) y (2) son mucho más dominantes en el transporte horizontal que en el vertical, por eso se desprecian.

$$P_1 - P_2 = F_{fw} * L + F_{pw} * L + (1 - \varepsilon) * L * \rho_p * g + \varepsilon * L * \rho_f * g = 0 \quad (53)$$

- Cálculo de $F_{fw} L$ (término 3). (factor de fricción corregido del gas)
Formula idéntica al tramo horizontal cambiando el valor de la longitud. Se ahorra cálculos dividiendo por 3 el valor obtenido por el tramo horizontal.

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
$F_{fw} L$ (Pa)	328,9346558	458,098638	653,971374	924,6301

Tabla 51. Cálculo del factor de fricción corregido del gas en el tramo vertical.

- Cálculo de $F_{pw} L$ (término 4). (factor de fricción corregido de los sólidos)

$$F_{pw} L = 0.057 * G * L \sqrt{\frac{g}{D}} \quad (54)$$

Donde el gasto (G) es el flujo másico de sólidos por unidad de área.

$$G = \frac{\dot{m}_p}{A} \quad (55)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
$F_{pw} L$ (Pa)	334,44367	570,4376	1016,563	1775,8632

Tabla 52. Cálculo del factor de fricción corregido de los sólidos en el tramo vertical.

- Cálculo del término 5. (energía potencial corregido de los sólidos)

$$(1 - \varepsilon) * L * \rho_p * g \quad (56)$$

Para realizar este cálculo es necesario estimar la porosidad en la línea de transporte vertical debido a que hay que considerar nuevos parámetros que se tienen en cuenta en la fluidización de los tramos verticales.

Se necesita evaluar la U_p para la línea vertical.

Si asumimos que las partículas se comportan individualmente, la velocidad relativa puede asumirse igual a la velocidad terminal (U_t), es decir:

$$U_{p_i} = \frac{U_f}{\varepsilon} - t \quad (57) \text{ Del tramo vertical.}$$

Se entiende por velocidad terminal al momento en el que el arrastre de partículas llega a ser apreciable en la fluidización, por lo que desaparece la superficie superior del lecho y, en lugar de burbujas, se observa un movimiento turbulento de grupos de sólidos y espacios de gas de varios tamaños y formas.

$$\dot{m}_p = A * U_{p_i} * (1 - \varepsilon) * \rho_p \quad (58)$$

Relacionando estas dos expresiones resulta:

$$\dot{m}_p = A * \left(\frac{U_f}{\varepsilon} - U_t \right) * (1 - \varepsilon) * \rho_p \quad (59)$$

Debemos conocer la velocidad terminal (U_t) para determinar la porosidad.

$$\begin{aligned} Re_p < 1 & \quad C_D = \frac{24}{Re_p} \\ 1 < Re_p < 500 & \quad C_D = 18.5 * Re_p^{-0.6} \\ 500 < Re_p < 2 * 10^5 & \quad C_D = 0.44 \end{aligned}$$

$$Re_p = \frac{\rho_f * U_t * x}{\mu} \quad (60)$$

$$U_t = \sqrt{\frac{4}{3} * \frac{(\rho_p - \rho_f) * g * x}{C_D * \rho_f}} \quad (61)$$

Comenzamos a iterar entre las ecuaciones anteriores para dar con la velocidad terminal adecuada.

Ut	Rep	Cd	Ut
0,60	3,913	8,16	0,72
0,72	4,707	7,30	0,76
0,76	4,975	7,06	0,78
0,78	5,058	6,99	0,78

Tabla 53. Proceso de iteración para el cálculo de la velocidad terminal.

Por medio de la Ecuación 59 se calcula la porosidad para hallar el término 5.

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
ϵ	0,999	0,9986	0,9978	0,9968

Tabla 54. Cálculo de la porosidad en el tramo vertical.

Por tanto, el valor del término 5 para cada diámetro es el siguiente:

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Term.5 (Pa)	382,59	535,626	841,698	1224,288

Tabla 55. Cálculo de la energía potencial corregido de los sólidos en el tramo vertical.

- Cálculo del término 6. (energía potencial corregido del gas)

$$\epsilon * L * \rho_f * g \quad (62)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Term.6 (Pa)	117,60228	117,5552	117,461	117,3433

Tabla 56. Cálculo de la energía potencial corregido del gas en el tramo vertical.

- Siendo Δp vertical la suma de los términos (3) + (4) + (5) + (6).

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Δp vert (Pa)	2150,374573	3056,013	4591,608	6816,0149

Tabla 57. Cálculo de la caída de presión en el tramo vertical.

Codos.

Si bien se han realizado muchos estudios de la pérdida de carga en codos, no existen correlaciones muy confiables. Como regla del pulgar Rhodes (2003) sugiere asignarle al codo una caída de presión equivalente a 7.5 metros de una tubería vertical.

$$\Delta p_{codo} = n^{\circ} \text{ codos} * 7.5 * \frac{\Delta p \text{ vert}}{L} \quad (63)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Δp codo (Pa)	6451,123718	9168,04	13774,82	20448,045

Tabla 58. Pérdidas de carga debido a los codos para diferentes diámetros de conducto.



Figura 48. Líneas de transporte neumático con codos de gran radio.

✓ Finalmente, la pérdida de carga total viene dada por la Ecuación 64:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{horiz.} + \Delta p_{vert.} + \Delta p_{codos} \quad (64)$$

D (m)	0,078	0,063	0,05	0,04
Δp total (Pa)	18508,8	28167,7	45006,3	70986,8
Δp total (bar)	0,19	0,28	0,45	0,71

Tabla 59. Resultados pérdida de carga total para diferentes diámetros de conductos.

Si trabajamos con un diámetro $D = 50$ mm se tiene una caída de presión inferior a la admisible (0.55 bar) y que, por tanto, es el diámetro más óptimo de acuerdo al soplante disponible.

Capítulo 7. Presupuestos

7.1 Costes de la instalación de aire comprimido

7.1.1 Coste de las tuberías

7.1.2 Coste de los equipos y componentes principales

7.1.3 Otros componentes

7.1.4 Costes de mantenimiento

7.1.5 Estimación de costes energéticos mediante CAREAC

7.2 Costes de la instalación de transporte neumático

7.3 Coste total

7.1 Costes de la instalación de aire comprimido

Conocer el coste económico que supone tener activa una instalación de aire comprimido es importante para determinar si es viable continuar usándola o si es preciso realizar alguna actuación sobre ella, bien sea de mantenimiento, reparación o sustitución. El coste de una instalación de aire comprimido es suma de varios apartados:

- Costes de adquisición de materiales y maquinaria
- Costes de montaje e instalación
- Costes de mantenimiento
- Costes energéticos

Los costes de adquisición e instalación son valores fijos.

7.1.1 Coste de las tuberías

Empresas como AC Grupo Distribuidor Eléctrico S.L. ofrece precios por cada 3 metros de tubería de acero galvanizado en función del diámetro calculado previamente.

Diametro (mm)	Precio tubería por cada 3 metros (euros)
25	40
36	65
53,1	100
68,9	130
80	150
80,1	150

Tabla 60. Precio de la tubería en función del diámetro.

El precio total de todos los tramos de tubería (ramales y anillo) según su diámetro viene dado en la Tabla 61.

Tuberías		
Diametro (mm)	Longitud total (m)	Precio (Euros)
25	2560,16	34135,47
36	2806,600	60809,67
53,1	393,900	13130
68,9	297,200	12878,67
80	187,1	9355
80,1	242,700	12135
Total =		142443,80

Tabla 61. Precio total de las tuberías en el astillero.

7.1.2 Coste de los equipos y componentes principales

Elemento	Cantidad	Precio/Unidad (€)	Costo total (€)
Compresor DRF 220/10	5	83125	415625
Secador frigorífico PLX 300	5	14270	71350
Depósito D-1000 a 11 bar	5	1750	8750
Filtro Pro	1	1775	1775
Filtro PMO	1	1775	1775
Filtro PMM	1	1775	1775
Total			501050

Tabla 62. Precios de los equipos y componentes principales.

7.1.3 Otros componentes

También hay que tener en cuenta los filtros en las conexiones de cada herramienta. Filtros que incluyen regulador y lubricador de clase 1 según la norma ISO 8573. Que proporciona aire limpio de alta calidad, regula la presión y lubrica las herramientas neumáticas. Evita el deterioro causado por el sarro, la corrosión, humedad y el desuso. Filtra el aire, lo seca y engrasa para usar con maquinaria neumática. Para usar directamente en un compresor o colocarlo en una instalación neumática de aire. Este accesorio aumenta la vida útil de sus herramientas neumáticas. La cantidad de aceite en el aire se puede regular, incluso anular para pintar, tiene purgador de agua automático.

Elemento	Cantidad	Precio/Unidad (€)	Costo total (€)
Filtro+ Regulador+ Lubricador	66	30	1980
Valvula de compuerta (latón) (25 mm)	36	10	360
Valvula de compuerta (latón) (36 mm)	26	15	390
Valvula de compuerta (latón) (53 mm)	6	30	180
Valvula de compuerta (latón) (70 mm)	2	40	80
Valvula de compuerta (latón) (80 mm)	1	50	50
Total			3040

Tabla 63. Precio total filtros y válvulas.

Accesorios como codos y Tes son necesarios instalarlos. Entre las distintas marcas y modelos que existen en el mercado para los diámetros de los que dispone el astillero, un precio de 20 € de media por elemento en función de los diámetros de tubería de acero galvanizado es lo que se observa en el mercado. Por tanto, si tenemos en cuenta todos los ramales y el anillo, el precio total sería de unos 450 € aproximadamente.

Respecto al montaje e instalación, serían costes correspondientes a la mano de obra de la empresa contratada para ello.

Sabiendo que tenemos 169 tuberías para montar, aplicando un criterio de 20 € de mano de obra por tubería, obtendríamos un total de 3380 € aproximadamente.

7.1.4 Costes de mantenimiento

Costes de mantenimiento. Mejorando el mantenimiento se evitan fallos en la instalación, se alarga la vida de los equipos y se mantiene el consumo energético en valores aceptables.

Para el mejor funcionamiento de las instalaciones se recomienda:

- Llevar un adecuado mantenimiento de los equipos de tratamiento del aire comprimido, especialmente secadores y filtros.
- Verificar el estado de las conducciones y si es necesario desmontar algunos tramos críticos y proceder a su limpieza, eliminación de incrustaciones o sustitución (también se puede instalar una conducción en paralelo para mejorar la capacidad de la línea).
- Verificar el nivel de fugas de la red de forma periódica
- Verificar los niveles de lubricación en los equipos y herramientas finales de trabajo.

La Tabla 64 muestra el volumen de aire que se escapa de una tubería en función del diámetro del orificio de fuga y de la presión de trabajo.

TABLE C15.10 Air Volume Passing through an Orifice, scfm³

Gauge pressure, ² psi	Orifice size, inches diameter ¹							
	1/64	1/32	3/64	1/16	3/32	1/8	3/16	1/4
50	0.225	0.914	2.05	3.64	8.2	14.5	32.8	58.2
60	0.26	1.05	2.35	4.2	9.4	16.8	37.5	67
70	0.295	1.19	2.68	4.76	10.7	19.0	43.0	76
80	0.33	1.33	2.97	5.32	11.9	21.2	47.5	85
90	0.364	1.47	3.28	5.87	13.1	23.5	52.5	94
100	0.40	1.61	3.66	6.45	14.5	25.8	58.3	103
110	0.43	1.76	3.95	7.00	15.7	28.0	63	112
120	0.47	1.90	4.27	7.58	17.0	30.2	68	121
130	0.50	2.04	4.57	8.13	18.2	32.4	73	130
140	0.54	2.17	4.87	8.68	19.5	34.5	78	138
150	0.57	2.33	5.20	9.20	20.7	36.7	83	147
175	0.66	2.65	5.94	10.6	23.8	42.1	95	169
200	0.76	3.07	6.90	12.2	27.5	48.7	110	195

¹ 1 inch = 25.4 mm
² 1 psig = 6.9 kPa
³ 1 scfm = 0.472 nl/s

Tabla 64. Fugas en función de la presión y del diámetro de la tubería.

La presión típica de trabajo de una herramienta es de 7 bar = 700 kPa y corresponde a 101,44 psi. Teniendo en cuenta el diámetro del orificio en la pared de la tubería, el caudal que puede llegar a escapar por fugas es importante y, por tanto, vale la pena preverlo.

Suponiendo costes como se presentan en la Tabla 65 con un precio 0.04 €/kWh.

Tamaño del orificio en la pared de la tubería	Costo/año (€)
1/16" (1,587 mm)	465
1/8" (3,175 mm)	1861
1/4" (6,35 mm)	7396

Tabla 65. Costo por año del aire comprimido en función del tamaño del orificio.

Sabiendo los costes que pueden llegar a suponer tener fugas en una instalación de aire comprimido, sale más rentable realizar un mantenimiento general tanto del compresor como de los elementos que la conforman para asegurar la mejor eficiencia y aprovechar la mayor cantidad de aire comprimido que genera el compresor.

Siendo el coste del mantenimiento preventivo del compresor modelo DRF cada 2000 horas de unos 700 €

7.1.5 Estimación de costes energéticos mediante CAREAC

A continuación, se pueden observar los costes energéticos de aire comprimido mediante CAREAC.

Los costes energéticos son los costes de generación de aire comprimido que nos lo ofrece CAREAC introduciendo los siguientes datos en función de cómo trabaje el compresor:

Identificador	DRF 220/10		
Caudal nominal	1476	m3/h	20°C 1atm
Pmax	10	bar	
Consumo eléctrico a plena carga	160	kW	
Consumo eléctrico a media carga	88	kW	
Consumo eléctrico en vacío	24	kW	
Consumo eléctrico durante el arranque	192	kW	
Tiempo de arranque	7200	s	
Precio	83125	€	

Añadir

Tabla 66. Datos técnicos del compresor DRF 220/10 introducido en CAREAC.

También ha de introducirse los elementos principales que están dispuestos en la sala de compresores como son los depósitos, secadores y filtros.

Una vez introducido los elementos principales a partir del donde empieza a circular el aire comprimido por toda la instalación, CAREAC dispone de la opción de “*Simular costes*”, obteniéndose la siguiente información con los datos de la instalación diseñada para el astillero.

Caudal dado por el compresor	229208	NI/min	Volumen del depósito	1000	l
Presión dada por el compresor	10	bar	Temperatura del depósito	40	°C
Presión superior de trabajo del depósito	10	bar	Consumo del compresor a plena carga	160	kW
Presión a la salida del depósito	8.9914975	bar	Consumo eléctrico a media carga	88	kW
Presión necesaria en la instalación	8.9214975	bar	Consumo eléctrico en vacío	24	kW
Caudal necesario en la instalación	14816.983	NI/min	Consumo eléctrico durante el arranque	192	kW
Funcionamiento anual	2000	h/año	Tiempo de arranque	7200	s
Precio de la energía	0.12	€/kWh	Consumo eléctrico del secador	0.22	kW

Figura 49. Pantalla de datos generado por CAREAC corregido.

Completando el resto de datos (horas de funcionamiento anual, precio del kWh de energía, etc.) puede continuarse con el cálculo en sí. Se ha fijado, en este ejemplo, un tiempo de funcionamiento de 2000 h/año y un precio de la energía de 0,12 €/kWh.

En la misma ventana se ofrecen tres métodos diferentes para calcular el coste de generación del aire comprimido, en función de cómo trabaje el compresor:

- El exceso de aire se manda al exterior:
El compresor genera una cantidad de aire y el sobrante es expulsado al exterior. No se precisa de un depósito en la instalación.
No se recomienda emplearlo en una instalación porque obliga al compresor a trabajar a tiempo completo y se gasta energía en comprimir un aire que se perderá a la atmósfera.
- El compresor trabaja con un régimen de giro diferente:
Este cálculo responde al empleo de variadores de frecuencia o sistemas similares. Basándose en el consumo energético a media carga y en vacío, el programa interpola obteniendo un valor para el consumo de aire de la instalación.
Estos sistemas ofrecen un rendimiento mayor que en el caso anterior siempre y cuando trabaje cerca del punto de plena carga (por encima del 90%). Conforme se aleje de su punto de funcionamiento nominal, el rendimiento puede caer bruscamente.

- El compresor arranca hasta que se obtiene la $P_{m\acute{a}x}$ de trabajo.
El compresor arranca y llena el depósito hasta obtener la presión máxima en este. En ese momento se desconecta y la instalación es alimentada con el aire almacenado en el acumulador. Cuando la presión en dicho acumulador desciende, el compresor vuelve a arrancar.
El coste dependerá del tiempo de funcionamiento del compresor, así como del número y duración del arranque (momento con un coste energético mayor).
También se indica el número de arranques y paradas que realiza cada hora.

Corrigiendo el tiempo de arranque del compresor de 2 horas (7200 s) a 25 minutos (1500 s) tal y como se muestra en la Figura 50, conseguimos un valor de 2,39 arranques por hora que se consideraría adecuado ya que se recomienda un máximo de 3 arranques/hora para no dañar mucho el motor.

El coste de generación de aire comprimido será de unos 46000 euros al año.

Caudal dado por el compresor	<input type="text" value="24600"/>	NI/min	Volumen del depósito	<input type="text" value="1000"/>	l
Presión dada por el compresor	<input type="text" value="10"/>	bar	Temperatura del depósito	<input type="text" value="40"/>	°C
Presión superior de trabajo del depósito	<input type="text" value="10"/>	bar	Consumo del compresor a plena carga	<input type="text" value="160"/>	kW
Presión a la salida del depósito	<input type="text" value="8.9914975"/>	bar	Consumo eléctrico a media carga	<input type="text" value="88"/>	kW
Presión necesaria en la instalación	<input type="text" value="8.9214975"/>	bar	Consumo eléctrico en vacío	<input type="text" value="24"/>	kW
Caudal necesario en la instalación	<input type="text" value="14816.983"/>	NI/min	Consumo eléctrico durante el arranque	<input type="text" value="192"/>	kW
Funcionamiento anual	<input type="text" value="2000"/>	h/año	Tiempo de arranque	<input type="text" value="1500"/>	s
Precio de la energía	<input type="text" value="0.12"/>	€/kWh	Consumo eléctrico del secador	<input type="text" value="0.22"/>	kW

Método de cálculo	Coste de generación del aire comprimido
El compresor nunca se detiene: <input type="radio"/> <input checked="" type="checkbox"/> El exceso de aire se manda al exterior <input type="radio"/> <input checked="" type="checkbox"/> El compresor trabaja con un régimen de giro diferente El compresor arranca y se detiene: <input checked="" type="radio"/> <input checked="" type="checkbox"/> El compresor arranca hasta que se obtiene la $P_{m\acute{a}x}$ en el depósito	<input type="text" value="45998.34"/> €/año Realiza <input type="text" value="2.39"/> arranques cada hora. Se recomienda un valor inferior a 6

Figura 50. Coste de generación del aire comprimido en función de los datos de entrada.

7.2 Costes de la instalación de transporte neumático

Para realizar el presupuesto de la instalación, es necesario saber que elementos son los más adecuados para el transporte ya que requiere de un estudio previo que realizan las compañías para asegurar la máxima efectividad según la aplicación que se va a realizar.

Además, las distintas compañías que ofrecen sus productos al mercado relacionado con el transporte neumático, no proporcionan precios de sus productos ya que son ellos mismos los que realizan el estudio de los elementos más adecuados para la instalación.

Por ello, las empresas solicitan los datos básicos para realizar el diseño, y para ello utilizan formularios de datos como los que se muestran en la Figura 51.

CUSTOMER INFORMATION				
COMPANY: []		END USER: []		
ADDRESS: [] []		HOW DID CUSTOMER HEAR ABOUT DYNAMIC AIR? []		
CITY: []	STATE: []	ZIP: []	COUNTRY: []	
CONTACT:	POSITION:	PHONE:	E-MAIL:	
[]	[]	[]	[]	
[]	[]	[]	[]	
[]	[]	[]	[]	
SALES REP: []	DATE VISITED: []	PROPOSAL DUE DATE: []	FIRM: <input type="checkbox"/>	BUDGET: <input type="checkbox"/>

MATERIAL INFORMATION				
SYSTEM NUMBER	[]	[]	[]	[]
MATERIAL:	[]	[]	[]	[]
BULK DENSITY (Kg/m ³)	[]	[]	[]	[]
PARTICLE SIZE	[]	[]	[]	[]
MOISTURE (%)	[]	[]	[]	[]
TEMPERATURE (°C)	[]	[]	[]	[]
TOXIC	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO			
HYGROSCOPIC	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO			
ABRASIVE	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/>			

	NO	NO	NO	NO
COHESIVE	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO			
EXPLOSIVE	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO			
FLOWABILITY	<input type="checkbox"/> GOOD <input type="checkbox"/> POOR			
AN 250 CC SAMPLE OF EACH MATERIAL HAS BEEN REQUESTED AND WILL BE SENT SEPARTELY TO DYNAMIC AIR ON: _____				

PROCESS INFORMATION				
RATE (Kg/Hr)	_____	_____	_____	_____
TOTAL CONVEYING DIST. (METRES)	_____	_____	_____	_____
RECEIVE MATERIAL FROM	_____	_____	_____	_____
CONVEY MATERIAL INTO	_____	_____	_____	_____
ESTIMATED NUMBER OF BENDS	_____	_____	_____	_____
PROCESS CONCERNS	<input type="checkbox"/> DEGRADATION <input type="checkbox"/> CONTAMINATION <input type="checkbox"/> MAINTENANCE <input type="checkbox"/> COST <input type="checkbox"/> SEGREGATION <input type="checkbox"/> RELIABILITY <input type="checkbox"/> ENERGY <input type="checkbox"/> ABRASION <input type="checkbox"/> POLLUTION <input type="checkbox"/> PLUGGING <input type="checkbox"/> OTHER: _____			
WHAT IS THE AVAILABLE HEADROOM HEIGHT FOR A TRANSPORT VESSEL? _____				
WHAT IS THE FREQUENCY OF USE; 24/7, ONCE PER SHIFT, HOW MANY SHIFTS, LENGTH OF WORK DAY? _____				

EQUIPMENT INFORMATION	
CUSTOMER SPECIFICATIONS APPLY:	YES <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>
MAT'L OF CONSTRUCTION (PRODUCT CONTACT):	MILD STEEL <input type="checkbox"/> 304 SST <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
MAT'L OF CONSTRUCTION (NON-PROD. CONTACT):	MILD STEEL <input type="checkbox"/> 304 SST <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
MATERIAL FINISH (PRODUCT CONTACT):	STANDARD MILL FINISH <input type="checkbox"/> #2 B FINISH <input type="checkbox"/> #4 FINISH <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
MATERIAL FINISH (NON-PRODUCT CONTACT):	STANDARD MILL FINISH <input type="checkbox"/> #2 B FINISH <input type="checkbox"/> #4 FINISH <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
WELD FINISH (PRODUCT CONTACT):	STANDARD <input type="checkbox"/> GROUND SMOOTH TO 80 GRIT <input type="checkbox"/> GROUND SMOOTH TO 150 GRIT <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
WELD FINISH (NON-PRODUCT CONTACT):	STANDARD <input type="checkbox"/> GROUND SMOOTH TO 80 GRIT <input type="checkbox"/> GROUND SMOOTH TO 150 GRIT <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____
ELECTRICAL CLASSIFICATION:	1G (Zone 0) <input type="checkbox"/> 2G (Zone 1) <input type="checkbox"/> 3G (Zone 2) <input type="checkbox"/> 1D (Zone 20) <input type="checkbox"/> 2D (Zone 21) <input type="checkbox"/> 3D (Zone 22) <input type="checkbox"/> OTHER <input type="checkbox"/> _____ IP RATING _____
EQUIPMENT LOCATION	INDOORS <input type="checkbox"/> OUTDOORS <input type="checkbox"/>

IMPORTANT BACKGROUND INFORMATION	
WHAT IS THE SCHEDULED DATE TO INSTALL THE EQUIPMENT?	█
IS THE PROJECT BUDGETED?	█
WHAT IS THE FUNDING LEVEL FOR THIS EQUIPMENT?	█
WHAT SCOPE DOES THE BUDGETED AMOUNT COVER?	█
WHAT WILL BE THE DECISION MAKING PROCESS ON THIS QUOTE AND WHEN WILL A DECISION BE MADE?	█
HOW IS THE MATERIAL BEING MOVED NOW?	█
WHAT ARE THE PROBLEMS WITH THE CURRENT METHODS?	█
WHAT HAS BEEN TRIED TO CORRECT THE PROBLEMS?	█

Figura 51. Plantilla Dynamic Air.

De modo que empresas como Eurotek, Dynamic Air y Donaldson, ofrecen sus servicios a cambio de que ellos hagan el estudio previo de la aplicación a realizar y vendan todo el conjunto de la instalación para conseguir que la empresa obtenga una instalación efectiva y de máximo rendimiento.

7.3 Coste total

Coste total red de aire comprimido	507920	€
Coste total generacion de aire comprimido	460000	€/año
Mantenimiento preventivo del compresor	700€/2000h	3066 €/año
Coste de generacion aire comprimido + mantenimientos	463066	€/año
Coste total instalacion aire comprimido (1º año)	970986	€

Tabla 67. Coste de la instalación de aire comprimido.

El mantenimiento preventivo del compresor sumado al coste de generación de aire comprimido al año resulta: 463066 €/ año.

Al año, por tanto, la instalación que supone la red de aire comprimido, su generación y el mantenimiento generará un coste total de 970986 €

Capítulo 8. Eficiencia energética

8.1 Ahorro por recuperación de calor. Generalidades

8.2 Ahorro por recuperación de calor ofrecido por CAREAC

8.3 Resumen de medidas de ahorro energético en instalaciones de aire comprimido

8.3.1 Oportunidades de ahorro energético en sistemas de aire comprimido

8.3.2 Medidas generales de ahorro energético a implementar en la red de conductos

8.3.3 Mantenimiento y Monitorizado del uso energético

8.3.4 Recomendaciones generales

8.1 Ahorro por recuperación de calor. Generalidades

Del consumo energético total de un compresor el 94% es energía que se transforma en calor durante el proceso de compresión del aire y por tanto podría ser recuperable, el 2% son pérdidas de calor por radiación al exterior y el restante 4% en la fracción de energía consumida almacenada en el aire comprimido. Este 94% de energía se encuentra disponible principalmente a través de los sistemas de refrigeración y lubricación del compresor.

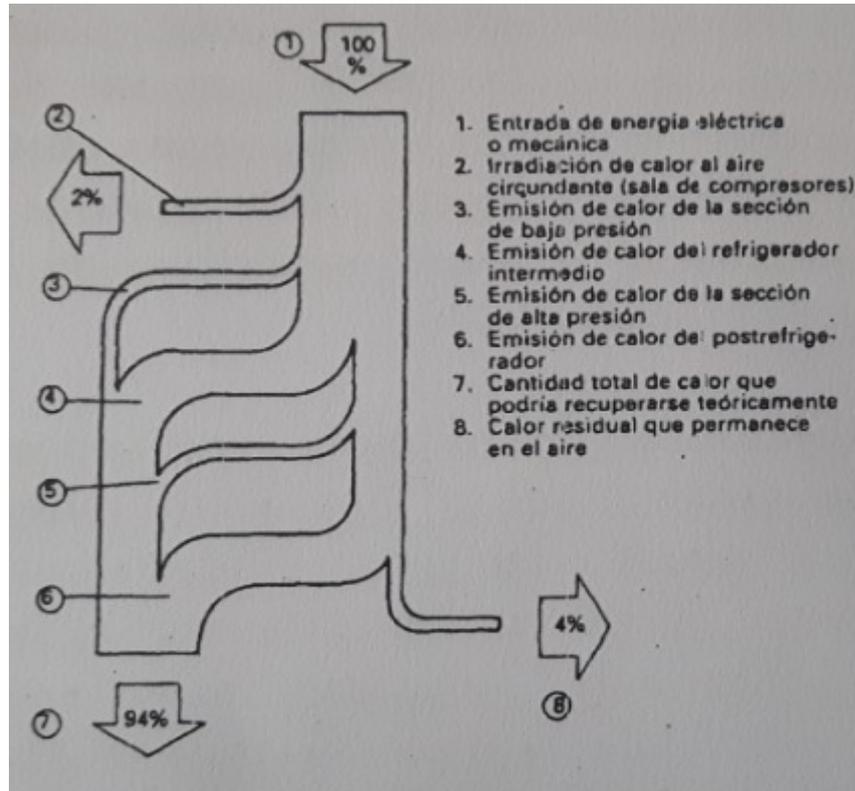


Figura 52. Diagrama de Sankey del consumo energético de un compresor.

El aire comprimido puede alcanzar temperaturas superiores a 100 °C en el interior del compresor y tanto en el sistema de refrigeración, como en el de lubricación se puede recuperar una parte importante de energía hasta dejar el aire comprimido a unos 5 o 10°C por encima de la temperatura ambiente. Por lo tanto, no es posible la recuperación de toda esta energía, pero sí de gran parte de ella. En compresores refrigerados por agua es posible recuperar hasta el 90% de este calor en forma de agua caliente hasta 70°C. En los compresores refrigerados por aire el porcentaje de energía recuperable es algo menor. La recuperación del calor debe ser, pues, un factor muy a tener en cuenta en el momento del diseño de una instalación de aire comprimido. La inversión inicial en esta materia puede compensarse sobradamente con los ahorros en energía obtenidos.

La energía recuperada por el compresor puede ser utilizada para usos domésticos como se observa en la Figura 53.

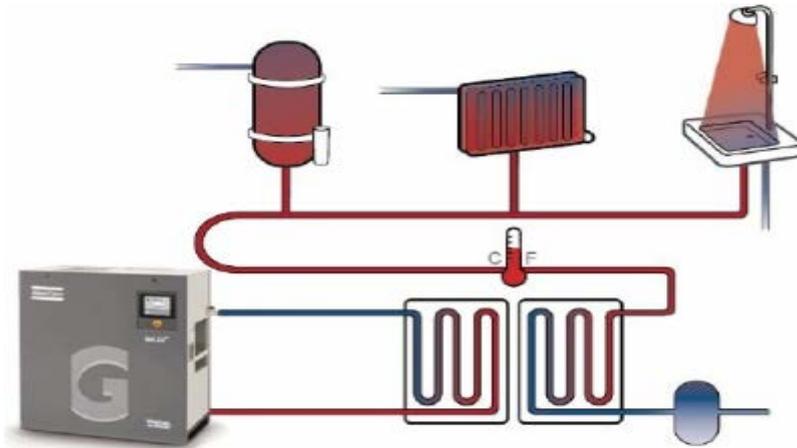


Figura 53. Recuperación potencial de energía en instalaciones de aire comprimido.

Debido a que es posible la recuperación de energía proporcionada por el compresor, se originó un nuevo concepto para el uso de esta energía en otros ámbitos de aplicación.

CAES “Compressed Air Energy Storage”: Almacena energía en forma de aire comprimido para su posterior uso en épocas de mayor demanda de energía.

En las Figuras 54 y 55 se muestran algunas plantas que almacenan energía por aire comprimido:



Figura 54. Planta de Almacenamiento Energético por Aire Comprimido de Alabama.



Figura 55. Planta de Almacenamiento Energético por Aire Comprimido de Alstom's Huntorf, Alemania.

8.2 Ahorro por recuperación de calor estimado mediante CAREAC

El aire comprimido, al salir del compresor, puede tener una temperatura superior a 100°C. Este aire ha de ser enfriado para eliminar su humedad y para aumentar en rendimiento en la siguiente etapa de compresión (en sistemas de compresión multietapa).

Puede emplearse el propio aire comprimido y/o el aire procedente de refrigerar el motor del compresor.

Conocido el precio del kWh. y las horas de funcionamiento al año, es posible hallar el ahorro energético en agua caliente.

Introduciendo una temperatura de entrada del agua de unos 25°C en el refrigerador y una temperatura de salida de unos 100°C, se consigue un ahorro de 14719,5 € año.

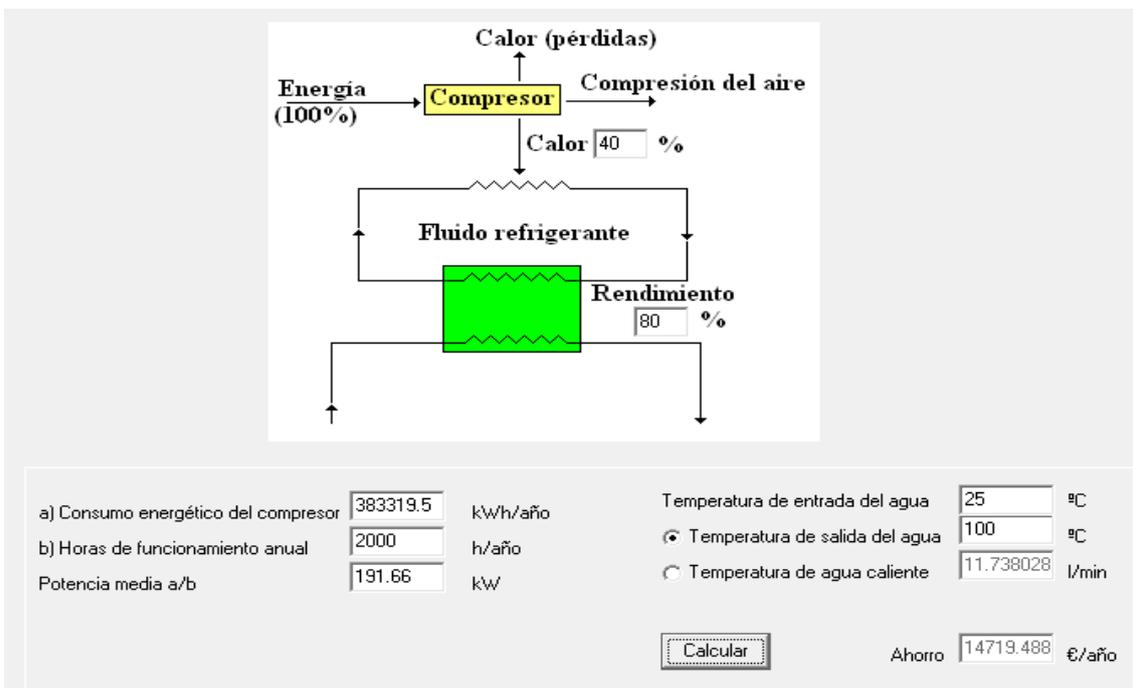


Figura 56. Estimación del ahorro por recuperación de calor mediante CAREAC.

8.3 Medidas de ahorro energético en instalaciones de aire comprimido

Una correcta generación de aire comprimido permitirá:

1. Ahorrar energía.
2. Reducir compresores en servicio.
3. Minimizar el mantenimiento (tiempos y costos).
4. Disminuir el tiempo de máquinas fuera de servicio.
5. Incrementar la producción.
6. Mejorar la calidad de los productos producidos.

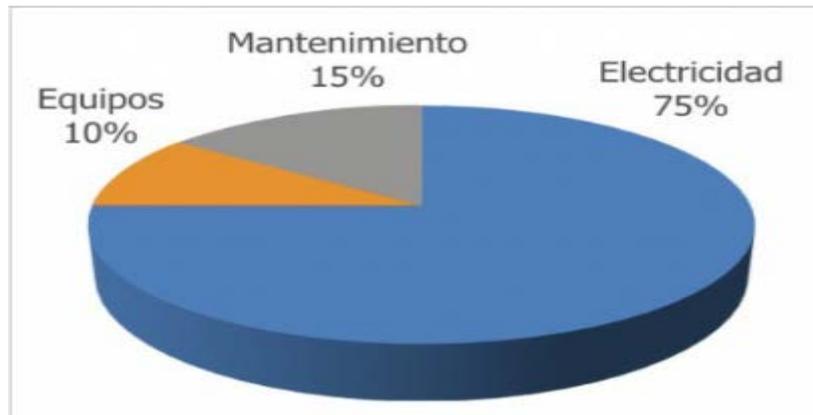


Figura 57. Distribución promedio de costos.

Causas de mayor ineficiencia y disminución del rendimiento:

- Compresores ineficientes.
- Instalaciones inadecuadamente mantenidas y con fugas muy elevadas.
- Presiones excesivas para trabajos que no lo requieren.
- Inadecuada capacidad de reserva de aire para puntas de consumo.
- Excesivo tiempo en vacío de funcionamiento de los compresores.

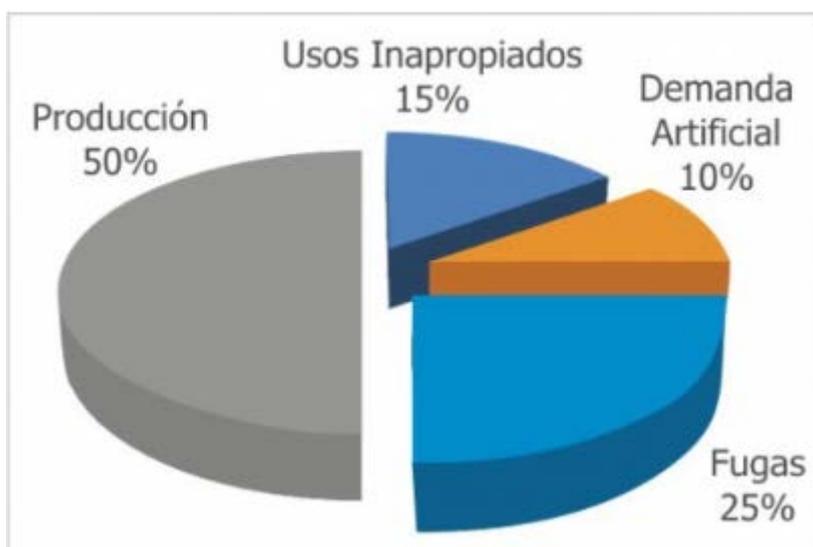


Figura 58. Causas de mayores ineficiencias.

8.3.2 Medidas de ahorro energético a implementar en la red de tuberías

- Instalar válvulas automáticas de solenoide para aislar los puntos de consumo.
- Utilizar reguladores cuando se quiere baja presión.
- Mantener en buen estado los escapes de actuadores y herramientas neumáticas.
- En puntos aislados de bajo consumo instalar compresores autónomos.
- Los filtros y secadores deben ser instalados en el tramo de alta presión (siempre antes de reductores de presión).

8.3.3 Mantenimiento y Monitorizado del uso energético

A continuación se ofrece una lista de chequeo básica para el mantenimiento en función de la eficiencia energética en sistemas de aire comprimido.

- **Elementos en Filtros de Succión.** Inspeccionarlos y limpiarlos o cambiarlos según especificaciones del fabricante. La frecuencia puede acortarse dependiendo de las condiciones de operación para mantener baja la caída de presión y ahorrar energía.
- **Trampas de Condensado.** Limpiarlas y comprobar su operación periódicamente.
- **Nivel de Lubricante.** Inspeccionarlo diariamente y cambiarlo según especificaciones del fabricante. Cambiar elementos filtrantes según especificaciones.
- **Separador de Aceite.** Cambiarlo según especificaciones del fabricante o cuando la caída de presión exceda de 0.69 bar (10 psi).
- **Correas de Transmisión.** Comprobar el desgaste y la tensión. Ajustarla en caso necesario.
- **Temperatura de Operación.** Verificar que la temperatura coincida con la establecida por el fabricante.
- **Filtros en Líneas de Aire.** Reemplazar los elementos cuando la presión exceda de 0.14 a 0.21 bar (2 a 3 psi). Inspeccionar anualmente los elementos independientemente de la caída de presión.
- **Sistema de Enfriamiento.** Para sistemas enfriados por agua, revisar la calidad del agua (especialmente PH y sólidos totales disueltos), flujo y temperatura. Limpiar o reemplazar los elementos filtrantes según especificaciones del fabricante.
- **Fugas.** Evaluarlas periódicamente. Inspeccionar las líneas, uniones, accesorios, válvulas, mangueras, filtros, lubricadores, conexiones de manómetros, y equipos de uso final para detectar fugas.

8.3.4 Recomendaciones generales

- Instalar un programa de reparación de fugas. Identificar el caudal de fugas y valorar el ahorro económico.
- Mantener en buen estado la instrumentación de control y adquirir instrumentación portátil.
- Reducir si es posible la presión de generación.
- Obtener el coste global del sistema de aire comprimido.
- Automatizar los elementos de seccionamiento de la red.
- Tratamiento y la calidad del aire adecuadas a las necesidades.
- Revisar el estado de filtros, secadores y lubricadores
- Estudiar diferentes aplicaciones de uso y decidir qué fuente de energía es más adecuada en cada caso.
- Montar dispositivos automáticos de eliminación de condensados.
- Racionalizar la red y eliminar ramales redundantes.
- Reducir las pérdidas de presión tanto en aspiración como en impulsión.
- Considerar el uso de pequeños equipos para funcionar durante los periodos de baja demanda.

Capítulo 9. Conclusiones

9.1 Conclusiones

9.1 Conclusiones

A lo largo del trabajo hemos ido desarrollando cada uno de los puntos que al principio del mismo detallábamos en los objetivos de la introducción.

- a) Se ha modelado mediante Rhinoceros el astillero con sus correspondientes locales que usarán herramientas de aire comprimido.
- b) Los locales de aire comprimido han sido estudiados para la situación más desfavorable y de máximo rendimiento en el astillero para unas herramientas seleccionadas, de forma que los equipos principales elegidos sean los adecuados para la situación más crítica.
- c) Se ha dimensionado utilizando el software CAREAC una red de aire comprimido que comienza en forma de anillo y que va distribuyéndose por medio de nodos a los distintos locales prediseñados en Rhinoceros.
- d) Además, se realiza el predimensionamiento mediante el criterio de velocidad calculando, de esta forma, los diámetros de los conductos, así como de la presión, tanto de entrada, como de salida, velocidad y gasto másico.
- e) Se ha diseñado y dimensionado un sistema de transporte neumático para la limpieza de óxido y calamina para la zona de chorreado y pintado de yates seleccionando un material abrasivo estudiado previamente.
- f) Se ha desarrollado un problema de pérdida de carga de transporte neumático del material abrasivo seleccionado teniendo en cuenta unos diámetros interiores de la tubería, calculando la más adecuada para una soplante con una pérdida de presión máxima.
- g) Se han presupuestado los equipos principales de ambos sistemas teniendo en cuenta las tuberías, filtros y accesorios.
- h) Se ha analizado el potencial de recuperación energética de los sistemas auxiliares de los compresores mediante CAREAC.
- i) Se mencionan medidas generales y consejos para conseguir un ahorro energético y un adecuado mantenimiento en los sistemas de aire comprimido.

Anexos

Anexo I. Componentes del aire con su respectiva concentración.

Componente	Concentración aproximada	
1. Nitrógeno	(N)	78.03% en volumen
2. Oxígeno	(O)	20.99% en volumen
3. Dióxido de Carbono	(CO ₂)	0.03% en volumen
4. Argón	(Ar)	0.94% en volumen
5. Neón	(Ne)	0.00123% en volumen
6. Helio	(He)	0.0004% en volumen
7. Criptón	(Kr)	0.00005% en volumen
8. Xenón	(Xe)	0.000006% en volumen
9. Hidrógeno	(H)	0.01% en volumen
10. Metano	(CH ₄)	0.0002% en volumen
11. Óxido nitroso	(N ₂ O)	0.00005% en volumen
12. Vapor de Agua	(H ₂ O)	Variable
13. Ozono	(O ₃)	Variable
14. Partículas		Variable

Anexo II. Tabla de conversión de unidades de Presión

kiloPascales (kPa)	x 0.010197 = kg/cm ²	mm Hg (Torr)	x 0.13333 = kPa
	x 0.14504 = lb/in ² (psia)		x 0.00136 = kg/cm ²
	x 7.5 = mm Hg abs.		x 0.01934 = lb/in ² (psi)
	x 0.2953 = in Hg abs.		x 0.03937 = in Hg
	x 0.01 = bar		x 0.001333 = bar
	x 0.00987 = atmósferas		x 0.00136 = atm
	x 10,000 = barye (µb)		x 1,000 = micrones (µ)
kg/cm²	x 98.064 = kPa	in Hg (pulg. Hg)	x 3.3864 = kPa
	x 14.2234 = lb/in ² (psi)		x 0.03453 = kg/cm ²
	x 735.514 = mm Hg		x 0.49115 = lb/in ² (psi)
	x 28.9572 = in Hg		x 25.4 = mm Hg
	x 0.987 = bar		x 0.03386 = bar
	x 0.96778 = atmósferas		x 0.03342 = atm
lb/in² (psia)	x 6.89474 = kPa	atmósfera (atm)	x 25,400 = micrones (µ)
	x 0.07031 = kg/cm ²		x 101.325 = kPa
	x 51.715 = mm Hg		x 1.03329 = kg/cm ²
	x 2.036 = in Hg		x 14.6969 = lb/in ²
	x 0.06895 = bar		x 760 = mm Hg
1 psig 0 psig	= 15.696 psia = 108.22 kPa		x 29.9212 = in Hg
	= 14.696 psia = 101.325 kPa		x 1.01325 = bar
			x 33.9 = pies de agua

Anexo III. Transformación condiciones estándar a condiciones normales.

Por ello utilizaremos la ecuación general de los gases ideales para transformar estos valores estándar a condiciones normales:

$$P * V = n * R * T \quad (01)$$

Llegando a la formula:

$$\frac{P1 * V1}{T1} = \frac{P2 * V2}{T2} \quad (02)$$

P1 = Presión en condiciones normales 1 atm (1.013 bar).

T1 = Temperatura en condiciones normales (0°C) 273K.

V1 = Volumen en condiciones normales en m³/h.

P2 = Presión en condiciones estándar 1 atm (1.013 bar).

T2 = Temperatura en condiciones estándar (20°C) 293K.

V2 = volumen en condiciones estándar en m³/h.

Anexo IV. Caída de presión en transporte neumático.

Caída de presión

Para obtener una expresión de la caída de presión total a lo largo de una conducción de transporte neumático se plantea la ecuación de cantidad de movimiento para un tramo de la misma. Si se considera un tramo de tubería de sección transversal A y longitud δL inclinado respecto de la horizontal un ángulo θ , que transporta una suspensión de porosidad ε (ver Figura 01).

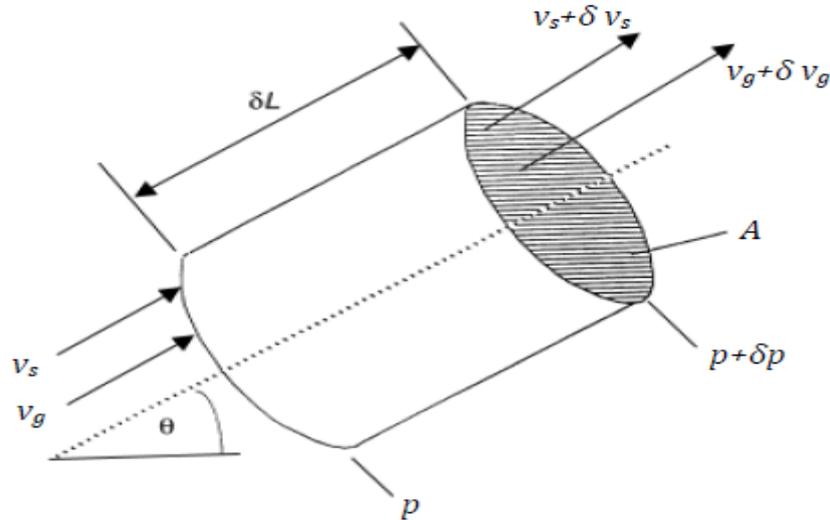


Figura 01. Parámetros que aparecen en un tramo de tubería inclinado un ángulo θ .

El balance de la cantidad de movimiento es:

$$\text{Fuerza neta sobre la tubería} = \text{Velocidad de cambio de cantidad de movimiento} \quad (03)$$

Entonces,

$$\begin{aligned} & \text{Presión} - \text{Fricción gas, pared} - \text{Fricción sólido, pared} - \text{gravedad} \\ & = \text{acum. de cant. de mov. en el gas} \\ & + \text{acum. de cant. de mov. en el sólido} \end{aligned} \quad (04)$$

Expresado matemáticamente queda:

$$\begin{aligned} & -A * \delta p - F_{wg} * A * \delta L - F_{ws} * A * \delta L - [A(1 - \varepsilon)\rho_s * \delta L] * g * \sin\theta \\ & - [A * \varepsilon * \rho_g * \delta L] * g * \sin\theta \\ & = \rho_g * A * \varepsilon * v_g * \delta v_g + \rho_s * A * (1 - \varepsilon) * v_s * \delta v_s \end{aligned} \quad (05)$$

Donde F_{wg} y F_{ws} son la fuerza de fricción por unidad de volumen sólido-pared y gas-pared respectivamente.

Reordenando la ecuación 05 e integrando, asumiendo constantes la densidad del gas y la porosidad:

$$P1 - P2 = \frac{1}{2} * \varepsilon * \rho_g * v_g^2 + \frac{1}{2} * (1 - \varepsilon) * \rho_s * v_s^2 + F_{ws} * L + F_{wg} * L + \rho_g * L * \varepsilon * g * \sin\theta + \rho_s * L * (1 - \varepsilon) * g * \sin\theta \quad (06)$$

La ecuación 06 es general y puede aplicarse a cualquier sistema gas-sólido circulando en una tubería. Esto es debido a que no se ha hecho ninguna suposición sobre si las partículas eran transportadas en fase diluida o fase densa. Esta indica que la caída de presión a lo largo de una tubería recta se debe un número de factores:

- Caída de presión debida a la aceleración del gas
- Caída de presión debida a la aceleración de las partículas
- Caída de presión debida a la fricción entre el gas y la pared
- Caída de presión debida a la fricción entre las partículas y la pared
- Caída de presión debida a la columna estática de sólidos
- Caída de presión debida a la columna estática de gas

Algunos de estos términos deben ser omitidos en ciertas circunstancias. Si el gas y los sólidos ya están acelerados en la línea, entonces los primeros dos términos no deben tomarse en cuenta; si la tubería es horizontal los últimos dos términos se omiten. Las mayores dificultades están en determinar la fricción sólido-pared, y si la fricción gas-pared puede considerarse independiente de la presencia de sólidos; esto se analizará posteriormente.

Bibliografía y Referencias

- [1] Apuntes de la asignatura sistemas hidráulicos y neumáticos.
- [2] Manual de aire comprimido. Edición 2011. Atlas Copco.
- [3] Improving compressed air system performance. A sourcebook for industry Department of Energy DOE 2003
- [4] Cálculo Básico de una instalación de transporte neumático de sólidos. A. Pérez Manso. Ingeniería Química, 398, Febrero 2003.
- [5] Curso sobre diseño de instalaciones de transporte neumático. Cátedra de Mecánica de Fluidos, ETSII de Barcelona, Universidad Politécnica de Barcelona, Febrero 1980.
- [6] Pneumatic conveying of solids: a theoretical and practical approach. G.E. Klinzing. Chapman& Hall, 1997
- [7] Handbook of Pneumatic conveying Engineering D. Mills, M.G Jones, V.K Agarwal Ed. Marcel Dekker 2004.
- [8] Compressed air Piping Systems, CH 5. Michael Frankel, CIPE.
- [9] Guía sobre la calidad del aire, Ingersoll Rand.
- [10] Guía técnica de sistemas de aire comprimido, Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE).
- [11] Sistema de aire comprimido, apuntes generales. INDISA S.A. Ingeniería de proyectos.
- [12] Catálogos de equipos de aire comprimido, PUSKA.
- [13] R.N. Brown, Compressors: Selection and Sizing, 3rdEdn, p.35, Gulf Professional Publishing. (2005).
- [14] Manual técnico de aire comprimido, Junta de Castilla y León.
- [15] Neumática Industrial 1º Edn, Mayo 2001. INACAP.
- [16] *'Improving compressed air system performance a source book for industry'*. U.S Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE).
- [17] Guía de instalación de redes de aire comprimido. Transair.
- [18] Sistemas de aire comprimido. SPEEDAIRE.
- [19] Normas técnicas. NORMA EUROPEA UNE EN 10255.
- [20] Guía software CAREAC, Universidad Politécnica de Cartagena, Julio 2010.
- [21] Rhodes M., *"Introduction to particle technology"*, Jon Wiley & Sons, 2nd Edition, 2008.
- [22] Ratnayake C., *"A comprehensive scaling up technique for pneumatic transport systems"*, The Norwegian University of Science and Technology, Department of Technology, 2005.
- [23] Concepto de transporte neumático, DYNAMIC AIR (Conveying Systems).
- [24] Catálogos Transporters model J Series 496, DYNAMIC AIR.
- [25] Catálogos Silos, Eurotek.
- [26] Catálogos colector de polvo, ToritPowercore, Serie VI. Donaldson.
- [27] Catálogos abrasivos. Abrasivos y Maquinaria, S.A.
- [28] Hermann J.Linder *'Sistemas de transporte neumático – soluciones acreditadas para productos difíciles y problemáticas complejas'*. CEO de Solids Solutions Group.

- [29] Perry R., "*Perry's chemical engineers' handbook*", McGraw-Hill, 6th edition, 1997.
- [30] Dr. Juan Carlos Campos, '*Eficiencia energética en los sistemas de aire comprimido*'. Universidad Autónoma de Occidente.
- [31] Carlos Gutiérrez Montenegro, '*Eficiencia energética en sistemas de producción de aire comprimido*', Centro Tecnológico de eficiencia y sostenibilidad energética. Energylab.
- [32] Precio neto de la electricidad para uso doméstico y uso industrial, Mayo 2016. Ministerio de Industria, Energía y Turismo.
- [33] F. Cabrejos and G. Klinzing, "*Minimum Conveying Velocity in Horizontal Pneumatic Transport and the Pickup and Saltation Mechanisms of Solids Particles*", Bulk Solids Handling, Vol. 14, No. 3 (1994)
- [34] M. Weber, "*Principles of Hydraulic and Pneumatic Conveying in Pipes*", Bulk Solids Handling, Vol. 1, No.1, Feb. 1981.