

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA QUÍMICA Y TEXTIL



**“ESTUDIO TECNICO PARA LA EVALUACION Y OPTIMIZACION
DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO EN UNA PLANTA DE
PRODUCCION DE CLINKER”**

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO QUÍMICO

**POR LA MODALIDAD DE ACTUALIZACION DE
CONOCIMIENTOS**

PRESENTADO POR:

LUIS OMAR VALDERA CAJUSOL

LIMA – PERÚ

2010

AGRADECIMIENTO

A Dios por la sabiduría que me brinda, a mis padres José Luis y Carmen Rosa y a mis hermanos quienes con su esfuerzo y apoyo hicieron posible que logre terminar esta hermosa carrera.

**ESTUDIO TÉCNICO PARA LA EVALUACIÓN Y
OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE
COMPRIMIDO DE UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE CLINKER.**

RESUMEN

El presente estudio está basado en el sistema principal de aire comprimido de una planta de producción de clinker, dicho sistema incluye los compresores principales y la red de tuberías que distribuyen el aire hacia los puntos de consumo (equipos neumáticos).

La planta debido a la particularidad de su proceso, utiliza cañones y cilindros neumáticos para la limpieza interna de ciclones y ductos ubicados en la torre de calentamiento de la harina cruda.

El informe contiene los resultados de la evaluación del sistema actual de aire comprimido de la planta, así como, las propuestas de mejoras y las conclusiones derivadas del análisis del sistema de aire comprimido.

La evaluación comprende la toma de datos en la estación de compresores, para observar el ciclo de trabajo de los mismos y el comportamiento de la demanda y de la presión en la red, la determinación de la calidad requerida de aire, el diseño de las tuberías en base a la demanda actual de aire y los costos de energía asociados a la producción del aire comprimido.

El estudio del sistema de aire comprimido brinda la oportunidad de determinar los factores que lo afectan, para luego proponer, utilizando criterios adecuados, las alternativas o posibles soluciones para la optimización del mismo.

INDICE

RESUMEN

INDICE

| | |
|---|----|
| I.- INTRODUCCIÓN..... | 8 |
| II.- DESARROLLO TEORICO | 10 |
| 2.1 DEFINICIÓN DE CLINKER..... | 10 |
| 2.2 FABRICACIÓN DEL CLINKER..... | 10 |
| 2.2.1 Tratamiento de materias primas..... | 10 |
| 2.2.2 Dosificación de materias primas. | 11 |
| 2.2.3 Molienda y Homogeneización del crudo..... | 11 |
| 2.2.4 Clinkerización..... | 12 |
| 2.3 AIRE COMPRIMIDO..... | 14 |
| 2.3.1 Definición..... | 14 |
| 2.3.2 Ventajas del aire..... | 15 |
| 2.3.3 Características del aire comprimido..... | 15 |
| 2.3.4 Calidad del aire comprimido y la Norma ISO 8573-1..... | 16 |
| 2.3.5 Clases de calidad de aire según la ISO 8573-1..... | 17 |
| 2.3.6 Humedad en el aire comprimido..... | 18 |
| 2.3.7 Usos del aire comprimido..... | 19 |
| 2.4 RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO | 20 |
| 2.5 DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO.. | 20 |
| 2.5.1 Factores a considerar en el diseño de una red..... | 20 |
| 2.5.2 Dimensionamiento de la red..... | 21 |
| 2.5.3 Demanda requerida del sistema de aire comprimido..... | 22 |
| 2.5.4 Ahorro energético en el montaje de la red..... | 22 |
| 2.5.5 Material de las tuberías..... | 23 |
| 2.6 ACCESORIOS EN UN SISTEMA DE AIRE COMRIMIDO..... | 23 |
| 2.6.1 Filtros de aire de aspiración..... | 23 |
| 2.6.2 Filtros de aire comprimido..... | 24 |
| 2.6.3 Separadores..... | 25 |
| 2.6.4 Secadores..... | 26 |
| 2.6.5 Inter-enfriador..... | 26 |
| 2.6.6 Post-enfriador..... | 26 |

| | |
|--|----|
| 2.7 ELEMENTOS NEUMÁTICOS EN EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO... | 27 |
| 2.7.1 Cilindros neumáticos..... | 27 |
| 2.7.2 Cañones neumáticos..... | 28 |
| 2.8 COMPRESORES | 31 |
| 2.8.1 Tipos de compresores..... | 31 |
| 2.8.2 Compresores de desplazamiento positivo..... | 32 |
| 2.8.2.1 Compresores reciprocantes..... | 32 |
| 2.8.2.2 Compresor rotativo de tornillo..... | 35 |
| 2.8.3 Compresores de Flujo continuo o dinámicos..... | 36 |
| 2.8.3.1 Compresores centrífugos..... | 36 |
| 2.8.4 Selección del compresor..... | 38 |
| 2.8.5 Regulación de los compresores..... | 39 |
| III.- DESARROLLO DEL TEMA..... | 40 |
| 3.1 OBJETIVOS..... | 40 |
| 3.2 ALCANCE..... | 40 |
| 3.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ACTUAL DE AIRE COMPRIMIDO | 40 |
| 3.3.1 Descripción del suministro de aire comprimido..... | 40 |
| 3.3.2 Descripción del sistema de distribución de aire..... | 44 |
| 3.4 PROBLEMAS QUE PRESENTA EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO | 46 |
| 3.5 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO | 46 |
| 3.6 IDENTIFICACIÓN DEL USO DEL AIRE COMPRIMIDO | 47 |
| 3.6.1 Demanda requerida de aire..... | 48 |
| 3.7 DETERMINACIÓN DE LA CALIDAD REQUERIDA DE AIRE | 49 |
| 3.7.1 Cantidad de agua condensada en el aire comprimido..... | 50 |
| 3.8 DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO..... | 52 |
| 3.9 CICLO DE ARRANQUE DE LOS COMPRESORES | 55 |
| 3.10 EVALUACIÓN DEL DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCION DE AIRE COMPRIMIDO..... | 57 |
| 3.10.1 Base de diseño..... | 57 |
| 3.10.2 Consideraciones de diseño..... | 57 |
| 3.10.3 Diámetro nominal de tuberías..... | 58 |
| 3.10.4 Cálculo de la caída de presión..... | 59 |
| 3.11 DETECCIÓN DE FUGAS DE AIRE EN EL SISTEMA | 60 |

| | |
|---|-----|
| 3.12 COSTO ACTUAL DEL AIRE COMPRIMIDO | .65 |
| 3.12.1 Costo actual de energía para producir aire comprimido..... | 65 |
| 3.12.2 Costo de energía para producir aire comprimido después de la reparación de fugas..... | 66 |
| IV.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS Y PROPUESTAS DE MEJORAS | 68 |
| V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 71 |
| VI.- REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 73 |

APÉNDICE

Apéndice A: Diagrama de un sistema de aire comprimido.

Apéndice B: Datos técnicos de cañones neumáticos.

Apéndice C: Carta psicométrica para sistema aire-vapor de agua.

Apéndice D: Propiedades termodinámicas del aire húmedo.

Apéndice E: Cálculo diámetro teórico de tuberías.

Apéndice F: Cálculo espesor mínimo de tuberías.

Apéndice G: Propiedades de tuberías de acero

Apéndice H: Longitud equivalente de accesorios para tuberías.

Apéndice I: Diagrama de Moody

I.- INTRODUCCIÓN

El proceso de producción de clinker por vía seca, se lleva a cabo mediante un intercambiador de calor de ciclones, un horno giratorio y un enfriador. En el intercambiador de ciclones, la harina cruda (ó crudo para cemento) se va calentando por intercambio de calor con los gases de combustión provenientes del horno. En el interior de los ciclones, el crudo tiende a adherirse a las paredes formando aglomeraciones que obstruyen el flujo normal tanto de los gases como del crudo, interfiriendo en el intercambio térmico. Para evitar estas aglomeraciones, se han instalado cañones neumáticos, cuya función es limpiar periódicamente las paredes internas y los codos de ingreso a los ciclones por medio de disparos de aire a una presión de 90-95 psi proveniente de una línea de aire comprimido.

Dada la importancia que tiene el uso de cañones neumáticos, para evitar aglomeraciones y/o atoros en los ciclones, lo que genera pérdidas por baja productividad o paradas inesperadas de la planta; el presente informe aborda la necesidad de mejorar y solucionar los problemas que existen en el sistema de aire comprimido de una planta industrial de producción de clinker.

De otro lado, en esta planta el aire comprimido también sirve para mover cilindros neumáticos a 100 psi usados en la limpieza interna de ductos que se obstruyen con material duro llamado costras; estos equipos neumáticos se alimentan de aire comprimido desde una estación central, ubicada a 35 metros de la torre de intercambiador de ciclones, a través de una red de tuberías.

Los problemas que se tienen son: presión insuficiente y variable en los puntos de consumo, continuo arranque y parada de los compresores ocasionando fallas y altos costos por mantenimiento, para satisfacer la demanda de aire comprimido se ha instalado un compresor adicional en paralelo al compresor principal, no existiendo a la fecha un estudio para determinar las causas de los problemas.

El presente estudio nos permite entender y evaluar la forma que opera el sistema de aire comprimido de la planta de producción de clinker, así como identificar y aprovechar una serie de áreas de oportunidad, con lo cual se puede lograr incrementar su desempeño, evitar el uso ineficiente de la energía, aumentar la productividad y con ello la competitividad de la empresa.

II.- DESARROLLO TEÓRICO

2.1.- DEFINICIÓN DE CLINKER

Es un producto artificial compuesto principalmente por silicatos de calcio, que se obtiene por sinterización (cocción hasta temperatura suficiente para crear un estado de fusión parcial) de mezclas íntimas de minerales (calizas y arcillas), denominado crudo, preparado y dosificado convenientemente con la finalidad de formar la composición química y constitución mineralógica adecuada.

El clinker es el componente principal del cemento portland, y está compuesto, de modo aproximado, por ⁽¹⁾:

Silicato tricálcico ($3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$): de 40 a 60%

Silicato bicálcico ($2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$): de 20 a 30%

Aluminato tricálcico ($3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$): de 7 a 14%

Ferrito aluminato tetracálcico ($4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$): de 5 a 12%

Así como cantidades menores de: CaO , MgO , K_2SO_4 , Na_2SO_4

2.2.- FABRICACIÓN DEL CLINKER

En el proceso de fabricación de clinker se tiene las siguientes etapas:

- Tratamiento de materias primas
- Dosificación de las materias primas
- Molienda y homogeneización de crudo
- Clinkerización

2.2.1.- Tratamiento de materias primas.

Las materias primas minerales para la fabricación de clinker son: piedra caliza, arcilla y correctores. Dependiendo a su naturaleza y de las condiciones en que llegan a la planta de cemento, pueden sufrir uno o varios tratamientos primarios como: trituración o chancado, homogeneizado, secado y

almacenamiento en áreas reservadas según características físicas.

Materias primas:

- Caliza: Carbonato de Calcio, CaCO_3 , es el componente calcáreo principal.
- Arcillas: contienen principalmente SiO_2 , Al_2O_3 , Fe_2O_3 .
- Correctores: muchas veces es necesario equilibrar determinados componentes (óxidos) empleando otros materiales que contengan el óxido que se desea corregir, como por ejemplo: SiO_2 , Al_2O_3 , Fe_2O_3 . Cada vez más se utilizan subproductos de la industria, como escorias de alto horno.

2.2.2.- Dosificación de materias primas.

La dosificación de materias primas tiene por objeto determinar la relación de las cantidades de materias primas que hay que aportar para obtener un clinker con las características químicas y mineralógicas deseadas. Por ello, la dosificación de materias primas está condicionada al tipo de clinker que se desea producir.

A la mezcla de las distintas materias primas necesarias para obtener un determinado clinker, se le denomina crudo.

2.2.3.- Molienda y Homogeneización del crudo.

La molienda de las materias primas tiene por objeto reducirlas de tamaño a un estado pulvulento (con una finura elevada), para que puedan reaccionar químicamente entre sí durante la clinkerización. El proceso se realiza en molinos de rodillos o de bolas.

La homogeneización consiste en lograr mezclar íntimamente el crudo, de tal manera que en cualquier punto de la mezcla que se

tome, deben estar presentes los componentes en las proporciones previstas. El proceso se realiza mediante silos de homogeneización, donde se inyecta aire comprimido por el fondo de los silos, los cuales están provistos de unas placas porosas, a través de las cuales el aire se impulsa a presión sobre el crudo, engendrando en su seno finísimas corrientes de aire, con lo cual el crudo pasa a un estado de fluidización (pseudolíquido).

2.2.4.- Clinkerización.

El sistema básico de un horno de clinker comprende: un intercambiador de ciclones en el que el crudo alimentado es preparado por intercambio de calor con los gases calientes de combustión, un horno giratorio en el que ocurren las reacciones de clinkerización y un enfriador en el que el clinker caliente intercambia calor con el aire del ambiente ⁽²⁾.

El intercambiador de ciclones consiste en cuatro ciclones dispuestos uno encima de otro. Para lograr una mejor separación, el último tramo, el más alto, está dispuesto como ciclón doble. Los ciclones están conectados entre sí por tuberías ascendentes de sección cuadrada y ubicados en una torre. El intercambio térmico se realiza en los tubos ascendentes y en los ciclones, individualmente considerados, en una corriente de la misma dirección para el polvo y los gases; como conjunto, el intercambiador trabaja a contracorriente de modo gradual. El intercambio térmico se verifica en estado de suspensión., el crudo se calienta en el intercambiador desde temperatura ambiente a 800°C, mientras que los gases ascendentes se enfrían desde 1100 °C a 350 °C. La gran superficie que presenta el

crudo en el intercambiador produce un intercambio muy activo
(1)

En la práctica el problema más frecuente que se genera en los ciclones son las aglomeraciones y apelmazamiento de partículas de crudo en las paredes internas del cuerpo y en el ducto de ingreso que frenan el intercambio térmico y causan atoros de los mismos. En la Figura N° 1 se muestra un intercambiador de 4 ciclones y precalcinador de un horno giratorio con su enfriador de clinker

El horno giratorio, es un cilindro metálico recubierto interiormente con ladrillos refractarios, instalado con una pendiente de 2 a 4% respecto a la horizontal, al cual por el lado inferior se le introduce calor por medio de combustibles y por el lado superior se le alimenta el crudo precalentado y/o precalcinado proveniente del intercambiador de ciclones. En su interior se llevan a cabo las principales reacciones químicas que intervienen en el proceso de formación de las fases mineralógicas del clinker: Fases de silicatos, aluminatos y ferritos de calcio que le darán las propiedades hidráulicas al cemento.

Para que se produzca un clinker de calidad, es de vital importancia que el proceso, desde que el crudo entra a la torre de calentamiento hasta que sale de la misma para entrar en el horno, se realice en forma estable. Las variaciones, causadas por atoros, sobrecargas, alimentación inestable, calidad del combustible, etc., que se producen en esta etapa tan relevante del proceso son de elevada gravedad.

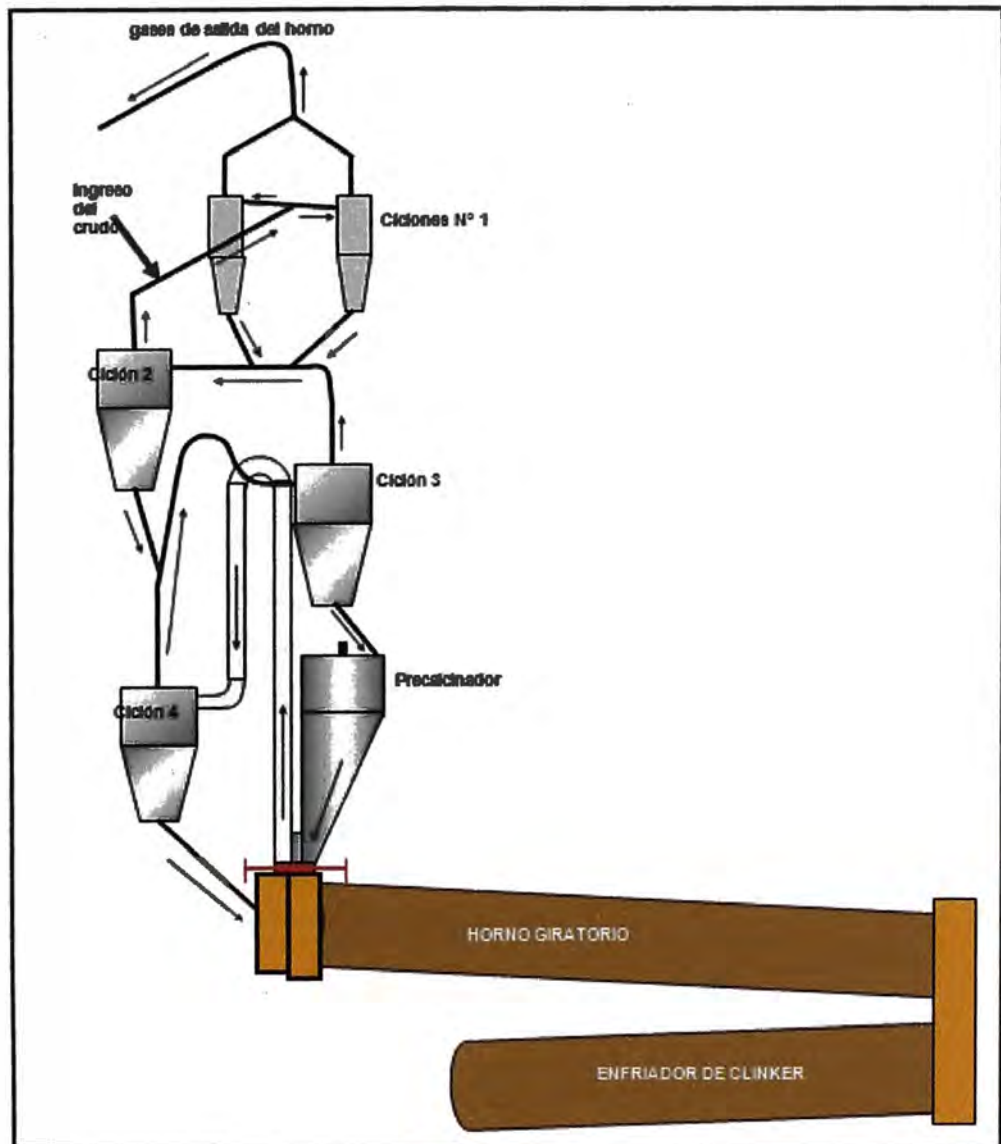


Figura N° 1: Horno giratorio con intercambiador de 4 ciclones y precalcinador

2.3.- AIRE COMPRIMIDO

2.3.1. Definición.

Se denomina aire comprimido al aire cuya presión es mayor a la atmosférica. Se genera en máquinas denominadas compresores, posteriormente se almacena en depósitos para finalmente transportarlo hacia el lugar de consumo por medio de tuberías.

Un sistema de aire comprimido se divide en dos partes: el suministro (estación central) y la demanda. El lado del suministro está compuesto por el compresor, controladores y equipos de tratamiento de aire como: filtros, enfriadores, secadores, tanques de almacenamiento, etc. La demanda está compuesta por la red de tuberías, mangueras, reguladores de presión, válvulas, lubricadores, equipos neumáticos, etc.

2.3.2. Ventajas del Aire:

- El aire es de fácil captación y abunda en la naturaleza.
- El aire no posee propiedades explosivas, por lo que no existen riesgos de chispas ni de cargas electrostáticas.
- Los circuitos de aire no están expuestos a los golpes de ariete como los hidráulicos.
- Los cambios de temperatura no afectan en forma significativa.
- Energía limpia
- Fluidez y compresibilidad.

2.3.3. Características del Aire Comprimido:

- Transporte: el aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer tuberías de retorno.
- Almacenable: no es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio; el aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de estos, además puede transportarse en recipientes adecuados.
- Temperatura: el aire comprimido es insensible a variaciones de temperaturas y garantiza un trabajo seguro incluso a condiciones extremas.

- **Antideflagrante:** no existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes.
- **Velocidad:** es un medio de trabajo muy rápido; por lo que permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas.

2.3.4. Calidad del aire comprimido y la Norma ISO 8573-1.

La contaminación del aire debe ser reducida a unos mínimos en función de la calidad del aire requerida, la cual se representa mediante un código de tres cifras.

La norma ISO 8573-1: Compressed air, define las características de calidad del aire comprimido para uso general. En su primera parte, “Clases de contaminantes y calidades”, marca los niveles de contaminación permitidos por cada clase de calidad. Industrias como las de productos farmacéuticos, elaboración de alimentos y bebidas, componentes electrónicos y productos textiles, deben evitar cualquier riesgo de contaminación por las graves consecuencias que ello podría acarrear, como productos deteriorados, tiempos perdidos de producción y perjuicios a la marca y a la reputación.

Impurezas en el aire comprimido

El aire comprimido para ser utilizado en los sistemas neumáticos, si se quiere que no origine averías, no puede conectarse a ellos tal como sale del compresor. En el aire hay una serie de impurezas nocivas para la buena marcha de la instalación. La mayor parte de estas impurezas llegan al interior de la red con el aire que aspira el compresor. Según la norma ISO 8573-1, las tres mayores impurezas que podemos encontrar son las siguientes:

- Impurezas sólidas: polvo, óxido de las tuberías, hilachas de empaquetaduras del teflón, residuos de aceites quemados, organismos microbiológicos.
- Impurezas líquidas: agua en fase líquida, aceites lubricantes (más o menos quemados).
- Impurezas gaseosas: vapor de agua, vapor de aceite proveniente del calentamiento en el compresor.

2.3.5. Clases de calidad de aire según la ISO 8573-1.

La International Standards Organization (ISO) ha establecido 7 clases de calidad del aire. Una clase de calidad viene definida por tres números que indican la clase que corresponde a cada impureza (sólida, agua, aceite), según la clase incluida en la tabla N° 1 ⁽⁴⁾.

Tabla 1: Clases de calidad de aire comprimido (Fuente: norma ISO 8573-1)⁽⁴⁾

| Clase | PARTICULAS SOLIDAS | | | | Tamaño de partícula μm | Concentración mg/m^3 | AGUA | ACEITE |
|-------|--|------------------|------------------|--------|-----------------------------------|--------------------------------------|--|---|
| | Número máximo de partículas por m^3 | | | | | | Punto de rocío de presión $^{\circ}\text{C}$ | Aceite y vapor de aceite mg/m^3 |
| | Tamaño de partícula, μm | | | | | | | |
| | ≤ 0.10 | 0.10 - 0.5 | 0.5 - 1 | 1 - 5 | | | | |
| 0 | Según especificaciones del usuario final o fabricante, y más estricta que la clase 1 | | | | | | | |
| 1 | No se especifica | 100 | 1 | 0 | No aplicable | No aplicable | ≤ -70 | ≤ 0.01 |
| 2 | No se especifica | 100,000 | 1,000 | 10 | | | ≤ -40 | ≤ 0.1 |
| 3 | No se especifica | No se especifica | 10,000 | 500 | | | ≤ -20 | ≤ 1 |
| 4 | No se especifica | No se especifica | No se especifica | 1,000 | | | $\leq +3$ | ≤ 5 |
| 5 | No se especifica | No se especifica | No se especifica | 20,000 | | | $\leq +7$ | No se especifica |
| 6 | No aplicable | | | | ≤ 5 | ≤ 5 | $\leq +10$ | No se especifica |
| 7 | No aplicable | | | | ≤ 40 | ≤ 10 | No se especifica | |

Por ejemplo, la calidad de aire clase 1.6.1 según ISO 8573-1 significa:

Partículas sólidas clase 1: Tamaño de partículas $< 1 \mu\text{m}$,

Agua clase 6: punto de rocío máximo $10 \text{ }^\circ\text{C}$,

Aceite clase 1: concentración máxima 0.01 mg/m^3

Es importante entender que cada aplicación presenta un grado de calidad óptimo que verificará los requisitos funcionales con el menor costo. En función del grado de calidad se eligen los componentes de filtración, refrigeración y secado adecuados ⁽³⁾.

2.3.6. Humedad en el aire comprimido.

El aire de la atmósfera contiene siempre un porcentaje de vapor de agua (humedad). El aire al ingresar al compresor lleva consigo esta humedad. La cantidad de humedad presente en el aire comprimido depende en primer lugar de la humedad relativa del aire, que a su vez depende de la temperatura del aire y de las condiciones climatológicas. Cuando el aire admitido por el compresor se comprime, su volumen se reduce notablemente y su temperatura se eleva alcanzando el vapor de agua un estado de sobrecalentamiento apreciable. Cuando el aire se enfría, mientras permanece en el tanque acumulador y al ser impulsado por el sistema, el vapor de agua deja de ser sobrecalentado, alcanzando el punto de saturación y condensándose. Esto porque a las presiones elevadas que se dan en los sistemas de aire comprimido, las temperaturas de saturación para las cantidades de agua que entran en el sistema, suelen ser mayores que las del ambiente que rodea los tubos de distribución. Siendo esta la explicación termodinámica de la presencia de condensados en los sistemas de aire comprimido, cuando no se practica el debido secado del aire suministrado por el compresor.

2.3.7. Usos del aire comprimido.

El aire comprimido, como energía de presión, constituye junto al motor de combustión interna, la electricidad y los sistemas hidráulicos una de las fuentes de energía utilizadas dentro del campo de obras públicas y minería.

En la mayoría de las instalaciones el aire comprimido se considera como una fuente de energía comparable a la electricidad, el gas y el agua. En general es utilizado para el manejo de equipos de planta y para instrumentación.

En equipos de planta, el uso del aire comprimido hace referencia a dispositivos robustos como taladros, pulidores, elevadores, motores y otros; en este caso, el aire debe tener una calidad aceptable de humedad e impurezas.

En instrumentación, el aire comprimido es usado para actuadores de precisión y pequeños motores neumáticos; estos equipos tienen una función de control de procesos más que de potencia como en un taladro. Debido a la precisión de sus componentes, el aire comprimido usado en ellos ha de tener una calidad superior a la usada en un equipo robusto; por ejemplo, el aire ha de tener un contenido de humedad tan bajo que su punto de rocío sea siempre superior a la menor temperatura en cualquier lugar de la red con el fin de evitar la presencia de condensados.

En una planta de fabricación de cemento, el uso del aire comprimido es diverso: en la etapa de producción de crudo se utiliza en los silos de homogeneización; en la producción del clinker el aire comprimido es usado para accionar cañones y cilindros neumáticos ubicados en la torre de calentamiento del crudo, y en la molienda final de cemento se utiliza en las ensacadoras para su envasado.

2.4.- RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

El transporte del aire comprimido se realiza a través de la red de aire comprimido; se entiende red de aire comprimido al conjunto de todas las tuberías que parten desde la estación de generación, colocadas de modo que queden fijamente unidas entre sí, y que conducen el aire comprimido a los puntos de conexión para los consumidores individuales. La red debe tener las siguientes características:

- Mínima caída de presión
- Mínima pérdida de aire por fugas
- Mínima cantidad de agua en la red y en los puntos de consumo.

La red de aire comprimido consta de una red principal y una red secundaria.

Red principal: es la encargada de transportar todo el caudal de aire que se necesita en la planta. La presión en esta línea es la que entrega el compresor.

Red secundaria: es la que transporta el aire hasta los puntos de consumo. Es de menor diámetro porque solo transporta el caudal necesario para la aplicación específica.

2.5.- DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

2.5.1 Factores a considerar en el diseño de una red ⁽⁵⁾

- Dimensionamiento holgado para poder transportar el caudal que se requiere en la línea, además tener en cuenta futuras ampliaciones.
- La tubería debe tener una inclinación en el sentido del flujo del aire con una pendiente del 3%.
- Colocar purgas al final de cada pendiente.
- Se debe colocar cuellos de ganso para la salida a la tubería secundaria para evitar que el agua que pueda acumularse en

las tuberías pase al punto de consumo. Por esta razón, la toma o salida a la tubería secundaria debe ser por la parte superior de la tubería principal.

- Se debe hacer tratamiento al aire para poder disminuir el contenido de humedad en la línea; así como también, la presencia de impurezas y aceite. Esto evita que se eleven costos por daños en los dispositivos finales.
- Colocar conexiones ciegas para futuras conexiones y así prever futuras ampliaciones.
- Reducir conexiones, si se instalan muchos accesorios en la línea principal, se presentarán altas caídas de presión que obliga al compresor a trabajar por más tiempo y, por lo tanto, a consumir más energía, lo que representa altos costos en la generación de aire comprimido.
- Evaluar si se necesita una producción de aire comprimido central o descentralizada.

2.5.2 Dimensionamiento de la red.

Consiste en la determinación del diámetro único que debe tener la tubería principal en la red. Es importante hacer una buena selección del diámetro de la tubería para garantizar el caudal requerido y la presión máxima en la planta, con bajas caídas de presión.

Algunos factores a considerar en la selección del diámetro de la tubería principal:

- Caudal máximo requerido en la línea de aire comprimido
- Presión máxima (presión de servicio más alta requerida): debe estar por encima de la máxima requerida para tener en cuenta las caídas de presión que se puedan presentar.
- Caídas de presión (admisibles)
- Accesorios: codo, tees, válvulas de globo, entre otros.

2.5.3 Demanda requerida del sistema de aire comprimido.

La demanda requerida de un sistema de aire comprimido se determina a partir de las sumas del consumo promedio de aire de los equipos neumáticos, considerando sus factores de simultaneidad de trabajo y factores de uso.

Para calcular la demanda total, se debe considerar multiplicar la demanda requerida por factores por fugas y por ampliaciones futuras.

$$\text{Demanda total} = \text{Demanda requerida} * F_f * F_{af} \dots\dots(1)$$

Donde:

F_f : factor de fugas

F_{af} : factor por ampliaciones futuras

En la mayoría de los diseños de sistema de aire comprimido se debe tener en cuenta que un 10 por ciento del aire requerido se pierde por fugas en las tuberías, herramientas, mangueras, etc. La experiencia en muchas instalaciones indica que las fugas de aire es un factor relevante y debe ser considerado cuando un sistema actual es diseñado.

Para prevenir incrementos a corto plazo de futuras necesidades, se debe considerar un factor de 10% por año.

2.5.4 Ahorro energético en el montaje de la red.

Para ahorrar energía, hay que instalar tuberías lo mas rectas posible. Por ejemplo, podemos evitar los codos para esquivar pilares o columnas haciendo pasar la tubería en línea recta al lado de dichos obstáculos. Las esquinas de 90° provocan grandes pérdidas de presión, por lo que será recomendable sustituirlas por arcos de un ángulo más amplio. En las zonas húmedas de una estación moderna de aire comprimido, las

conexiones que salen de la red principal deberán instalarse hacia arriba. La tubería principal deberá tener una pendiente de 2 a 3 %, y en su punto más bajo deberá instalarse un aparato de separación de condensados. En zonas secas, las conducciones pueden ser horizontales, y las conexiones pueden dirigirse hacia abajo.

2.5.5 Material de las tuberías.

La presión y la temperatura máximas de trabajo son los factores primordiales que se debe tener en cuenta para la selección del material de las tuberías de aire comprimido ⁽³⁾. Así mismo, se debe seleccionar materiales que sean resistentes a la corrosión y de bajo costo. El material más usado es el acero galvanizado, por sus características físicas y por costo. El PVC también es usado pero puede presentar problemas de pandeo ⁽⁵⁾.

2.6.- ACCESORIOS EN UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Los accesorios en un sistema de aire comprimido son los diferentes tipos de equipos usados para el tratamiento del aire, para eliminar las impurezas, mantener la operación correcta del sistema y garantizar la presión y calidad del aire requerida. Los accesorios incluyen: filtros de aire, separadores, secadores, inter-enfriadores, post-enfriadores, lubricadores, reguladores de presión, trampas y drenajes.

En el apéndice A se puede observar el diagrama de un sistema de aire comprimido con sus respectivos accesorios.

2.6.1. Filtros de aire de aspiración.

Se ubica a la entrada del compresor para evitar el ingreso de polvo y partículas sólidas, suspendidas en el aire atmosférico, que puedan dañar el compresor y contaminar la línea de aire. Los filtros de aire de aspiración se deben mantener limpios,

libres de polvo y suciedad, para evitar caída de presión que se produce al restringir el ingreso del aire al compresor. Los filtros sucios ocasionan que la presión de succión baje considerablemente obligando que el compresor utilice más energía para alcanzar su presión de trabajo.

2.6.2. Filtros de aire comprimido.

Tienen la función de retener las partículas sólidas, agua condensada y aceites. Dependiendo del nivel de pureza de aire requerido, se utilizan diferentes tipos de filtros, entre éstos se incluyen: los filtros para partículas sólidas, filtros coalescentes para remover lubricante y humedad, y filtros absorbentes para contaminantes muy finos como vapores.

En la figura N° 2 se muestra un filtro para partículas sólidas y condensados.

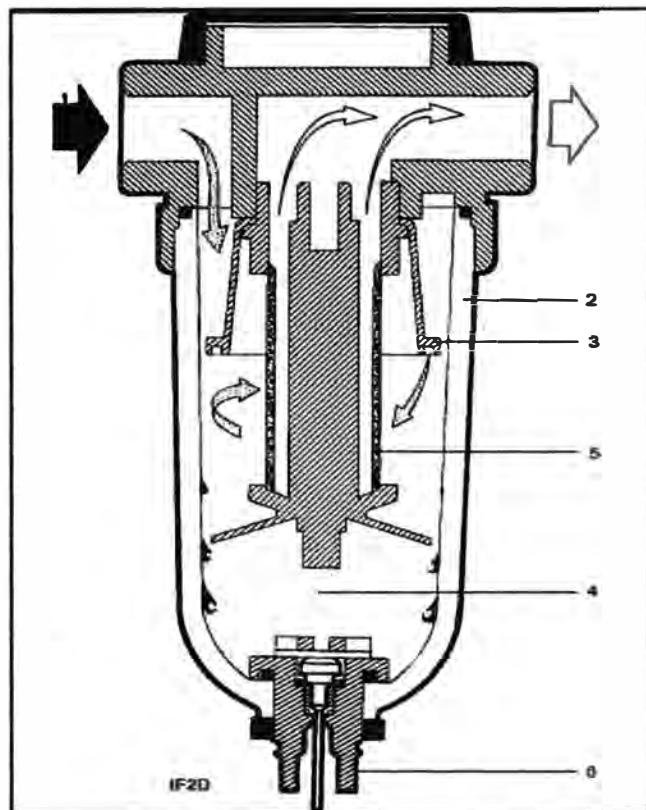


Figura N° 2: Filtro para aire comprimido

Funcionamiento: El aire comprimido (1) es dirigido al interior de la campana (2) a través del separador centrífugo (3). Las gotas de condensado y partículas sólidas se depositan en el fondo de la campana (4). El aire es filtrado entonces por la malla (5) antes de pasar al sistema. Drenar periódicamente la campana por medio de la válvula de descarga (6).

2.6.3. Separadores.

Los separadores son dispositivos que eliminan los líquidos presentes en el aire comprimido, generalmente se instala un separador después de cada enfriador para eliminar la humedad condensada.

En un separador tipo centrífugo, el aire se mueve en forma centrífuga debido a la forma de los álabes a la entrada del separador, de manera que el condensado se decanta por las paredes (ver figura N° 3). Es recomendable que se instalen separadores centrífugos en varias partes de la red principal para lograr mejores resultados en la eliminación de la humedad ⁽⁵⁾.

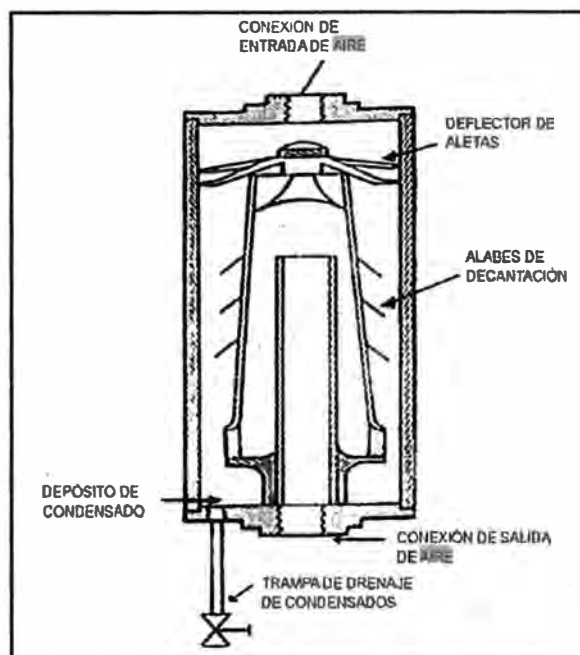


Figura N° 3: Separador centrífugo

2.6.4. Secadores.

Es un intercambiador de calor que disminuye la temperatura del aire al punto de rocío, temperatura a la cual condensa la humedad contenida en el aire. Existen varios tipos de secadores, entre los principales se tienen:

Secadores frigoríficos

Secadores de adsorción

En los **secadores frigoríficos**, el aire comprimido (caliente y húmedo) procedente del compresor ingresa al intercambiador de calor donde se enfría, por la acción de un refrigerante que pasa por él.

En los **secadores de adsorción**, el secado se efectúa mediante un adsorbente sólido, de naturaleza regenerable, que retiene el vapor de agua contenido en el aire comprimido, eliminando este vapor al ser sometido dicho adsorbente a un proceso de reactivación.

Los secadores frigoríficos se utilizan en cualquier tipo de instalación, mientras que los de adsorción se aplican en instalaciones donde se requiera mayor calidad del aire comprimido.

2.6.5. Inter-enfriador.

La mayoría de los compresores multietapas emplean enfriadores intermedios para enfriar el aire entre etapas, separar la humedad y reducir el consumo de potencia.

2.6.6. Post-enfriadores.

Se instalan a la salida de la última etapa de compresión para reducir la temperatura del aire, para condensar, separar y drenar el vapor de agua que no haya sido eliminado en los enfriadores intermedios.

2.7.- ELEMENTOS NEUMÁTICOS EN EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

En un sistema de aire comprimido los receptores o puntos de consumo son los llamados elementos neumáticos, cuya función es la de transformar la energía neumática del aire comprimido en trabajo mecánico.

2.7.1. Cilindros neumáticos.

Los cilindros o pistones neumáticos son, por regla general, los elementos que realizan un trabajo. Su función es la de transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de retroceso.

Generalmente, el cilindro neumático está constituido por un tubo circular cerrado en los extremos mediante dos tapas, entre las cuales se desliza un émbolo que separa dos cámaras. Al émbolo va unido un vástago que, saliendo de una o ambas tapas, permite utilizar la fuerza desarrollada por el cilindro en virtud de la presión del fluido al actuar sobre las superficies del émbolo. Los dos volúmenes de aire en que queda dividido el cilindro por el émbolo reciben el nombre de cámaras. Si la presión de aire se aplica en la cámara posterior del cilindro, el émbolo y el vástago se desplazan hacia delante (carrera de avance). Si la presión de aire se aplica en la cámara anterior del cilindro, el desplazamiento se realiza en sentido inverso (carrera de retroceso) ⁽⁷⁾.

Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en que se realiza el movimiento del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

Cilindros de simple efecto: son aquellos que realizan una carrera para producir trabajo en un único sentido, donde el

desplazamiento del émbolo se produce por la acción del aire comprimido; la otra carrera se da por la acción de una fuerza externa o por un resorte.

Cilindros de doble efecto: son aquellos en los que ambas carreras se producen por la acción del aire comprimido, el cual ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro para producir carreras de trabajo de avance y retroceso.

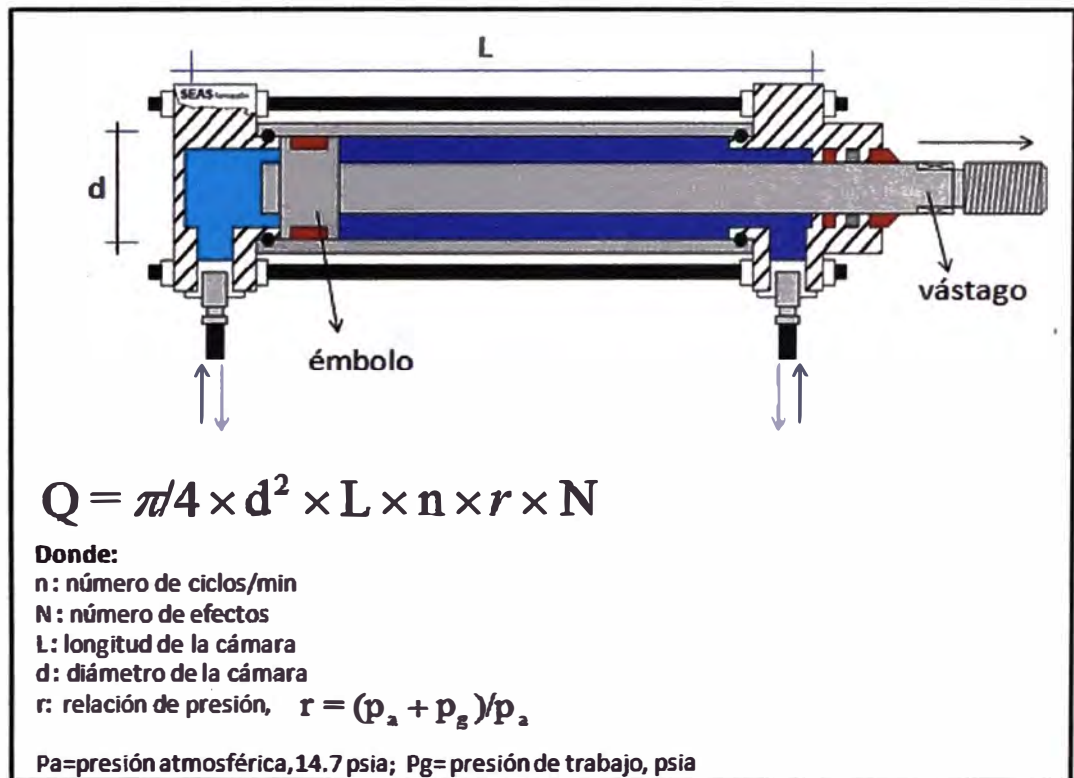


Figura N° 4: Cilindro neumático de doble efecto

2.7.2. Cañones neumáticos.

Un cañón neumático es un sistema para resolver problemas de flujo de productos a granel, tales como carbón, cemento, arena, arcilla, virutas, cereales, cal, ceniza, tierra, etc. El aire comprimido almacenado en el depósito ó tanque del cañón neumático, se lanza como una carga explosiva, en milésimas de segundo, a través de una amplia sección de tubo, hasta las zonas críticas del silo o tolva, en las que se apelmaza el producto. El

impacto de la energía fractura el producto compactado, gracias a la alta velocidad de descarga. Una vez que el impacto rompe el producto, el aire - al expandirse - causa un choque y desplaza el producto, proporcionando un flujo libre a través de la boca de tolva.

El cañón de aire es un método seguro ya que se utiliza una válvula que no produce chispas, ni llamas. Por otra parte, la estructura no sufre daños, ya que la energía se aplica directamente al producto y además su diseño reduce al mínimo el retroceso, evitando cualquier posibilidad de fatiga de la estructura.

Entre las aplicaciones de los cañones neumáticos figuran: todos los silos, depósitos, cámaras, tolvas y calderas, tanto de acero como de hormigón, madera y plástico; de forma redonda o angular; con fondo recto, inclinado o en forma de embudo así como brazos de tuberías, rampas y prácticamente en todos los casos en los que se produzca estancamiento o apelmazamiento del producto a extraer. En la figura N° 3 se muestra la disposición de los cañones según el tipo de apelmazamiento que se tenga. En la figura N° 4 se observa el uso de cañones en la parte cónica de tolvas de almacenamiento de material fino.

Los cañones neumáticos funcionan con las redes normales de aire a presión, dentro de la gama de presiones 4 -10 kg/cm², recomendándose, para el buen funcionamiento que el aire sea limpio y seco. La efectividad se ve mejorada al trabajar con muy alta presión.

La frecuencia máxima de accionamiento permite hasta 12 disparos por minuto, dependiendo siempre de la presión de la red, así como del paso de la tubería de entrada. La temperatura de funcionamiento no debería superar los 80 °C.

En la torre de calentamiento de la planta de producción de clinker se cuentan con diversos cañones instalados estratégicamente, la misión de estos cañones es prevenir la formación de pequeñas pegaduras, que si no se eliminan pueden dar lugar a un atoro del ciclón.

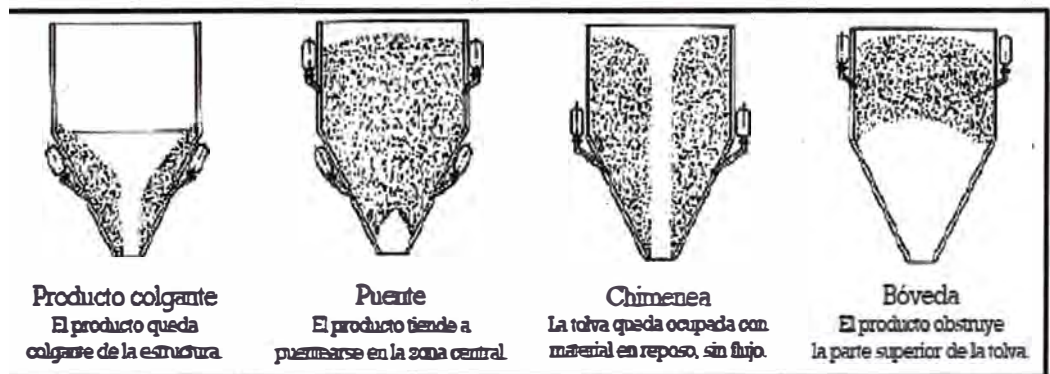


Figura N° 5: Disposición de cañones neumáticos según tipo de apelmazamiento de material



Figura N° 6: Uso de cañones en descarga de tolvas de material fino

2.8.- COMPRESORES

Los compresores son máquinas que tiene la función de transformar la energía mecánica, del eje del motor, en energía neumática de presión. Ello se puede conseguir de dos formas diferentes ⁽⁸⁾:

- Disminuyendo el volumen del aire de un recinto cerrado.
- Comunicando al aire una elevada energía cinética, que se transforma en energía de presión al ser frenado.

El conjunto de compresores y los equipos de tratamiento de aire como el pos-enfriador, secadores y tanques de almacenamiento, conforman la estación de generación en un sistema de aire comprimido.

2.8.1. Tipos de compresores.

En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases. Dependiendo de su principio de funcionamiento, los compresores son clasificados como: desplazamiento positivo, de flujo continuo ó dinámico y tipo térmico (ver figura N° 7) ⁽⁹⁾.

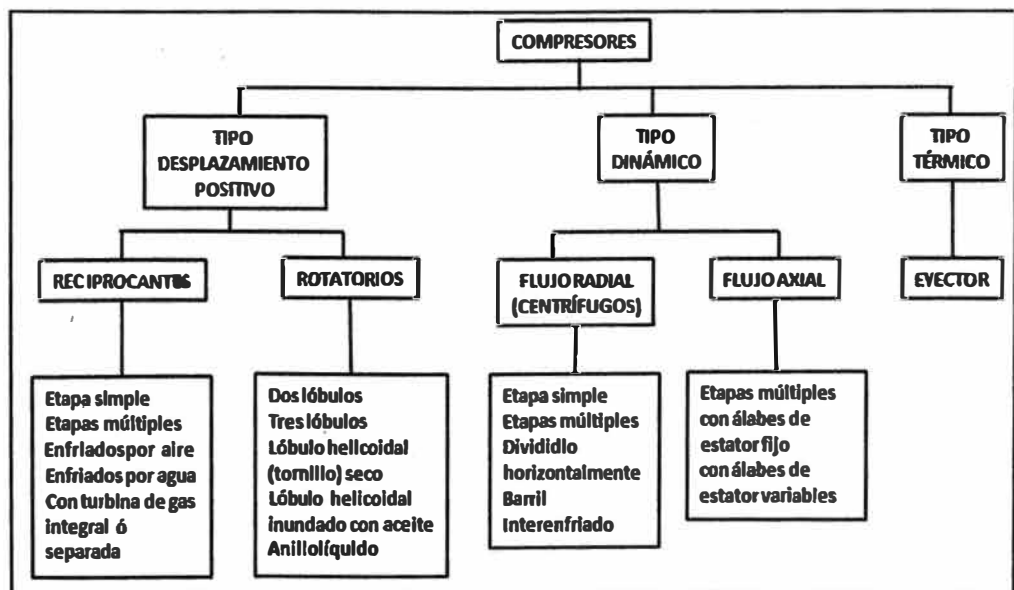


Figura N° 7: Tipos de Compresores

Los de tipo desplazamiento positivo (flujo intermitente) se dividen en dos categorías básicas: reciprocantes y rotatorios. En este tipo de compresores, el aumento de presión se consigue confinando el gas en un espacio cerrado, donde posteriormente el volumen se reduce por una acción mecánica.

En los compresores de flujo continuo ó dinámico el aumento de presión se obtiene comunicando energía cinética al flujo constante de gas y convirtiendo esta en energía de presión por medio de un difusor.

Los compresores tipo térmico, como el eyector, no recurren a la acción mecánica ya que no tienen pistones, válvulas, rotores ni otras piezas móviles.

2.8.2. Compresores de desplazamiento positivo.

2.8.2.1. Compresores reciprocantes.

Son máquinas en las cuales la compresión y el desplazamiento se efectúan por la acción positiva de un pistón que está reciprocando dentro de un cilindro.

El elemento básico de compresión reciprocante es un simple cilindro comprimiendo un solo lado del pistón, esto es para compresor de simple efecto, como se muestra en la figura N° 8. Consta de un cilindro con una válvula para la admisión y otra para la impulsión. Por el interior del cilindro desliza un pistón que va unido a un mecanismo biela-manivela, el cual tiene la misión de transformar el movimiento de rotación del eje del motor, en movimiento rectilíneo alternativo. Una unidad comprimiendo en ambos lados del pistón es de doble efecto (Figura N° 9).

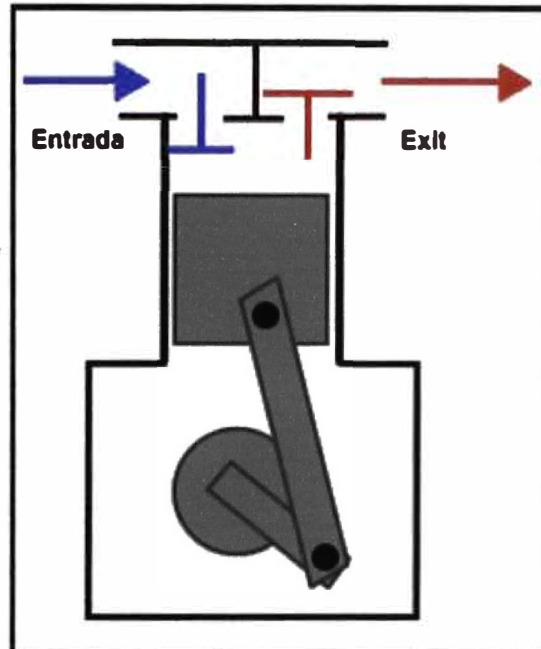


Figura N° 8: Cilindro de un compresor de pistón de simple efecto

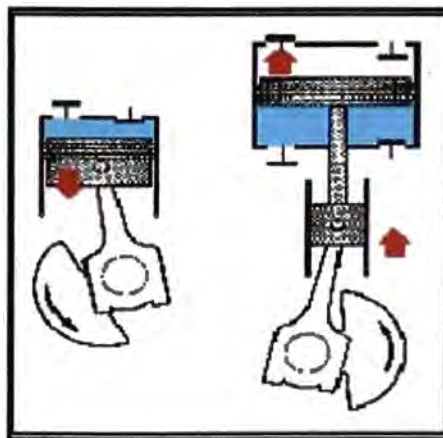


Figura N° 9: Compresor de simple efecto y doble efecto

Los compresores de pistones pueden ser de una o varias etapas. Los cilindros por efecto de la compresión se calientan, lo que lleva consigo un aumento de la temperatura del aire de admisión y por tanto una reducción del volumen admitido, que hace disminuir el

rendimiento de la instalación. Por ello, a parte de la refrigeración del aire al final de cada etapa, se realiza una refrigeración del cilindro, que puede llevarse a cabo de forma natural, mediante aletas dispersoras, en instalaciones de pequeña potencia, o de forma forzada, mediante aire o agua, en instalaciones de gran potencia. El compresor recíprocante usa válvulas automáticas de resorte que se abren únicamente cuando la presión diferencial existe a través de la válvula.

Las válvulas de admisión se abren cuando la presión en el cilindro es ligeramente menor a la presión de admisión. Las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro está un poco por encima de la presión de descarga.

El funcionamiento de las válvulas es asistido por pequeños muelles que ayudan a acelerar el movimiento de cierre.

Muchos problemas de compresión involucran condiciones que están más allá de la capacidad de una sola etapa de compresión. Una alta relación de compresión (la presión de descarga absoluta dividida por la presión absoluta de admisión) puede causar una temperatura de descarga excesiva u otros problemas. Por lo tanto se hace necesario combinar elementos o grupos de elementos en series para conformar una unidad multi-etapa, en el cual habrá dos o más pasos de compresión. El aire frecuentemente es enfriado entre etapas para reducir la temperatura y el volumen que entra a la siguiente etapa.

Los cilindros están proporcionados de acuerdo a la relación de compresión total, las etapas se van

reduciendo en volumen proporcionalmente, puesto que el gas ha sido comprimido parcialmente y enfriado en la etapa anterior, y por lo tanto ocupa menos volumen.

2.8.2.2. Compresor rotativo de tornillo.

Se conocen comúnmente con el nombre de compresores de tornillo. Es una máquina con dos rotores que comprime gas entre las cámaras de los lóbulos helicoidales entrelazados y la carcasa. El elemento básico es la carcasa en su ensamble de rotores. Los lóbulos en los rotores no son idénticos. El rotor que tiene cuatro lóbulos convexos se denomina rotor macho y el rotor que tiene seis lóbulos cóncavos se llama hembra.

El rotor macho o guía (rotor principal) consume alrededor del 85 al 90% de la potencia y el hembra o guiado requiere a lo sumo sólo del 10 al 15% de la potencia total.

En este tipo de compresores el gas se comprime y se desplaza con una rotación de presión estable. La carencia de válvula de aspiración e impulso y la inexistencia de fuerza mecánicas desequilibradas, hacen que el compresor de tornillo pueda funcionar a altas revoluciones.

Estas unidades tienen compresión interna. La relación de compresión se determina o diseña de acuerdo con la localización de los bordes de las entradas, la abertura de descarga y el ángulo de enrollamiento de los lóbulos. Con este tipo de compresores se puede conseguir presiones hasta 20 bar y caudales hasta

50000 m³/h. La figura N° 10 muestra un compresor típico de tornillos.

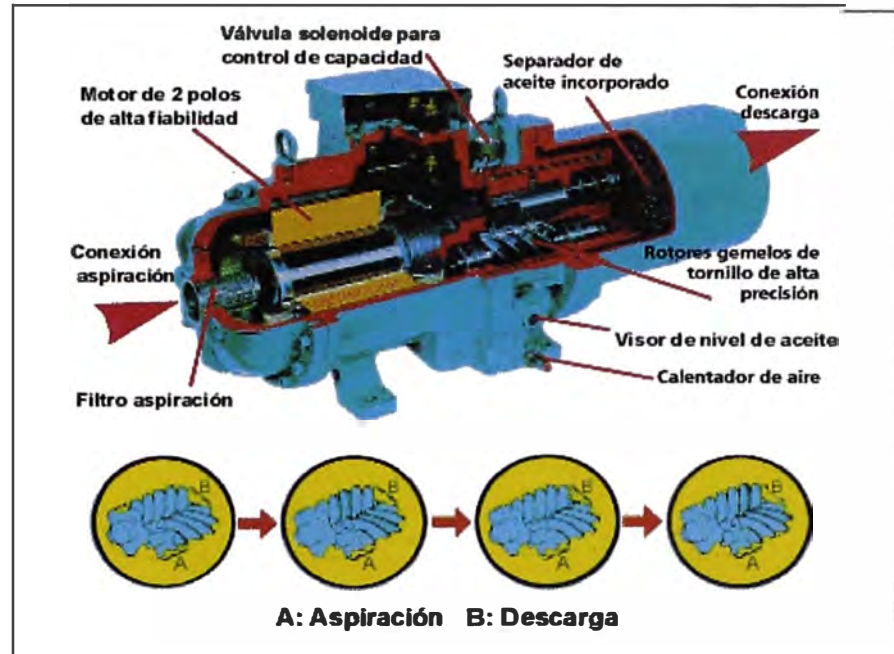


Figura N° 10: Compresor de Tornillos

2.8.3. Compresores de flujo continuo o dinámico.

En este tipo, los compresores centrífugos son los de mayor aplicación.

2.8.3.1. Compresores centrífugos

El compresor centrífugo (Figura N° 11) es una turbo máquina que consiste en un rotor que gira dentro de una carcasa provista de aberturas para el ingreso y egreso del fluido, tiene un impulsor con álabes radiales o inclinados y hacia atrás. En éste tipo de compresores se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego, al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados.

El gas es obligado a pasar a través del impulsor por la acción mecánica de los álabes. La velocidad generada se convierte en presión, parcialmente en el impulsor (la cantidad depende del diseño) y parcialmente en los difusores estacionarios que se encuentran inmediatamente después del impulsor.

Los compresores centrífugos multi-etapa utilizan dos o más impulsores dispuestos para flujo en serie, cada uno con difusor radial y canal de retorno separando los impulsores.

Estos compresores suministran el máximo caudal y las mismas presiones. Para llegar a alcanzar presiones de 6 a 8 bar se necesitan de 6 a 8 etapas, consiguiéndose fácilmente del orden de $100000 \text{ m}^3\text{N/h}$

La relación entre etapas se determina en función del cambio de velocidad y de la densidad del gas.

Los intercambios de calor se hacen voluminosos debido a que estos tipos de compresores son muy sensibles a la caída de presión.

Las unidades centrífugas comercialmente operan en su mayoría a unas 20000 revoluciones por minuto con fuerte tendencia a aumentar.

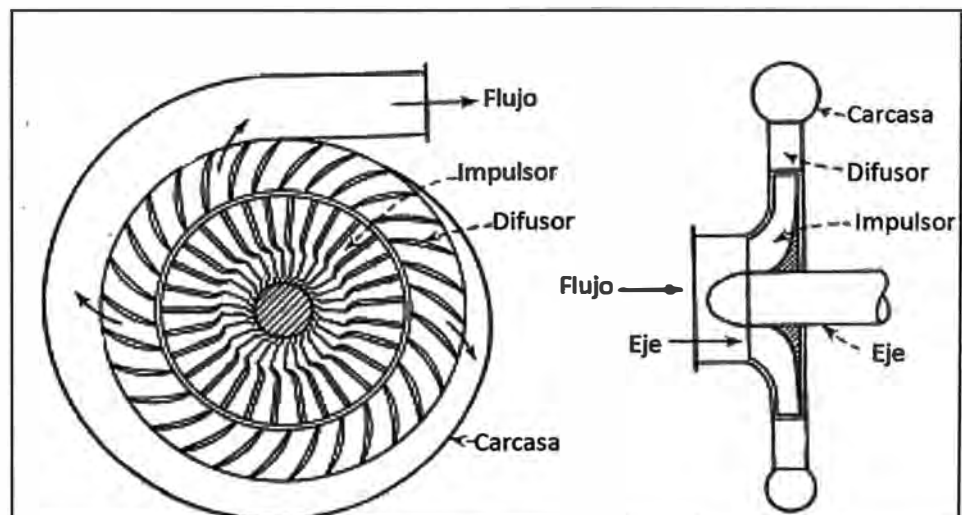


Figura N° 11: Compresor Centrífugo

2.8.4. Selección del compresor

Para escoger el equipo de compresión más satisfactorio, se debe tomar en cuenta una gran variedad de tipos, cada uno de los cuales tienen ventajas peculiares para aplicaciones dadas.

Entre los principales factores que se deben tomar en consideración, dispuestos hasta cierto punto en su orden de importancia, se encuentran: la velocidad de flujo (gasto), la carga o presión, las limitaciones de temperatura, el método de sellado, el método de lubricación, el consumo de potencia, las posibilidades de mantenimiento y el costo ⁽¹⁰⁾.

En la figura N° 12 se muestra el rango normal de operación de diferentes tipos de compresores.

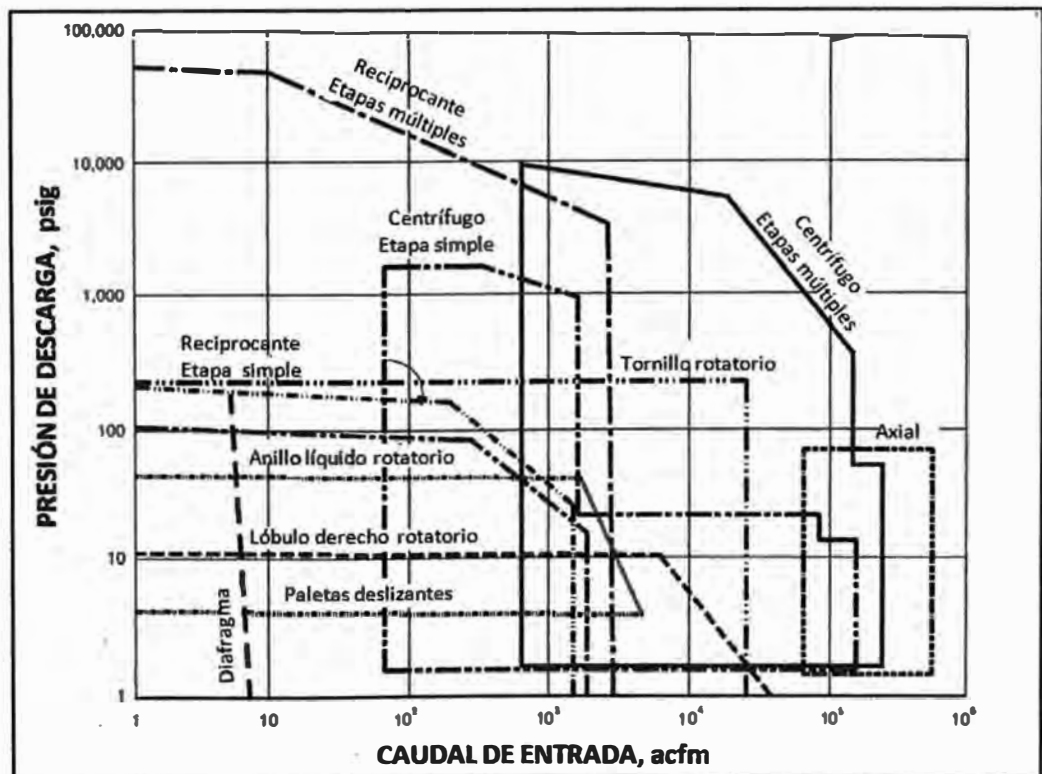


Figura N° 12: Típicos rangos de aplicación de diferentes tipos de compresores ⁽⁹⁾

2.8.5. Regulación de los compresores

Las estaciones de aire comprimido están formadas normalmente por varios compresores iguales o de diferentes tamaños. Para controlar todos los compresores es preciso contar con un controlador, puesto que el consumo de aire en una instalación neumática no es constante. Antiguamente se trataba de ir alternado el servicio de compresores de iguales dimensiones y repartir equitativamente el tiempo de marcha; ahora el objetivo es adaptar la producción de aire comprimido a las necesidades del sistema, alcanzando al mismo tiempo la máxima eficacia energética. El servicio de un compresor se puede regular para adaptar la generación de aire comprimido a la demanda. De este modo, el compresor no debe estar en marcha continuamente o no tiene que estarlo a plena carga. Ambas situaciones suponen un ahorro energético y prolongan la vida del compresor.

III.-DESARROLLO DEL TEMA

3.1.- OBJETIVOS

- Conocer mejor la operación del sistema de aire comprimido para tomar decisiones preventivas.
- Determinar las causas por las que el sistema de aire comprimido de la planta de producción de clinker, no cumple con los requerimientos necesarios para abastecer en todo momento un servicio acorde con las características técnicas de los equipos neumáticos instalados.
- Presentar propuestas o alternativas de mejora a los problemas determinados.
- Proponer alternativas para optimizar el suministro de aire comprimido.

3.2.- ALCANCE

- El estudio se llevará a cabo en el sistema de aire comprimido de una planta de producción de clinker para cemento, evaluando las condiciones de operación tanto del sistema de generación como el de la red de distribución que transporta el aire hacia los equipos neumáticos ubicados en la torre de calentamiento de crudo.
- El estudio no abarca el diseño de compresores ni tanques pulmón.

3.3.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ACTUAL DE AIRE COMPRIMIDO

3.3.1. Descripción del suministro de aire comprimido.

El sistema actual de generación de aire comprimido con que cuenta la planta de producción de clinker, consta de una estación central compuesta por dos compresores principales que trabajan

en disposición paralela y simultánea y un compresor de respaldo, entregando el aire a una línea común.

La poca información que se tiene de los compresores se resume en la tabla N° 2.

Tabla 2: Características de los Compresores

| IDENTIFICACIÓN | MARCA / MODELO | TIPO | CONTROL | POTENCIA NOMINAL (HP) | REFRIGERACION |
|---------------------------|------------------------|---------------------|---------|-----------------------|---------------|
| Compresor # 1 (principal) | Ingersoll Rand / SM | Pistón recíprocante | On-off | 8 | Aire |
| Compresor # 2 (respaldo) | Campbell / SM | Pistón recíprocante | On-off | 15 | Aire |
| Compresor # 3 (principal) | Chicago Pneumatic / SM | Pistón recíprocante | On-off | 9 | Aire |
| TOTAL | | | | 32 | |

- Cada compresor cuenta con sus respectivos filtros de entrada de aire así como con su tanque de almacenamiento los cuales entregan el aire a una línea común.
- El sistema trabaja con los compresores Ingersoll Rand (Figura N° 13) y Chicago Pneumatic (Figura N° 14) como compresores principales, quedando el compresor Campbell (Figura N° 15) de respaldo. Cabe resaltar que en un primer inicio, el sistema trabajaba solo con los compresores Campbell y Chicago Pneumatic como compresor principal y de respaldo respectivamente, en vista de la necesidad de cubrir mayor demanda de aire se instaló el compresor Ingersoll Rand.



Figura N° 13: Compresor Ingersoll Rand



Figura N° 14: Compresor Chicago Pneumático



Figura N° 15: Compresor Campbell

- Los compresores tienen un control en paralelo mediante presostatos, los cuales están regulados para que arranquen cuando la presión del tanque pulmón baja a 95 psi y paren cuando la presión llega a 110 psi.
- La estación central está ubicada al costado del enfriador de clinker, cuyo calor genera que la temperatura en el medio que rodea a la estación se encuentre entre 50-70 °C.
- La estación central está ubicada a 35 metros de la torre de calentamiento de crudo, donde se encuentran ubicados todos los puntos de consumo.
- La cantidad de humedad que se condensa en el sistema no ha sido evaluada.
- Los drenajes de condensados de los tanques pulmón son manuales, es decir que un operario de producción debe drenar el condensado cada cierto tiempo.

- El sistema no tiene un diseño inicial original, se instaló según la necesidad que se tenía en un primer momento. Además no se ha tenido en cuenta las ampliaciones futuras ni las consideraciones que se deben tener en todo diseño de sistemas de aire.

3.3.2. Descripción del sistema de distribución de aire.

- El sistema de distribución de aire comprimido con que cuenta la planta está compuesto por un sistema de tuberías de acero galvanizado de diámetros nominales de 3/4 pulgada en la tubería principal y de ½ pulgada en las tuberías secundarias.
- El sistema cuenta con 3 filtros con purga manual de agua, los cuales son operados por un operario de producción. El primer filtro está ubicado en la línea común a la de salida de la estación de generación, el segundo en el nivel más bajo de la red principal de la torre de calentamiento y el tercero como unidad de mantenimiento en la línea secundaria que ingresa a los cilindros neumáticos.
- Cada línea secundaria de ingreso a los cañones neumáticos cuenta con un lubricador de aceite. Así mismo, la línea secundaria de ingreso a los cilindros neumáticos cuenta con una unidad de mantenimiento.

En la figura N° 16 se muestra el diagrama de tuberías e instrumentos del sistema de aire comprimido.

VER:
FIGURA N°16

3.4.- PROBLEMAS QUE PRESENTA EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

- Continuas caídas de presión en la red, la baja presión en los cañones neumáticos (75 a 80 psi), ocasiona que éstos no revienten con la fuerza necesaria, lo que propicia la presencia de material pegado en las paredes y codos de ingreso de los ciclones. La presión mínima requerida es de 95 psig.
- Debido a las continuas caídas de presión en la red (75 a 80 psi), los cilindros neumáticos no realizan la carrera de ida en forma completa trabándose a media carrera sin realizar su trabajo específico. Los cilindros trabajan a 100 psi.
- Se evidencia problemas con la calidad del aire en cuanto a la carga de humedad en la red, la presencia de condensado de agua en el sistema daña las partes internas de los cañones y cilindros neumáticos generando paradas de los mismos, daños de electroválvulas e intervención de mano de obra especializada.
- Se observa que los ciclos de arranque y parada de los compresores son más continuos, por lo que estos tienden a fallar generando altos costos por mantenimiento. Las fallas generalmente se dan por desgaste de sellos internos, cilindros, recalentamiento de motor.
- Con el transcurso del tiempo se han ido incrementado puntos de consumo sin tener en cuenta la capacidad del sistema.

3.5.- EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Para conocer la forma de operación del sistema de aire comprimido y realizar un buen estudio para identificar las causas de los problemas existentes, fue necesario realizar la siguiente evaluación:

- Identificación del uso del aire comprimido en la planta de producción de clinker y cálculo de la demanda teórica del aire requerido.
- Determinación de la calidad del aire comprimido que se requiere y cálculo de la cantidad de condensado en el sistema.
- Determinación del perfil de operación del sistema de aire comprimido: Perfil de demanda de aire y perfil de presión del sistema de generación.
- Determinación del ciclo de arranque de los compresores.
- Evaluación de la red de distribución de aire comprimido: red de tuberías.
- Cálculo de la caída de presión en el sistema.
- Detección de fugas de aire en todo el sistema.
- Estimación del costo del aire comprimido.

3.6.- IDENTIFICACIÓN DEL USO DEL AIRE COMPRIMIDO

La planta de producción de clinker usa el aire comprimido para accionar cañones y cilindros neumáticos ubicados en la torre de calentamiento del crudo, dichos equipos están ubicados de la siguiente forma:

Ciclón 1: 2 cañones neumáticos a 95 psi

Ciclón 2: 6 cañones neumáticos a 95 psi

Ciclón 3: 6 cañones neumáticos a 95 psi

Ciclón 4: 6 cañones neumáticos a 95 psi

Válvulas de compuerta: 2 Cilindros neumáticos de doble efecto a 100 psi

Rastrillos de limpieza de ductos: 2 Cilindros neumáticos de doble efecto a 100 psi.

3.7.- DETERMINACIÓN DE LA CALIDAD REQUERIDA DE AIRE

En el proceso de producción de clinker, la calidad del aire comprimido que ingresa a los ciclones a través de los cañones neumáticos no afecta directamente al producto, las impurezas se calcinan o evaporan dada las altas temperaturas que se tienen en cada ciclón (ciclón N°1 entre 350 a 450 °C, ciclón N°2 entre 550 a 650 °C, ciclón N°3 entre 700 a 800 °C y ciclón N°4 entre 800 a 900 °C), siendo estos vapores arrastrados con los gases de salida del horno.

Según información obtenida de las hojas técnicas del fabricante, para el buen funcionamiento de los cañones neumáticos, se recomiendan aire comprimido limpio y seco (ver Apéndice B). Para los cilindros neumáticos, se necesita aire con cantidades bajas de humedad e impurezas y deben contar con un lubricador de aceite.

Por ello se debe minimizar el condensado de agua para evitar daños en los elementos mecánicos internos de estos equipos. La falla de estos equipos ocasiona una baja en la productividad por atascos de material en el interior de los ciclones y tiempos muertos.

Así mismo, es importante minimizar el condensado de agua en la red para evitar corrosión de las tuberías. De acuerdo a ello, se necesita un aire tipo industrial cuya calidad sea clase 6.4.2 según ISO 8573.1, es decir:

- Partículas sólidas clase 6:
 - Máximo tamaño de partícula = 5 micras
 - Concentración máxima = 10 mg/m³
- Humedad clase 4: Punto de rocío ≤ 3°C
- Aceite clase 2: concentración máxima = 0.1 mg/m³

3.7.1. Cantidad de agua condensada en el aire comprimido.

La cantidad de agua que condensa en el sistema de aire comprimido se determina por la diferencia entre la cantidad de humedad que ingresa al sistema con el aire atmosférico aspirado y la cantidad de vapor de agua contenido en el aire comprimido a las condiciones de compresión.

Condiciones en zona de aspiración (estación de generación):

Se determinó las condiciones en la zona de aspiración, midiendo el valor de la temperatura ambiente y la humedad relativa en el interior de la estación de generación, para lo cual se usó un termo-higrómetro.

Tabla N° 4: Condiciones en zona de aspiración

| | |
|----------------------|-----------|
| Temperatura ambiente | 38 °C |
| Presión ambiente | 14.7 psia |
| Humedad relativa | 36.5 % |

Para estas condiciones, del gráfico psicométrico (ver apéndice C) y la tabla 12-1⁽¹⁰⁾ (ver apéndice D), se obtiene:

Tabla N° 5: Propiedades del aire aspirado

| | |
|--------------------------|---|
| Vapor de agua en el aire | 0.015 lb vapor/lb aire seco |
| Volumen del aire húmedo | 14.106 ft ³ aire húmedo/lb aire seco |

Luego, el contenido de vapor de agua en el aire aspirado, 0.001 lb vapor / ft³ aire húmedo aspirado.

El caudal de aire aspirado por el compresor, se calcula con la ecuación de los gases ideales, teniendo en cuenta el caudal requerido de aire (Tabla N° 3) y las condiciones en la zona de aspiración:

Caudal de aire aspirado, 186.38 ft³/min

Caudal de aire aspirado, 268387.2 ft³ de aire/día

Por tanto, la cantidad de vapor de agua que ingresa al sistema con el aire aspirado será:

$$0.001 \text{ lb/ft}^3 * 268387.2 \text{ ft}^3/\text{día} = 285.40 \text{ lb de vapor de agua/día}$$

Condiciones a la salida del compresor (tanque pulmón):

Tabla N° 6: Condiciones en el tanque pulmón

| | |
|-----------------------------|------------|
| Temperatura aire comprimido | 40 °C |
| Presión aire comprimido | 124.7 psia |
| Humedad relativa | 100 % |

Para estas condiciones, del gráfico psicométrico (ver apéndice C) y la tabla 12-1⁽¹⁰⁾ (ver apéndice D), se obtiene:

Tabla N° 7: Propiedades del aire comprimido

| | |
|--------------------------|---|
| Vapor de agua en el aire | 0.048 lb vapor/lb aire seco |
| Volumen del aire húmedo | 15.324 ft ³ aire húmedo/lb aire seco |

Luego, el contenido de vapor de agua que como máximo puede contener el aire a las condiciones de salida del compresor, 0.0031 lb vapor / ft³ aire comprimido.

El caudal de aire comprimido es igual a la demanda requerida de aire (Tabla N° 3):

$$\text{Caudal de aire comprimido} = 36430.56 \text{ ft}^3/\text{día}$$

Por tanto, la cantidad de vapor de agua contenido será:

$$0.0031 \text{ lb/ft}^3 * 36430.56 \text{ ft}^3/\text{día} = 114.11 \text{ lb vapor de agua/día}$$

La cantidad de agua que condensa es igual a la diferencia entre la cantidad de vapor de agua en el aire atmosférico aspirado y la cantidad de vapor de agua contenida en el aire a las condiciones de salida del compresor:

Condensado = $(285.40 \text{ l} - 114.11) \text{ lb/día} = 171.29 \text{ lb agua/día}$

Condensado = $77.69 \text{ Kg agua/día}$

Densidad del agua a $40^\circ\text{C} = 1000.903 \text{ gr/litro}$

Volumen de agua condensada = 77.62 litros/día

Este condensado se acumula principalmente en los tanques pulmón ya que, el aire al expandirse en el volumen del tanque, se enfría condensándose el vapor de agua. Inevitablemente ocurrirá una condensación adicional en el sistema, por el enfriamiento adicional que experimenta el aire en su recorrido hacia los puntos de consumo.

3.8.- DETERMINACIÓN DEL PERFIL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Con la finalidad de observar las características de operación del sistema de aire comprimido, se realizó un diagnóstico basado en un análisis de demanda de aire asistido por ordenador (ADA) desarrollado por Kaeser Compresores, el cual permite obtener información relevante para determinar el perfil de la demanda de aire y el perfil de la presión del sistema.

La recolección de datos se realizó por un período de 10 días durante las 24 horas.

En el perfil de demanda de aire (figura N° 17), se observa que la demanda de aire comprimido de la planta de producción de clinker es muy fluctuante y oscila entre un mínimo de $14 \text{ ft}^3/\text{min}$ y un máximo de $69 \text{ ft}^3/\text{min}$, pero en su mayor parte la fluctuación se presenta entre 32 a $39 \text{ ft}^3/\text{min}$ con un promedio $35 \text{ ft}^3/\text{min}$.

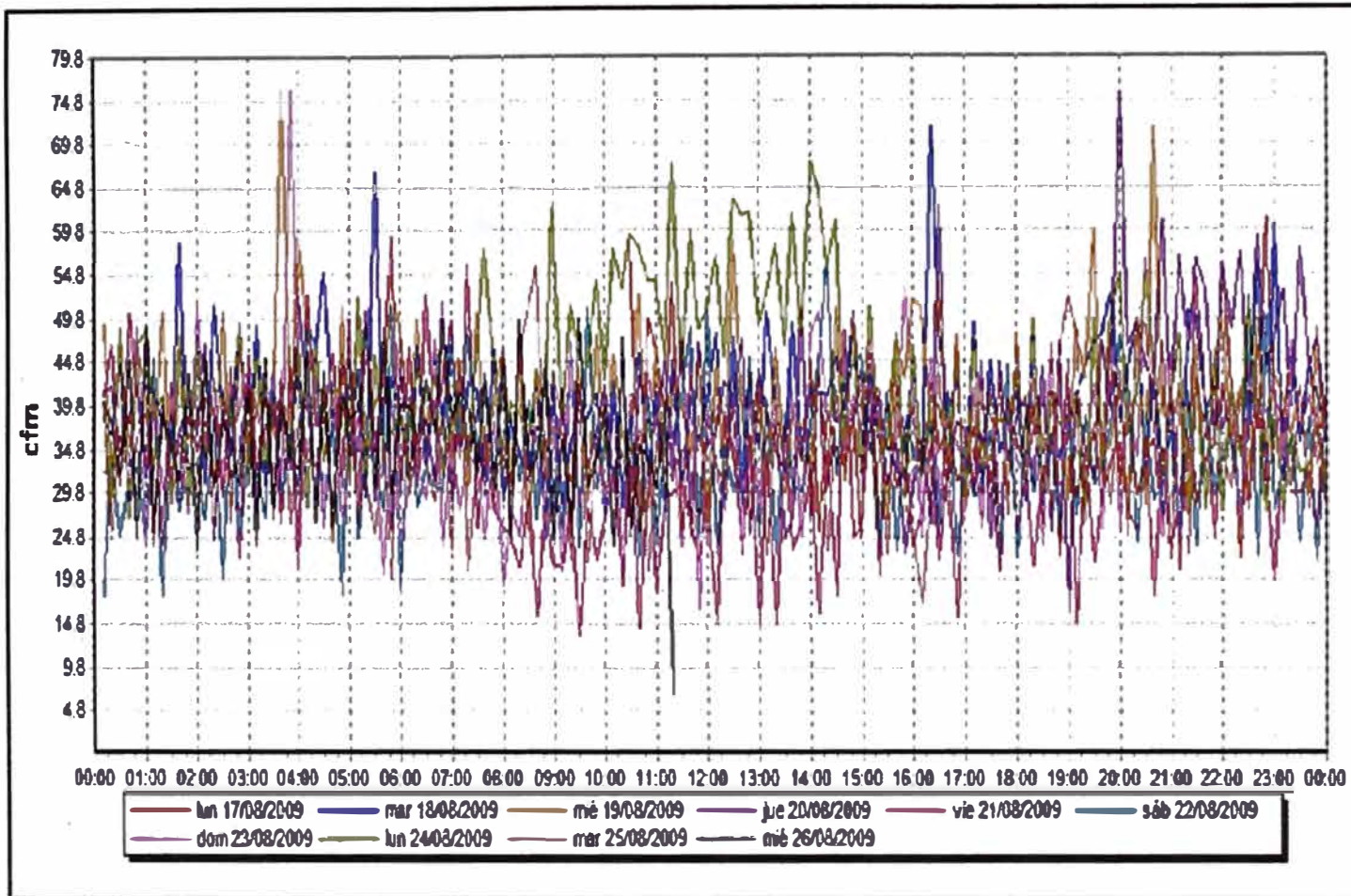


Figura N° 17: Perfil de demanda de aire del sistema de aire comprimido de la Planta de producción de Clinker

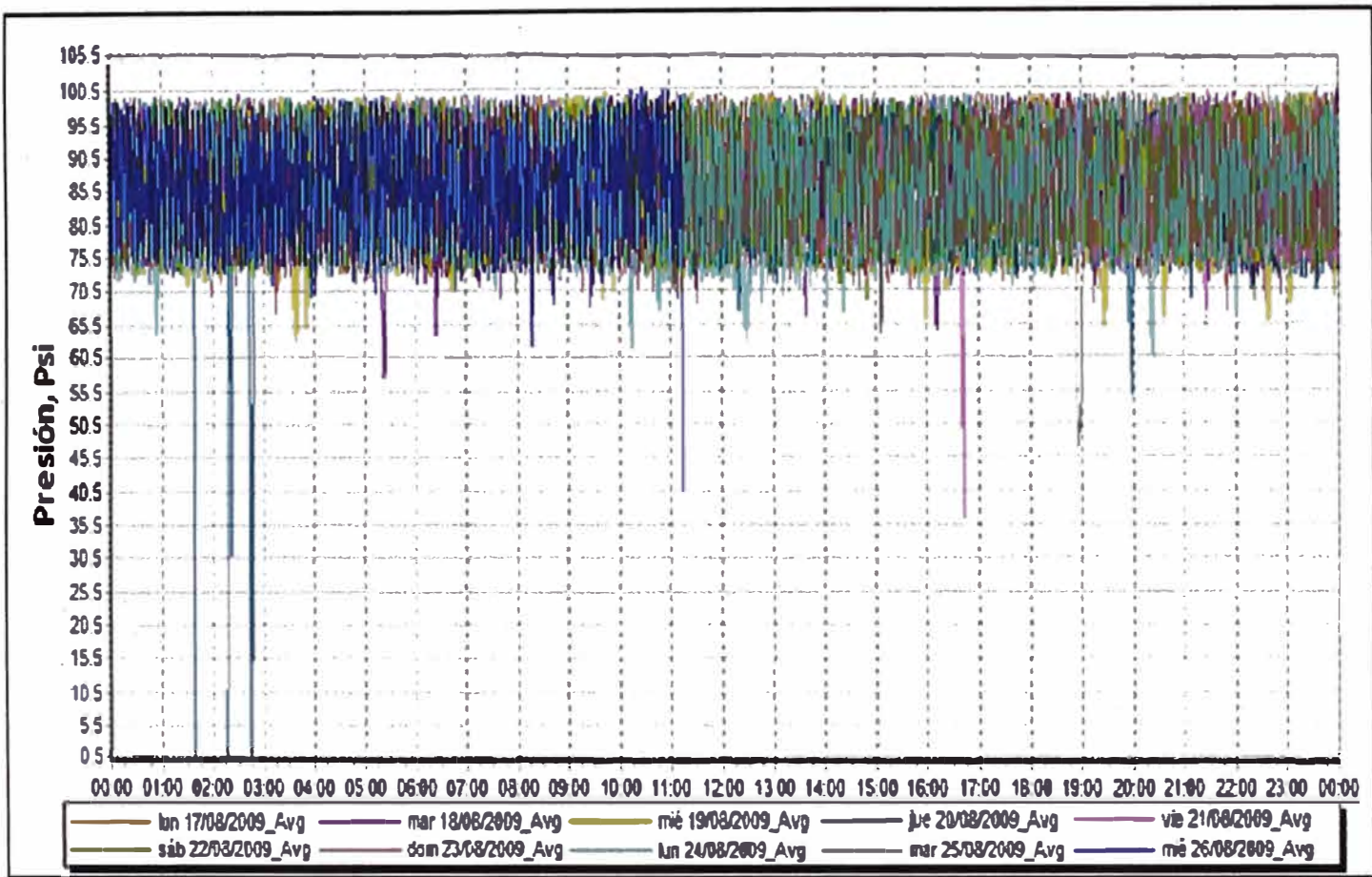


Figura Nº 18: Perfil de presión del sistema de aire comprimido de la Planta de producción de Clinker

El comportamiento irregular como los picos más altos que se presentan en la demanda entre las 3:30 am y 4:00 am de los días 19 y 23/08/09 coincide con problemas de atoros en las válvulas de descarga de los ciclones N° 3 y N° 4 ocurridos en esas fechas, para lo cual se tuvo que utilizar aire comprimido de los puntos de emergencia para desatorar.

En el perfil de presión (figura N° 18), se observa que en general, la presión de la red oscila normalmente entre 72 y 98 psig, lo cual representa una caída de 26 psig. Tener en cuenta que los presostatos están regulados para que los compresores trabajen entre 95 a 110 psig.

Existen puntos en donde la presión se cae hasta valores de 40 a 50 psig.

Estas altas caídas de presión causan problemas con la operación de los equipos neumáticos los cuales necesitan presiones de trabajo entre 90 a 100 psig en forma continua.

3.9.- CICLO DE ARRANQUE DE LOS COMPRESORES

Para observar el trabajo de los compresores, se tomó tiempos de arranque y parada de los mismos en diferentes días de operación para determinar su ciclo de arranque.

La toma de datos se realizó por 3 horas en 5 días diferentes. En la tabla N° 8 se reportan los tiempos promedios de operación.

La figura N° 19 muestra el ciclo de arranque de los compresores, tener en cuenta que ambos compresores arrancan y paran al mismo tiempo.

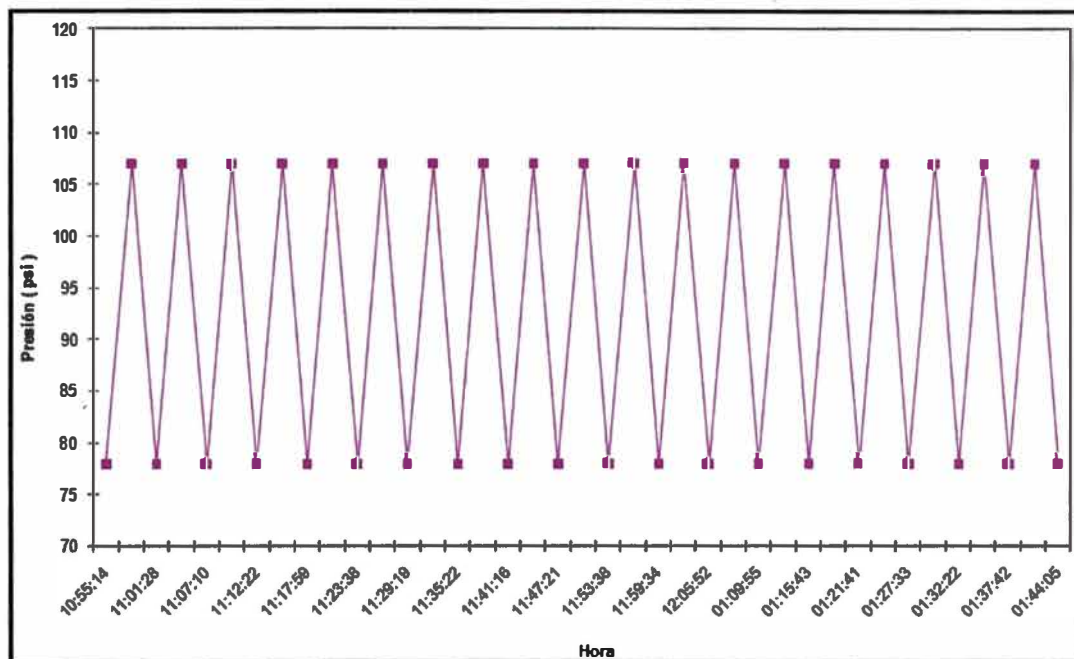


Figura N° 19: Ciclo de arranque de los compresores

Tabla N° 8: Ciclo de operación de los compresores

| Día N° | Tiempo de carga, min | Tiempo de descarga, min | N° arranques por hora | % Tiempo a plena carga |
|--------|----------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|
| 1 | 2.95 | 2.55 | 11 | 53.64% |
| 2 | 2.55 | 2.36 | 12 | 51.90% |
| 3 | 3.64 | 2.06 | 11 | 63.80% |
| 4 | 3.12 | 2.58 | 11 | 54.74% |
| 5 | 2.56 | 2.05 | 13 | 55.53% |

Tiempo promedio a plena carga = 2.96 min.

Tiempo de ciclo de trabajo = 5.29 min.

% tiempo a plena carga, % tt = 56%

Los compresores realizan entre 11 a 13 arranques por hora

3.10.-EVALUACIÓN DEL DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

De acuerdo al perfil de presión, presentado en la figura N° 18, el sistema presenta altas caídas de presión y variaciones muy fluctuantes en la demanda de aire, por lo que se recomienda hacer una evaluación del diseño de la red de distribución. Esta evaluación comprende la determinación del diámetro adecuado de la red de las tuberías principal y secundaria para transportar el aire requerido según la demanda actual. Así mismo, el cálculo de la caída de presión que tiene el sistema actual y la caída de presión que corresponde si se utilizan tuberías con los diámetros adecuados obtenidos.

3.10.1. Base de diseño

- Demanda total requerida de aire = 25.299 ft³/min
- Longitud y distribución de tuberías de acuerdo a la disposición actual en planta, desde la estación central hasta los puntos de consumo ubicados en la torre de calentamiento del crudo. Ver figura N° 16: Diagrama de tuberías e instrumentos.

3.10.2. Consideraciones de diseño

- Velocidad del aire en tuberías y líneas de aire comprimido, 2,000 ft/min ⁽¹¹⁾.
- Factor de seguridad por fugas de aire: 10%
- Factor de seguridad para caudal por ampliaciones futuras: 10%
- Material de tuberías: Acero galvanizado

- Rugosidad de tuberías después de un tiempo de vida razonable (10 a 20 años) = 10% adicional ⁽¹²⁾
- Eficiencia de compresores recíprocos = 80 % ⁽¹²⁾

3.10.3. Diámetro nominal de tuberías

Con la demanda requerida (Tabla N° 3) y aplicando la ecuación 1 se calcula la demanda total de aire, 30.612 ft³/min.

Con la demanda total y la velocidad en líneas de aire comprimido, se calcula el diámetro interno teórico de tuberías, tal como se muestra en el apéndice E.

Se calcula el espesor mínimo de tubería de acuerdo a la ASME B31-1-2001, ver apéndice F.

Con el diámetro interno teórico y el espesor mínimo de tubería se determina el diámetro nominal de las tuberías utilizando la Tabla N° 10.22 del Perry's Chemical Engineers' Handbook⁽¹³⁾ (ver apéndice G).

En la tabla N° 9 se muestra las especificaciones obtenidas para las tuberías.

Tabla N° 9: Especificación de tuberías

| Tramo de red | | Q (ft ³ /min) | Espesor tubería (in) | D nominal (in) | Cédula |
|--------------|-----|-----------------------------|----------------------------|----------------------|--------|
| Principal | A-B | 30.612 | 0.109 | 1 1/2 | 10S |
| | B-J | 30.612 | 0.109 | 1 1/2 | 10S |
| Secundaria | B-C | 2.821 | 0.109 | 1/2 | 40S |
| | D-E | 9.184 | 0.113 | 3/4 | 10S |
| | F-G | 9.184 | 0.113 | 3/4 | 10S |
| | H-I | 9.184 | 0.113 | 3/4 | 10S |
| | J-K | 3.061 | 0.109 | 1/2 | 40S |

3.10.4. Cálculo de la Caída de Presión

Con los diámetros de tuberías obtenidos, se calcula la caída de presión en el sistema, utilizando la ecuación de Darcy y el método de longitud equivalente.

En el apéndice H se muestra una tabla con la longitud equivalente de diferentes accesorios.

Tabla N° 10: Longitud equivalente (metros)

| Tramo de red | | Longitud (m) | Cantidad de accesorios | | | Longitud Equivalente total |
|--------------|-----|--------------|------------------------|-----------|--------------------|----------------------------|
| | | | Tes | Codos 90° | Válvulas esféricas | |
| Principal | A-B | 35.0 | 1 | 4 | 2 | 40.486 |
| | B-J | 22.4 | 4 | 0 | 0 | 30.324 |
| Secundaria | B-C | 7.5 | 3 | 5 | 7 | 13.901 |
| | D-E | 7.5 | 4 | 3 | 5 | 15.120 |
| | F-G | 7.5 | 6 | 3 | 6 | 15.120 |
| | H-I | 7.5 | 8 | 10 | 9 | 15.120 |
| | J-K | 7.5 | 1 | 4 | 3 | 10.243 |

Con el número de Reynolds y la rugosidad del acero, en el diagrama de Moody⁽⁹⁾ (ver apéndice I), se halla el factor de fricción. Teniendo el factor de fricción se halla la caída de presión.

Tabla N° 11: Caída de presión por tramos con diámetros adecuados de tubería

| Tramo de red | | D nominal | N° Reynolds | $1.1*(e / D)$ | f | ΔP |
|--------------|-----|-----------|-------------|---------------|-------|------------|
| Principal | A-B | 1 1/2" | 2.70E+05 | 0.0039 | 0.007 | 2.30 |
| | B-J | 1 1/2" | 2.70E+05 | 0.0039 | 0.007 | |
| Secundaria | B-C | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.011 | 2.90 |
| | D-E | 3/4" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | 2.24 |
| | F-G | 3/4" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | 2.24 |
| | H-I | 3/4" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | 2.24 |
| | J-K | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.011 | 2.90 |

Caída total de presión en el sistema con nuevo diseño de tuberías = 14.84 psi.

Realizando el mismo procedimiento de cálculo para determinar la caída de presión que tiene el sistema con el diseño actual de tuberías, se obtiene:

Tabla N° 12: Caída de presión por tramos en el sistema actual de tuberías

| Tramo de red | | D nominal | N° Reynolds | $1.1*(e / D)$ | f | ΔP |
|--------------|-----|-----------|-------------|---------------|-------|------------|
| Principal | A-B | 3/4" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | 6.88 |
| | B-J | 3/4" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | |
| Secundaria | B-C | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.010 | 3.72 |
| | D-E | 1/2" | 1.32E+05 | 0.0080 | 0.009 | 3.72 |
| | F-G | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.010 | 3.72 |
| | H-I | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.010 | 3.72 |
| | J-K | 1/2" | 9.97E+04 | 0.0106 | 0.010 | 3.72 |

Caída total de presión en el sistema con diseño actual de tuberías = 25.48 psi

3.11.-DETECCIÓN DE FUGAS DE AIRE EN EL SISTEMA

Se determinó fugas haciendo un recorrido de inspección y aplicando agua jabonosa por todo el sistema de aire de la planta en plena operación. En la tabla N° 13 se describen las fugas detectadas.

Tabla N° 13: Fugas detectadas en el sistema de aire comprimido

| N° | UBICACIÓN | DESCRIPCION | FRECUENCIA |
|----|------------|--|-------------------|
| 1 | Ciclón 1-B | Fuga leve en la brida del cañón | solo cuando carga |
| 2 | Ciclón 2 | Fuga regular en la brida del cañón ubicado en el codo de ingreso al ciclón | solo cuando carga |
| 3 | Ciclón 2 | Fuga regular en el codo 90° del tubo del manómetro del cañón lado Sur | solo cuando carga |

| Nº | UBICACIÓN | DESCRIPCION | FRECUENCIA |
|-----------|------------------------------|--|-------------------|
| 4 | Ciclón 2 | Fuga fuerte en la manguera de conexión del cañón ESTE (amarrada con alambre) | continua |
| 5 | Ciclón 2 | Fuga fuerte en la manguera de conexión del cañón de la válvula del ciclón (amarrada con alambre) | continua |
| 6 | Ciclón 2 | Fuga regular en la brida del cañón OESTE | solo cuando carga |
| 7 | Descarga del ciclón 2 | Fuga fuerte en la manguera de conexión del cañón ubicado bajo la válvula del ciclón | continua |
| 8 | Ciclón 3 | Fuga leve en la manguera de conexión y electroválvula del cañón ESTE | continua |
| 9 | Ciclón 4 | Fuga fuerte en la válvula de desfogue y manguera de conexión del cañón OESTE | solo cuando carga |
| 10 | Ciclón 4 | Fuga regular en la válvula de purga y manguera de conexión del manómetro del cañón NORTE | solo cuando carga |
| 11 | Ciclón 4 | Fugas leves en las mangueras de conexión de los cañones SUR y ESTE | solo cuando carga |
| 12 | Purga de Alcalis | Fuga fuerte por el sello de los cilindros neumáticos. | continua |
| | | Fuga fuerte por el filtro de agua de la línea de aire. | continua |
| 13 | Válvulas de la caja de humos | Fuga fuerte en la manguera de conexión del pistón superior | continua |

Las fugas de aire por las mangueras son por avería o mal ajuste de las abrazaderas y pequeñas rajaduras de aproximadamente 2 mm que presentan (ver Figura N° 20). Se encontró que algunas mangueras están amarradas con alambre.

Las fugas de aire por las bridas de los cañones se deben a desgaste de la empaquetadura de asbesto y pernos flojos.

La fuga de aire por el filtro de agua con purga manual, se debe a la avería de la válvula de purga, la cual se rompió y nadie había reportado, quedándose en posición abierta.

Durante el recorrido se observa un uso inadecuado del aire, en los puntos de emergencia destinados para la limpieza de válvulas de descarga de los ciclones en caso de atoros, el personal utiliza el aire para limpieza de áreas y de sus propios uniformes.

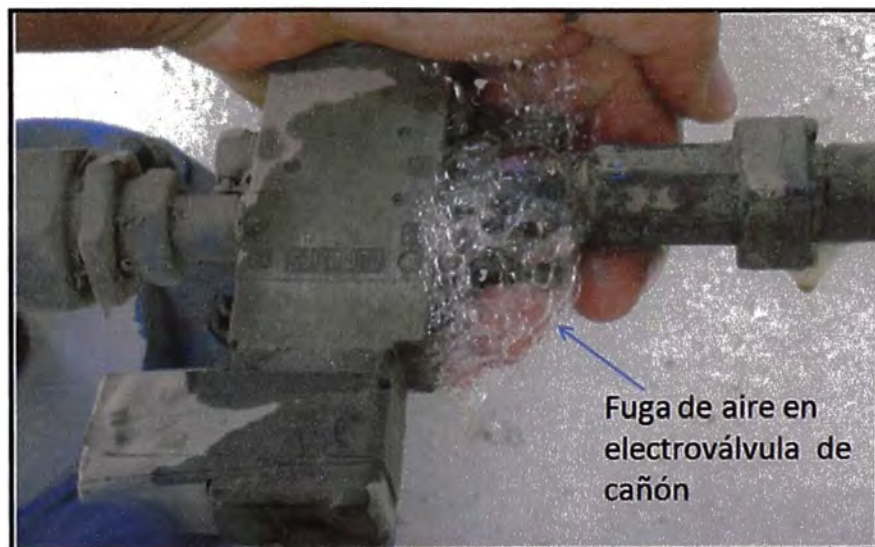
En las figuras N° 21 y N° 22 se muestran las fugas de aire detectadas en la válvula de purga del cañón Norte del ciclón 4 y en la electroválvula del cañón Este del ciclón 3 respectivamente.



Figura N° 20: Fuga de aire por mangueras en mal estado



**Figura N° 21: Fuga de aire en la válvula de purga del cañón
Ciclón 4**



**Figura N° 22: Fuga de aire por electroválvula del cañón
Ciclón 3**

Para realizar un estimado del % que representan estas fugas, se tuvo que realizar una prueba midiendo los tiempos de ciclo de arranque de los compresores cuando todos los equipos neumáticos están desconectados sin consumo de aire. Para ello se solicitó la autorización a la Gerencia de Producción, ya que la planta se encontraba en plena operación. Se realizó en 2 pruebas diferentes, en tiempos cortos de 30 min., para evitar que se acumule o apelmace material en el interior de los ciclones, lo que causaría atoros en los mismos, los promedios se muestran en la tabla N° 14.

Tabla N° 14: % fugas de aire en el sistema antes de su reparación

| N° | t carga, min. | t ciclo, min. | % Fugas |
|----------|------------------|------------------|---------|
| 1 | 2.37 | 7.30 | 32.42% |
| 2 | 2.33 | 6.92 | 33.73% |
| Promedio | | | 33.08% |

Se procedió a reparar las fugas de aire encontradas, para lo cual se realizó cambios de mangueras, cambio de empaquetaduras en las bridas de los cañones, cambio y ajuste de abrazaderas. Una vez reparadas las fugas, se verificó con agua jabonosa, los puntos reparados para evaluar la conformidad. Se programó una prueba de toma de tiempos de trabajo de los compresores con los equipos neumáticos desactivados, los resultados se muestran en la tabla N° 15.

Tabla N° 15: % fugas de aire en el sistema después de su reparación

| N° | t carga, min. | t ciclo, min. | % Fugas |
|----------|------------------|------------------|---------|
| 1 | 1.92 | 11.83 | 16.20% |
| 2 | 1.97 | 11.67 | 16.86% |
| Promedio | | | 16.53% |

Observamos que después de reparadas las fugas de aire, aún se tiene un 16.53% de fugas, los cual puede deberse a fugas no detectables por el método aplicado (agua jabonosa).

3.12.-COSTO ACTUAL DEL AIRE COMPRIMIDO

3.12.1. Costo Actual de energía para producir aire comprimido.

El costo actual de la energía que se consume está en función de (6).

- La potencia del compresor (HP)
- Horas anuales de operación
- Costo de la energía eléctrica (S./kWh)
- Eficiencia del motor (η)
- Porcentaje de tiempo de operación a carga total (% tt)
- Porcentaje de tiempo a carga parcial (%tp)
- Porcentaje de potencia a carga parcial (%hp)

$$\text{Costo anual} = \frac{HP * \left(0.746 \frac{kW}{HP}\right) * \left(\frac{h}{\text{año}}\right) * \left(\frac{S/}{kWh}\right) * (\%tt + \%tp * \%hp)}{\eta \text{ motor}} \dots (2)$$

Tabla N° 16: Costos de energía en la producción de aire comprimido

| DATOS | Compresor # 1 | Compresor # 3 |
|--------------|---------------|---------------|
| HP | 15 | 9 |
| horas/año | 8016 | 8016 |
| S./ kWh | 0.16 | 0.16 |
| η motor | 80 | 80 |
| % tt | 56 % | 56 % |
| % tp | 0 | 0 |
| Costo S./año | 10046.29 | 6027.78 |

Costo total en energía eléctrica = 16074.07 S./ año

$$\begin{aligned}\text{Volumen anual de aire producido} &= 38 \text{ ft}^3/\text{min} * 60 * 24 * 334 \\ &= 18'276,480 \text{ ft}^3/\text{año}\end{aligned}$$

3.12.2. Costo de energía para producir aire comprimido después de la reparación de fugas.

Se tomó lecturas de tiempo de trabajo de los compresores, en 5 días diferentes, después de la reparación de las fugas para determinar el % de tiempo a plena carga.

Tabla N° 17: Tiempo de trabajo a plena carga de los compresores, después de reparar las fugas

| Día N° | Tiempo de carga, min | Tiempo de descarga, min | N° arranques por hora | % Tiempo a plena carga |
|--------|----------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|
| 1 | 2.50 | 4.05 | 10 | 38.17 |
| 2 | 2.48 | 4.15 | 9 | 37.41 |
| 3 | 2.60 | 4.12 | 9 | 38.69 |
| 4 | 2.45 | 4.10 | 10 | 37.40 |
| 5 | 2.62 | 4.08 | 9 | 39.10 |

Tiempo promedio a plena carga = 2.53 min.

% tiempo a plena carga, % tt = 38.15%

Tabla N° 18: Costos de energía en la producción de aire comprimido, después de reparar las fugas.

| DATOS | Compresor # 1 | Compresor # 3 |
|----------------|---------------|---------------|
| HP | 15 | 9 |
| horas/año | 8016 | 8016 |
| S/. /kWh | 0.16 | 0.16 |
| η motor | 80 | 80 |
| % tt | 38.15 % | 38.53 % |
| % tp | 0 | 0 |
| Costo S/. /año | 6844.04 | 4106.42 |

Costo total en energía eléctrica = 10950.46 S/. / año

Ahorro anual = 5123.61 S/. / año

IV.-ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS Y PROPUESTAS DE MEJORAS

- 1) En la generación del aire comprimido requerido, se ha encontrado que se está condensando 77.62 litros de agua por día de operación. Actualmente se cuenta solo con tres filtros de purga manual en la red de distribución. Con la finalidad de mejorar el desempeño del sistema de distribución, de los equipos neumáticos y evitar daños por corrosión, se plantea los siguientes requerimientos:
 - Instalar purgadores automáticos, por principio de flotación o por medio de válvulas solenoides con temporizador, para la purga de condensados de cada tanque pulmón.
 - Cambiar los filtros de purga manual que se tienen en la red de distribución, por purgadores automáticos, la ubicación actual de estos tres filtros es la más adecuada.

- 2) Los lubricadores de aceite instalados para cada juego de cañones de cada ciclón, no son necesarios. Estos lubricadores además de consumir en vano un aceite especial para equipos neumáticos, causan caídas de presión en el sistema por lo que se deben retirar.

- 3) Comparando el perfil de demanda de aire con la cantidad requerida, se observa que el sistema está consumiendo más aire de lo se requiere, estas fluctuaciones y exceso de demanda, pueden generarse por las fugas encontradas las cuales representan el 33% de la capacidad de producción, y los despilfarros de aire por parte del personal de planta para usos como limpieza de áreas, equipos y uniformes de trabajo.

- 4) La elevada caída de presión determinada en los cálculos (25.48 psi) y que se observa en el perfil de presión, está proviniendo de:
 - El incorrecto dimensionamiento de las tuberías, tanto la red principal como las secundarias tienen un diámetro nominal menor ($\frac{3}{4}$ " y $\frac{1}{2}$ "

respectivamente) de la que se requiere (1 ½" y ¾") para el transporte del aire demandado.

- La presencia de fugas de aire en el sistema, las cuales representan un 33% de la capacidad de producción.
- La larga distancia que existe entre la estación de generación y todos los puntos de consumo ubicados en la torre de calentamiento de crudo. Esta distancia es un tramo muerto de red sin aplicación alguna.

- 5) Para reducir las caídas de presión, se propone: la reubicación de la estación de generación, una adecuada ubicación sería en la misma torre de calentamiento en uno de los niveles superiores, altura del ciclón N° 2 en donde existe un área adecuada y disponible, el ambiente es aireado y de temperatura ambiente. Cambio de la tubería principal y de las líneas secundarias de los cañones neumáticos de los ciclones N° 2, N° 3 y N° 4.
- 6) Sobre la posibilidad de trabajar con una presión de 90 psig en el sistema, se observa que el proceso se ve afectado en los puntos de mayor temperatura como los ciclones N° 2, N° 3 y N° 4 notándose indicios de aglomeración de material después de 1 hora al empezar a elevarse la temperatura y al trabajar mal las válvulas de descarga. En los ciclones N° 1 no se notó problema alguno por lo que se instaló un regulador de presión para disminuir y trabajar con una presión de 75 psig en estos cañones.
- 7) En cuanto al aire aspirado por el compresor, se observa que la temperatura en el interior de la estación de generación, alcanza niveles de 38 °C por el calor proveniente del enfriador de clinker, y por el mismo calor generado por los compresores. Esto es un fundamento adicional para reubicar la estación a un lugar más refrigerado, la aspiración debe realizarse en zonas lo más frías posibles ya que un incremento en la

temperatura de aspiración de 3°C representa aproximadamente 1% más de consumo de potencia del compresor para un mismo caudal.

- 8) El ciclo de trabajo de los compresores está sobre el valor recomendado por los fabricantes, un trabajo adecuado no debe exceder de 10 arranques/hora como regla general a partir de 7.5 HP. El ciclo actual será mejorado al reducir al mínimo posible las fugas de aire y al evitar despilfarros de aire sin causa que lo amerite. Ciclos de arranques por hora mayores a 10 generan desgaste de los componentes eléctricos y del motor; así como, incrementa los consumos de energía eléctrica por estos picos de consumo.

- 9) A la fecha no se había realizado una prueba de detección de fugas. Con la reparación de las fugas detectadas, se tiene un ahorro anual de S/. 5123, solo en consumo de corriente. A esto hay que considerar el ahorro que se obtendría por reducción de costos por mantenimiento correctivo de los compresores ya que el tiempo de ciclo de trabajo de los mismos ha disminuido de 11 – 13 arranques por hora a ciclos de 9 - 10 arranques por hora.

V.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1) Con la instalación de purgadores automáticos de condensado, tanto para los tanques pulmón como para la red de distribución, se logra mayor desempeño en el trabajo de los equipos neumáticos y se evita interferir en las actividades de producción del personal.

- 2) Si bien la calidad requerida de aire para la planta de producción de clinker es del tipo Aire industrial, las fallas en el tratamiento requerido para el aire comprimido, puede generar un excesivo consumo de energía; así mismo, una calidad pobre del aire puede poner en peligro el funcionamiento de los equipos. Un filtro obstruido de la aspiración del compresor, incrementará la presión requerida por este, con el consecuente consumo excesivo de energía. Un purgador obstruido incrementará la caída de presión en el sistema. Por ello, se recomienda que los filtros en la aspiración del compresor y los purgadores de condensado deben revisarse periódicamente cada 15 días y mantenerse limpios.

- 3) El sobredimensionar un compresor para satisfacer una demanda es extremadamente ineficiente, porque la mayoría de los sistemas operando a carga parcial, consumen más energía por unidad de volumen de aire producido. Por ello la instalación adicional en paralelo del compresor Ingersoll Rand ha sido acertada. Se recomienda cambiar y probar el trabajo de los compresores con una regulación del control secuenciador de arranque en cascada, lo cual permite una operación más eficiente cuando la demanda es menor que la demanda pico.

- 4) El uso inapropiado del aire da lugar a una demanda artificial, ya que requiere de un exceso en el volumen del aire y, por consecuencia, una presión mayor que el requerido por los puntos de consumo. Se deben tomar medidas de concientización al personal sobre el uso del aire

comprimido. Para ello se recomienda programar una capacitación técnica ya que el personal tiende a pensar que el aire comprimido tiene poco valor y que se trata de un simple aire, ya que no se presenta un escape o fuga de considerable peligrosidad, por consecuencia no le prestan mucha atención a su ahorro y uso adecuado.

- 5) Las fugas de mayor consideración detectadas en el sistema, en su mayoría se debió a las mangueras en mal estado, por lo que se debe evaluar y utilizar mangueras apropiadas a la presión de trabajo y condiciones de operación.
- 6) Dado que las fugas representan una gran pérdida de energía en los sistemas de aire comprimido, llegando a perderse en nuestro caso hasta 33% de la producción de aire, es importante que en la planta se realice un buen mantenimiento y se implemente un adecuado programa de control de fugas en el cual se tenga en cuenta: la identificación, evaluación, reparación y verificación, involucrando al personal.
- 7) Las fugas de aire, además de generar un consumo de potencia desperdiciado, provocan altas caídas de presión, afectando el funcionamiento y la productividad de los equipos neumáticos y haciendo que los ciclos de trabajo de los compresores sean más cortos, lo que incrementa su tiempo de operación y en consecuencia su desgaste, de ahí los elevados costos por mantenimiento.

VI.- REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Duda, W.: Manual Tecnológico del Cemento, Editores Técnicos Asociados S.A., Barcelona 1977, p. 5, 240,
2. Alsop, Ph.: Cement Plant Operations Handbook, 3^{ra} edición, Tradeship Publications Ltd., United Kingdom 2001, p. 21.
3. De La Heras Jiménez, S.: Instalaciones Neumáticas, 1^{ra} edición, Editorial UOC, Barcelona 2003, p. 39, 54.
4. International Standard Organization: ISO 8573-1 Compressed Air, part 1: Contaminants and purity classes, 2^{da} edición 2001, p. 5.
5. Berrío, G. – Ochoa, S.: Neumática Básica, 1^{ra} edición, editorial Fondo editorial ITM, Colombia 2007, p. 37-55.
6. Compressed Air Challenge: Improving Compressed Air System Performance, USA 2003, p. 10.
7. Guillen, A.: Introducción a la Neumática; Editorial Marcombo S.A, Barcelona 1993, p. 31.
8. Peláez, J. - García, E.: Neumática Industrial: “Diseño, Selección y Estudio de Elementos Neumáticos”, Editorial Dossat, 2000, p. 41.
9. GPSA, Gas Processors Suppliers Association: Engineering Data Book, 12^{va} edición, Oklahoma 2004, Section 13:1-29.Section 17:1-19.
10. Perry, R. - Green, D.: Manual del Ingeniero Químico, 6^{ta} edición, Editorial Mc Graw Hill, México 1992, p. 6-10.
11. Branan, C.: Rules of Thumb for Chemical Engineers, 3^{ra} edición, Editorial Gulf Professional Publishing, USA 2002, p. 7, 113, 120.

12. Ludwig, E.: Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, 3^{ra} edición, Editorial Gulf Professional Publishing, USA 1999, Chapter 2:52-156; Chapter 12: 368-455.
13. Perry, R. - Green, D.: Perry's Chemical Engineers' Handbook, 8^{va} edición, Editorial Mc Graw Hill, USA 2008, p. 2-211, 6-10, 10-44.

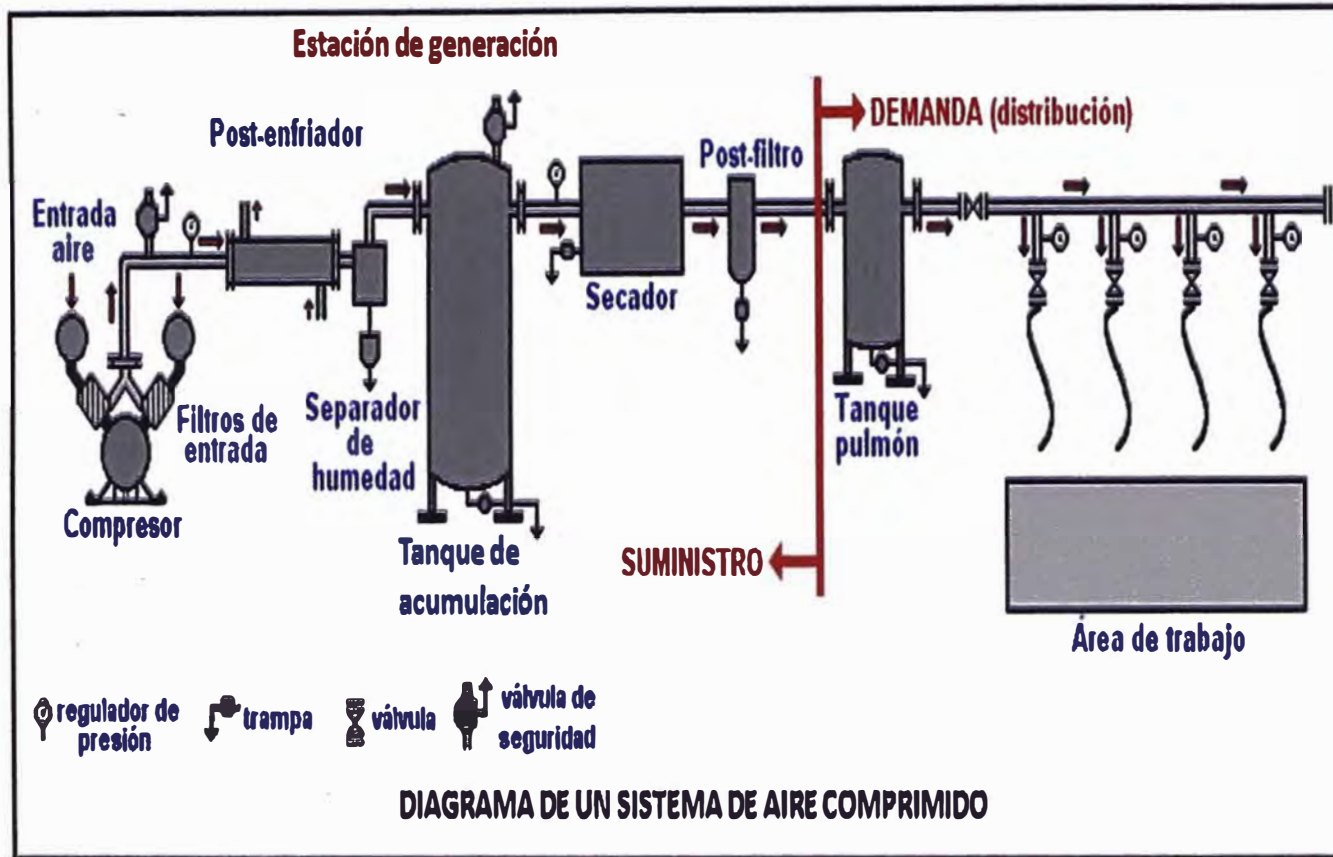
CONSULTAS INTERNET:

- ❖ <http://www.sapiensman.com/neumatica/>
- ❖ http://ar.kaeser.com/Advisor/Air_engineering/default.asp

APÉNDICES

APÉNDICE A

DIAGRAMA DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO



APÉNDICE B

DATOS TÉCNICOS DE CAÑONES NEUMÁTICOS

Introduction

General

The BIG BLASTER[®] HURRICANE Air Cannon is a pneumatic bulk material-moving system that quickly releases compressed air into storage vessels, transfer chutes, gas ducts, and feed pipes to maintain material or gas flow.

This manual provides instructions for installing air cannons on steel structures only. For installations on other structures, call Martin Engineering or a representative.

Operation

The BIG BLASTER[®] HURRICANE Air Cannon System consists of one or more air cannons mounted on a storage or process vessel. The air cannon charges when the tank is filled with compressed air or nitrogen between 10 psi and 125 psi operating pressure (up to 150 psi available upon request). When the tank pressure equals the line pressure, airflow is static and the air cannon is ready to be discharged. By activating the solenoid valve, a positive pressure signal is sent to the BIG BLASTER[®] HURRICANE Exhaust Valve causing it to actuate and release the pressure holding the piston. The piston is instantly forced back by the air pressure stored in the tank. The blast of air is then directed through the discharge pipe or nozzle and into the storage or process vessel.

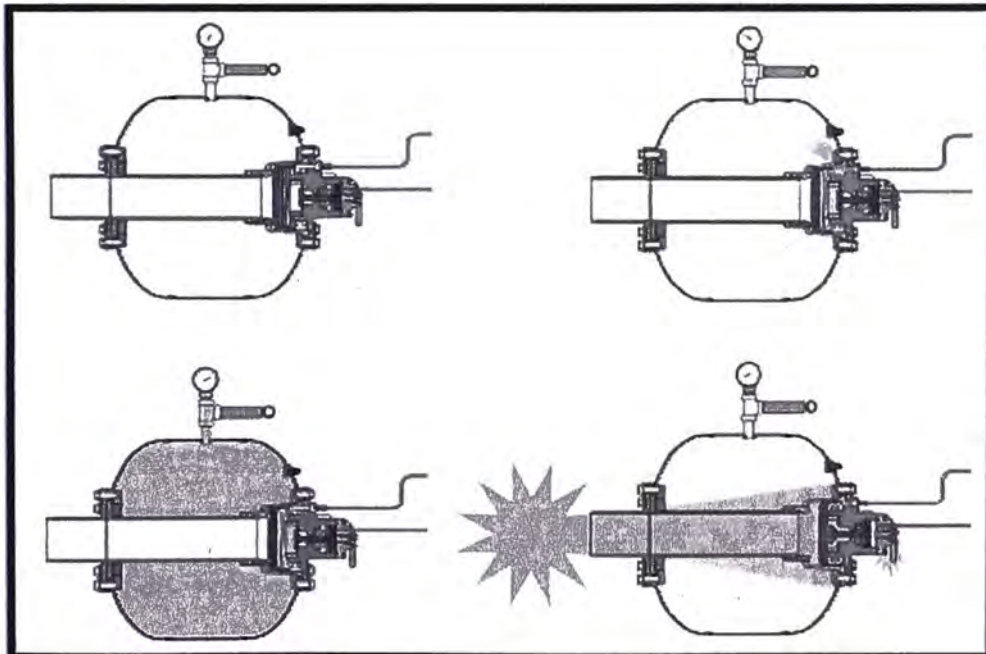


Figure 1. Air Cannon Charging and Discharging

Installing Air Cannon

IMPORTANT

Read entire section before beginning work.

To install air cannon, follow the procedures in this section corresponding to the following steps:

1. Install mounting plate.
2. Connect air cannon to mounting plate.
3. Install restraining cable.
4. Connect air supply to air cannon. See "electrical solenoid valves" as applicable.

A variety of mount plate and nozzle designs are available from Martin Engineering. This section will describe the installation of the most commonly used mount plates and nozzles. The correct mount plate or nozzle must be used for the given application. If you are not sure which mount plate or nozzle to use for your application, contact Martin Engineering or representative.

NOTE

NOTICE OF LIMITED LIABILITY: Due to possible presence of latent structural defects in the apparatus of the purchaser, Martin Engineering shall not be responsible for consequential damage to the purchaser's equipment and/or apparatus resulting from the application of a MARTIN® Product. Martin Engineering shall not be liable for improper installation by the purchaser or other circumstances beyond the control of Martin Engineering. Liability is disclaimed for the structural soundness of apparatus or equipment not supplied by Martin Engineering. Liability shall be strictly limited to the replacement of the purchased product or refund of the purchase price. To secure the integrity of the installation, specify supervision by qualified personnel from Martin Engineering.

Installing mounting plate

Materials required: Mounting plate or seal plate and support structure.

Material and field welds: If mild steel to mild steel use a 7018 or equivalent rod. If stainless steel to stainless steel, use 308 or equivalent welding rod. If stainless steel to mild steel, use 309 or equivalent welding rod.

NOTE

If you are unsure where to locate air cannon(s) on your storage vessel, contact Martin Engineering or your representative.

1. Mark location for each air cannon on storage vessel.
2. A standard carbon steel mount plate or nozzle can be used for internal vessel temperatures of less than 500°F.

- a. If using 30-degree mounting plate (Figure 3), cut hole in storage vessel for each mounting plate using templates on last page of this manual. If templates are missing, contact Martin Engineering or representative. Place mounting plate over hole and field weld to vessel skin.

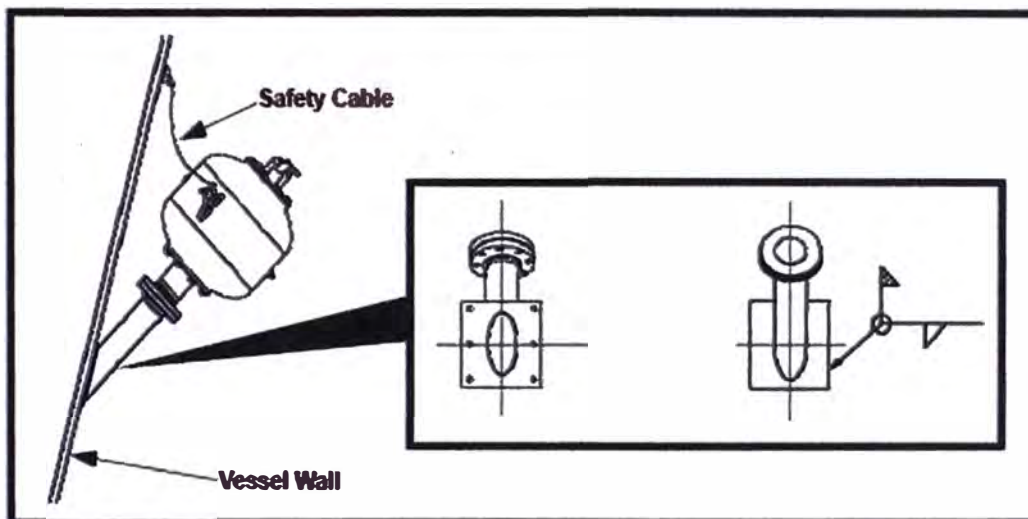


Figure 3. Installing 30-Degree Mounting Plate

- b. If mount plate is to be welded to vessel, bolt holes must be cut away or plug-welded in order to prevent air leakage upon discharge. If mount plate is to be bolted to vessel, gasket must be used to prevent air leakage upon discharge.
- c. If vessel has a liner (Figure 4), drop-through blow-pipe must be used. The blow pipe must be extended past liner so that liner is not damaged from air cannon blast.

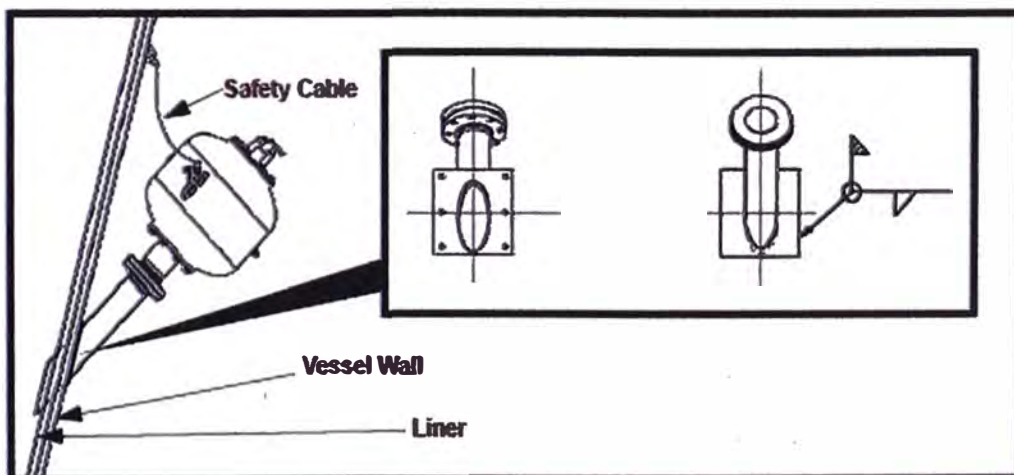


Figure 4. Installing a Drop-Through 30-Degree Mounting Plate for Vessels with Liner

TABLA B-1: VOLUMEN DE AIRE DEL CAÑÓN NEUMÁTICO en ft³/min (litros) FAD

| Air Pressure psi (bar) | 2-in. XHV | |
|---------------------------|-----------|------------|
| | BB2-8-12 | BB2-8-20 |
| 0 | 0.31 (9) | 0.52 (15) |
| 40 (2.8) | 0.84 (24) | 1.41 (40) |
| 50 (3.4) | 1.05 (30) | 1.77 (50) |
| 60 (4.1) | 1.27 (36) | 2.12 (60) |
| 70 (4.8) | 1.48 (42) | 2.48 (70) |
| 75 (5.2) | 1.58 (45) | 2.66 (75) |
| 80 (5.5) | 1.69 (48) | 2.83 (80) |
| 85 (5.9) | 1.80 (51) | 3.00 (85) |
| 90 (6.2) | 1.90 (54) | 3.18 (90) |
| 95 (6.5) | 2.00 (57) | 3.36 (95) |
| 100 (6.9) | 2.11 (60) | 3.54 (100) |
| 110 (7.6) | 2.32 (66) | 3.89 (110) |
| 120 (8.3) | 2.53 (72) | 4.24 (120) |

TABLA B-2: CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DEL CAÑÓN NEUMÁTICO

| Model No. | Fill Time* Seconds | Discharge Time** Seconds | Noise *** | | |
|-----------|-----------------------|--------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| | | | @80 psi (5.5 bar) dBA | @90 psi (6.2 bar) dBA | @100 psi (6.9 bar) dBA |
| BB2-8-12 | 7.38 | 0.09 | 65 | 67 | 68 |
| BB2-8-20 | 12.35 | 0.15 | 70 | 71 | 71 |

APÉNDICE C

CARTA PSICOMÉTRICA DEL SISTEMA AIRE-VAPOR DE AGUA

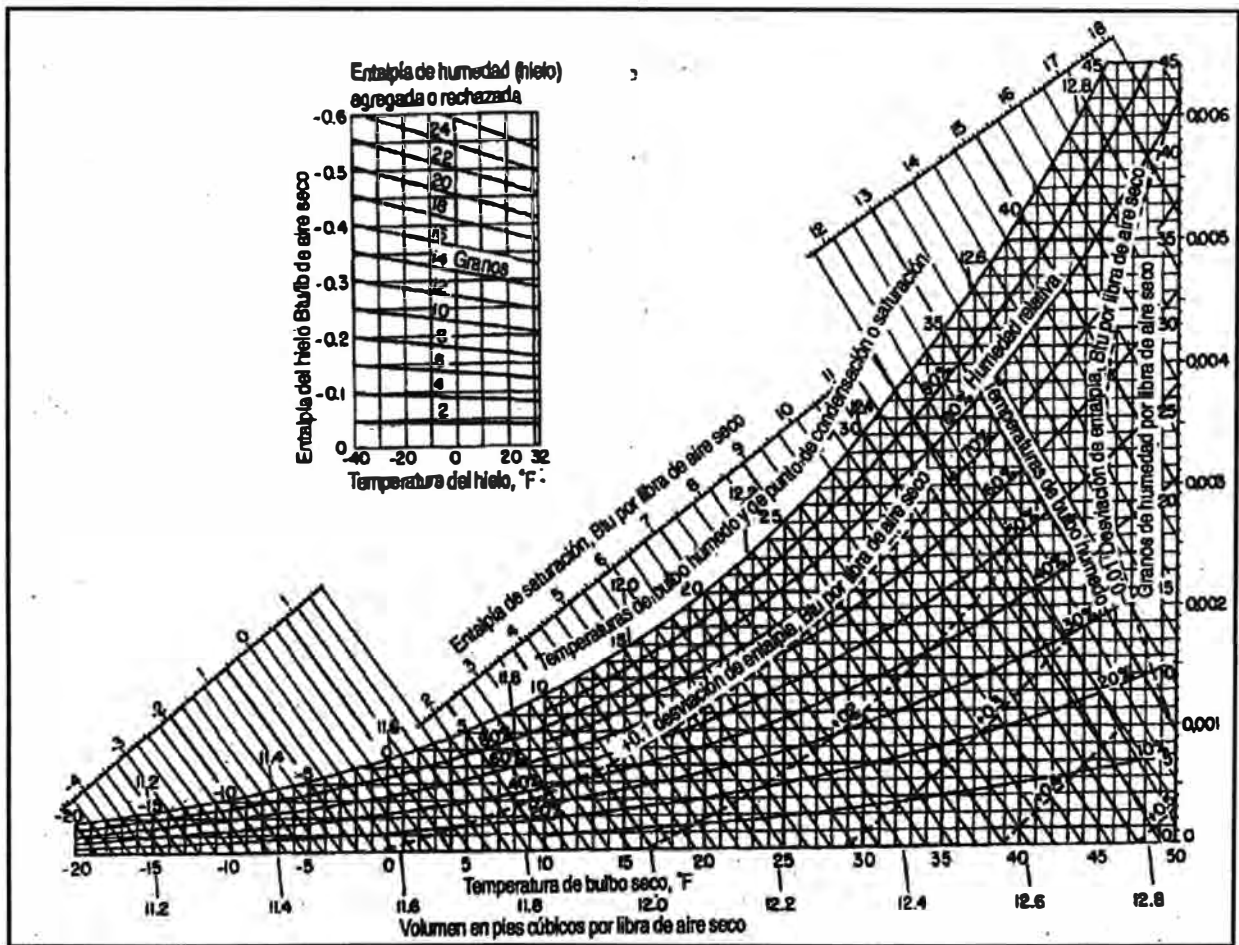


FIG. 12-1 Carta psicrométrica de temperaturas bajas. Presión barométrica, 29.92 inHg.
Fuente: Manual del Ingeniero Químico, R. Perry, 6^{ta} edición ⁽¹⁰⁾

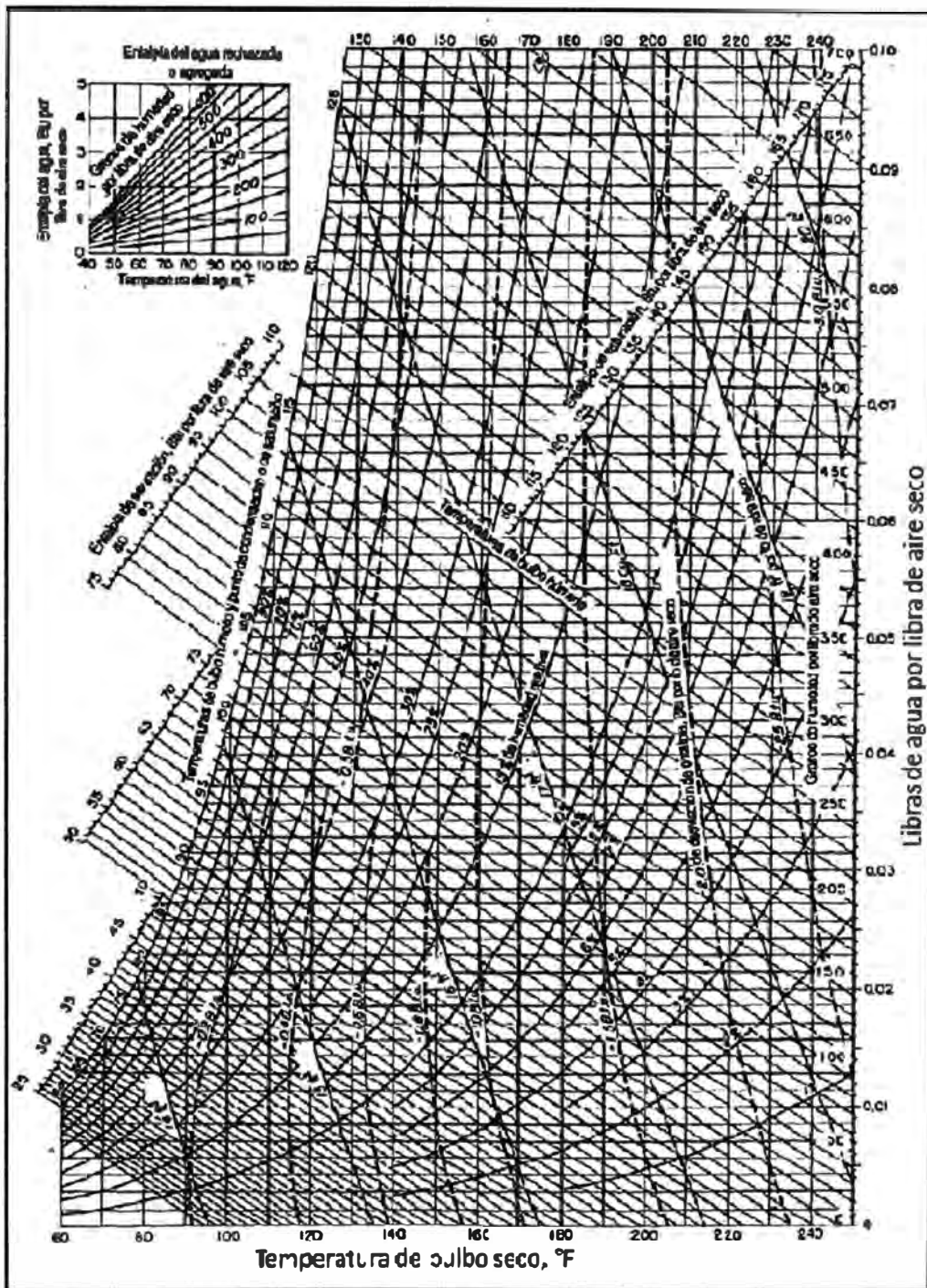


FIG. 12-3 Carta psicrométrica de temperaturas elevadas. Presión barométrica, 29.92 in de Hg.

Fuente: Manual del Ingeniero Químico, R. Perry, 6^{ta} edición⁽¹⁰⁾

APÉNDICE D

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE HÚMEDO

TABLA 12-1 Propiedades termodinámicas del aire húmedo (presión atmosférica estándar, 29, 921 in HG)
(Continúa)

| Temp. t, °F | Humedad de saturación $M_s \times 10^3$ | Volumen ft ³ /lb de aire seco | | | Entalpía Btu/lb de aire seco | | | Entropía Btu/F(lb de aire seco) | | | Agua saturada | | | Temp. t, °F |
|-------------|---|--|--------|--------|------------------------------|-------|--------|---------------------------------|---------|---------|------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------|
| | | v_a | v_m | v_g | h_a | h_m | h_g | s_a | s_m | s_g | Entalpía, Btu/lb h_w | Entropía Btu/(lb °F) s_w | Pres. de vapor lb Hg p_w | |
| 80 | 2.253 | 13.601 | 4.484 | 14.067 | 19.221 | 21.47 | 46.69 | 0.01954 | 0.04784 | 8.06638 | 48.10 | 0.0933 | 1.0333 | 80 |
| 82 | 2.269 | 13.651 | 4.523 | 14.114 | 19.702 | 25.20 | 45.90 | 0.01943 | 0.04805 | 8.06448 | 50.09 | 0.0979 | 1.1017 | 82 |
| 84 | 2.285 | 13.702 | 4.561 | 14.262 | 20.183 | 28.04 | 45.22 | 0.01931 | 0.04846 | 8.06277 | 52.09 | 0.1027 | 1.1752 | 84 |
| 86 | 2.301 | 13.752 | 4.602 | 14.318 | 20.663 | 30.00 | 50.65 | 0.01919 | 0.04887 | 8.06126 | 54.08 | 0.1043 | 1.2529 | 86 |
| 88 | 2.319 | 13.803 | 4.645 | 14.448 | 21.144 | 32.09 | 53.25 | 0.01907 | 0.04929 | 8.05995 | 56.08 | 0.1069 | 1.3351 | 88 |
| 90 | 3.118 | 13.853 | 4.692 | 14.515 | 21.625 | 34.31 | 55.93 | 0.01895 | 0.04976 | 8.05884 | 58.08 | 0.1116 | 1.4219 | 90 |
| 92 | 3.350 | 13.904 | 4.741 | 14.615 | 22.106 | 36.67 | 58.78 | 0.01882 | 0.05025 | 8.05793 | 60.07 | 0.1153 | 1.5135 | 92 |
| 94 | 3.536 | 13.954 | 4.795 | 14.749 | 22.587 | 39.16 | 61.77 | 0.01869 | 0.05079 | 8.05722 | 62.07 | 0.1189 | 1.6102 | 94 |
| 96 | 3.795 | 14.005 | 4.851 | 14.816 | 23.068 | 41.83 | 64.92 | 0.01856 | 0.05133 | 8.05671 | 64.06 | 0.1224 | 1.7129 | 96 |
| 98 | 4.049 | 14.056 | 4.911 | 14.967 | 23.548 | 44.68 | 68.23 | 0.01843 | 0.05187 | 8.05640 | 66.06 | 0.1260 | 1.8219 | 98 |
| 100 | 4.319 | 14.106 | 4.975 | 15.081 | 24.029 | 47.70 | 71.77 | 0.01829 | 0.05241 | 8.05629 | 68.06 | 0.1296 | 1.9330 | 100 |
| 102 | 4.606 | 14.157 | 5.043 | 15.200 | 24.510 | 50.91 | 75.42 | 0.01815 | 0.05295 | 8.05628 | 70.05 | 0.1332 | 2.0528 | 102 |
| 104 | 4.911 | 14.207 | 5.117 | 15.334 | 24.991 | 54.32 | 79.31 | 0.01800 | 0.05349 | 8.05637 | 72.05 | 0.1367 | 2.1786 | 104 |
| H. X 10 | | | | | | | | | | | | | | |
| 106 | 0.5294 | 14.258 | 1.194 | 15.452 | 25.472 | 57.95 | 83.42 | 0.04985 | 1.085 | 1.584 | 74.04 | 1.403 | 2.3109 | 106 |
| 108 | 0.5578 | 14.308 | 1.278 | 15.586 | 25.953 | 61.80 | 87.75 | 0.04970 | 1.153 | 1.663 | 76.04 | 1.438 | 2.4502 | 108 |
| 110 | 0.5846 | 14.359 | 1.365 | 15.734 | 26.434 | 65.91 | 92.34 | 0.04955 | 1.226 | 1.742 | 78.05 | 1.472 | 2.5966 | 110 |
| 112 | 0.6093 | 14.409 | 1.448 | 15.889 | 26.915 | 70.27 | 97.18 | 0.04939 | 1.302 | 1.826 | 80.05 | 1.506 | 2.7493 | 112 |
| 114 | 0.6346 | 14.460 | 1.568 | 16.050 | 27.397 | 74.91 | 102.34 | 0.04923 | 1.384 | 1.915 | 82.05 | 1.543 | 2.9123 | 114 |
| 116 | 0.7188 | 14.510 | 1.668 | 16.178 | 27.878 | 79.85 | 107.73 | 0.04907 | 1.470 | 2.011 | 84.05 | 1.577 | 3.0821 | 116 |
| 118 | 0.7632 | 14.561 | 1.782 | 16.305 | 28.359 | 85.10 | 113.45 | 0.04890 | 1.562 | 2.111 | 86.05 | 1.612 | 3.2600 | 118 |
| 120 | 0.8149 | 14.611 | 1.905 | 16.516 | 28.841 | 90.78 | 119.50 | 0.04873 | 1.659 | 2.216 | 88.05 | 1.646 | 3.4474 | 120 |
| 122 | 0.8729 | 14.662 | 2.034 | 16.696 | 29.322 | 96.66 | 125.98 | 0.04856 | 1.763 | 2.329 | 90.05 | 1.681 | 3.6436 | 122 |
| 124 | 0.9342 | 14.712 | 2.174 | 16.886 | 29.804 | 103.0 | 132.8 | 0.04839 | 1.872 | 2.446 | 92.05 | 1.715 | 3.8493 | 124 |
| 126 | 0.9941 | 14.763 | 2.323 | 17.086 | 30.285 | 109.8 | 140.1 | 0.04821 | 1.989 | 2.571 | 94.05 | 1.749 | 4.0649 | 126 |
| 128 | 1.048 | 14.813 | 2.481 | 17.295 | 30.766 | 117.0 | 147.8 | 0.04803 | 2.119 | 2.709 | 96.05 | 1.783 | 4.2907 | 128 |
| 130 | 1.116 | 14.864 | 2.632 | 17.516 | 31.248 | 124.7 | 155.9 | 0.04785 | 2.245 | 2.846 | 98.05 | 1.817 | 4.5272 | 130 |
| 132 | 1.189 | 14.915 | 2.804 | 17.749 | 31.729 | 132.0 | 164.7 | 0.04767 | 2.386 | 2.999 | 100.05 | 1.851 | 4.7747 | 132 |
| 134 | 1.267 | 14.965 | 3.029 | 17.994 | 32.211 | 140.0 | 174.0 | 0.04748 | 2.536 | 3.151 | 102.05 | 1.883 | 5.0337 | 134 |
| 136 | 1.350 | 15.016 | 3.257 | 18.253 | 32.692 | 148.2 | 183.9 | 0.04729 | 2.695 | 3.319 | 104.05 | 1.918 | 5.3046 | 136 |
| 138 | 1.439 | 15.066 | 3.462 | 18.538 | 33.174 | 156.4 | 194.4 | 0.04710 | 2.865 | 3.496 | 106.05 | 1.952 | 5.5878 | 138 |
| H. | | | | | | | | | | | | | | |
| 140 | 0.1534 | 15.117 | 3.702 | 18.819 | 33.655 | 172.0 | 205.7 | 0.04690 | 3.047 | 3.646 | 107.99 | 1.983 | 5.8830 | 140 |
| 142 | 0.1636 | 15.167 | 3.964 | 19.108 | 34.136 | 188.6 | 217.7 | 0.04670 | 3.241 | 3.808 | 109.99 | 2.011 | 6.1908 | 142 |
| 144 | 0.1745 | 15.218 | 4.239 | 19.417 | 34.618 | 206.0 | 230.6 | 0.04649 | 3.449 | 4.018 | 111.99 | 2.035 | 6.5166 | 144 |
| 146 | 0.1862 | 15.268 | 4.539 | 19.827 | 35.099 | 220.9 | 244.4 | 0.04628 | 3.672 | 4.235 | 113.99 | 2.064 | 6.8532 | 146 |
| 148 | 0.1989 | 15.319 | 4.862 | 20.181 | 35.581 | 229.7 | 259.3 | 0.04606 | 3.912 | 4.468 | 115.99 | 2.117 | 7.2051 | 148 |
| 150 | 0.2125 | 15.369 | 5.211 | 20.580 | 36.063 | 239.2 | 275.3 | 0.04584 | 4.169 | 4.688 | 117.99 | 2.194 | 7.5729 | 150 |
| 152 | 0.2271 | 15.420 | 5.587 | 21.007 | 36.545 | 249.9 | 292.4 | 0.04562 | 4.445 | 4.932 | 119.99 | 2.183 | 7.9520 | 152 |
| 154 | 0.2430 | 15.470 | 5.996 | 21.446 | 37.026 | 275.9 | 310.9 | 0.04540 | 4.743 | 5.193 | 121.99 | 2.216 | 8.3541 | 154 |
| 156 | 0.2602 | 15.521 | 6.439 | 21.940 | 37.508 | 295.5 | 331.0 | 0.04518 | 5.066 | 5.468 | 123.99 | 2.248 | 8.7701 | 156 |
| 158 | 0.2788 | 15.571 | 6.922 | 22.493 | 37.990 | 316.7 | 352.7 | 0.04496 | 5.415 | 5.765 | 125.99 | 2.281 | 9.2006 | 158 |
| 160 | 0.2990 | 15.622 | 7.446 | 23.048 | 38.472 | 337.8 | 376.3 | 0.04473 | 5.793 | 6.011 | 128.00 | 2.313 | 9.6536 | 160 |
| 162 | 0.3111 | 15.672 | 8.020 | 23.692 | 38.954 | 360.0 | 402.0 | 0.04450 | 6.204 | 6.293 | 130.00 | 2.345 | 10.125 | 162 |
| 164 | 0.3252 | 15.723 | 8.648 | 24.371 | 39.436 | 390.5 | 429.9 | 0.04427 | 6.652 | 6.618 | 132.00 | 2.377 | 10.614 | 164 |
| 166 | 0.3416 | 15.773 | 9.339 | 25.112 | 39.918 | 428.8 | 460.7 | 0.04403 | 7.142 | 6.980 | 134.00 | 2.409 | 11.123 | 166 |
| 168 | 0.3607 | 15.824 | 10.098 | 25.922 | 40.400 | 456.0 | 494.4 | 0.04379 | 7.680 | 7.369 | 136.01 | 2.441 | 11.653 | 168 |
| 170 | 0.3827 | 15.874 | 10.938 | 26.812 | 40.882 | 499.6 | 531.5 | 0.04355 | 8.279 | 7.800 | 138.01 | 2.473 | 12.203 | 170 |
| 172 | 0.4082 | 15.925 | 11.879 | 27.793 | 41.364 | 551.3 | 572.7 | 0.04331 | 8.927 | 8.281 | 140.01 | 2.505 | 12.779 | 172 |
| 174 | 0.4378 | 15.975 | 12.911 | 28.886 | 41.846 | 576.5 | 618.3 | 0.04307 | 9.634 | 8.826 | 142.02 | 2.537 | 13.389 | 174 |
| 176 | 0.4519 | 16.026 | 14.074 | 30.100 | 42.328 | 627.1 | 669.4 | 0.04282 | 1.047 | 9.429 | 144.02 | 2.568 | 14.028 | 176 |
| 178 | 0.6116 | 16.076 | 15.386 | 31.442 | 42.810 | 694.1 | 726.9 | 0.04257 | 1.137 | 1.016 | 146.03 | 2.600 | 14.688 | 178 |
| 180 | 0.6578 | 16.127 | 16.870 | 32.997 | 43.292 | 748.5 | 791.8 | 0.04232 | 1.240 | 1.119 | 148.03 | 2.631 | 15.394 | 180 |
| 182 | 0.7118 | 16.177 | 18.565 | 34.742 | 43.775 | 83.9 | 857.7 | 0.04207 | 1.357 | 1.237 | 150.04 | 2.662 | 16.155 | 182 |
| 184 | 0.7533 | 16.228 | 20.513 | 36.748 | 44.257 | 905.2 | 930.5 | 0.04182 | 1.480 | 1.371 | 152.04 | 2.693 | 16.702 | 184 |
| 186 | 0.8055 | 16.278 | 22.775 | 38.933 | 44.740 | 1004 | 1019 | 0.04157 | 1.645 | 1.527 | 154.05 | 2.724 | 17.446 | 186 |
| 188 | 0.8602 | 16.329 | 25.427 | 41.316 | 45.222 | 1116 | 1124 | 0.04132 | 1.825 | 1.697 | 156.06 | 2.755 | 18.287 | 188 |
| 190 | 0.999 | 16.379 | 28.580 | 44.999 | 45.704 | 1251 | 1301 | 0.04107 | 2.039 | 2.122 | 158.07 | 2.786 | 19.087 | 190 |
| 192 | 1.241 | 16.430 | 33.375 | 48.885 | 46.187 | 1418 | 1464 | 0.04082 | 2.286 | 2.380 | 160.07 | 2.817 | 19.843 | 192 |
| 194 | 1.416 | 16.480 | 37.076 | 53.316 | 46.670 | 1617 | 1664 | 0.04057 | 2.609 | 2.694 | 162.08 | 2.848 | 20.704 | 194 |
| 196 | 1.622 | 16.531 | 42.885 | 59.416 | 47.153 | 1871 | 1918 | 0.04032 | 3.082 | 3.087 | 164.09 | 2.879 | 21.394 | 196 |
| 198 | 1.917 | 16.581 | 50.426 | 67.087 | 47.636 | 2195 | 2218 | 0.04007 | 3.587 | 3.593 | 166.10 | 2.910 | 22.514 | 198 |
| 200 | 2.295 | 16.632 | 60.510 | 77.142 | 48.119 | 2629 | 2677 | 0.03982 | 4.179 | 4.266 | 168.11 | 2.940 | 23.468 | 200 |

Fuente: Manual del Ingeniero Químico, R. Perry, 6^a edición ⁽¹⁰⁾

APENDICE E

CÁLCULO DIÁMETRO TEÓRICO DE TUBERÍAS

De la Figura N° 16: Diagrama de tuberías e instrumentos, se identifica los equipos neumáticos que consumen aire en cada tramo de tubería de la red.

| Tramo de red | | Equipos neumáticos |
|--------------|-----|--------------------|
| Principal | A-B | todos |
| | B-J | todos |
| Secundaria | B-C | 4 cilindros |
| | D-E | 6 cañones |
| | F-G | 6 cañones |
| | H-I | 6 cañones |
| | J-K | 2 cañones |

De la Tabla N° 3: Demanda requerida de aire y la ecuación 1, se determina la demanda total por tramo de tubería, según la cantidad de equipos neumáticos que consumen aire.

| Tramo de red | | Demanda requerida de aire (ft ³ /min) | Demanda total de aire (ft ³ /min) |
|--------------|-----|--|--|
| Principal | A-B | 25.299 | 30.612 |
| | B-J | 25.299 | 30.612 |
| Secundaria | B-C | 2.331 | 2.821 |
| | D-E | 7.590 | 9.184 |
| | F-G | 7.590 | 9.184 |
| | H-I | 7.590 | 9.184 |
| | J-K | 2.530 | 3.061 |

Consideración de diseño:

Factor de fugas = 10%

Factor por ampliaciones futuras = 10%

Velocidad del aire en líneas de aire comprimido = 2000 ft/min

Aplicamos :

$$Q = v * A$$

donde:

Q: caudal (demanda de aire), ft³/min

v: velocidad, ft/min.

A: área transversal de la tubería, ft²

Diámetro interno teórico por tramos:

| Tramo de red | | Diámetro interno, in. |
|--------------|-----|-----------------------|
| Principal | A-B | 1.675 |
| | B-J | 1.675 |
| Secundaria | B-C | 0.508 |
| | D-E | 0.918 |
| | F-G | 0.918 |
| | H-I | 0.918 |
| | J-K | 0.530 |

APENDICE F

CÁLCULO ESPESOR MÍNIMO DE TUBERÍAS

El espesor mínimo de tubería se calcula de acuerdo con la ecuación del ASME B31-1-2001 (pag. 16)

$$T_m = \frac{P \times D}{2(S \times E + P \times Y)} + C$$

Donde:

P: presión interna de diseño , P = 120 psig

D: diámetro externo de la tubería

E: factor de calidad, E = 1

S: esfuerzo permisible para la tubería de acero, S = 16000 psig

Y: coeficiente de tabla 104.1.2 cuyo valor es 0.4

C = 0.065 pulgadas para tuberías de acero de extremo liso, incluye el margen considerado para la corrosión, erosión y profundidad de la muesca.

El diámetro externo de la tubería se obtiene de la tabla N° 10-22 de la referencia 13, teniendo en cuenta el diámetro interno teórico calculado.

| Tramo de red | | Diámetro interno, in. | Diámetro externo, in. | Espesor mínimo de tubería, in |
|--------------|-----|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|
| Principal | A-B | 1.675 | 1.900 | 0.072 |
| | B-J | 1.675 | 1.900 | 0.072 |
| Secundaria | B-C | 0.508 | 0.675 | 0.068 |
| | D-E | 0.918 | 1.050 | 0.069 |
| | F-G | 0.918 | 1.050 | 0.069 |
| | H-I | 0.918 | 1.050 | 0.069 |
| | J-K | 0.530 | 0.675 | 0.068 |

APÉNDICE G









PROPIEDADES DE TUBERÍAS DE ACERO

| TABLE 10-22 Properties of Steel Pipe | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|----------------------|--------------|--------------------|---------------------|------------------------|-----------------------|--|--------|-----------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| Nominal pipe size, in | Outside diameter, in | Schedule no. | Wall thickness, in | Inside diameter, in | Cross-sectional area | | Circumference, ft, or surface, ft ² /ft of length | | Capacity at 1-ft/s velocity | | Weight of plate-end pipe, lb/ft |
| | | | | | Metal, in ² | Flow, ft ² | Outside | Inside | U.S. gal/min | ft ³ /h water | |
| ¼ | 0.405 | 10S | .049 | 0.307 | 0.055 | 0.00051 | 0.106 | 0.0804 | 0.231 | 115.5 | 0.19 |
| | | 40ST, 40S | .068 | .269 | .072 | .00040 | .106 | .0705 | .179 | 89.5 | .21 |
| | | 80XS, 80S | .085 | .215 | .083 | .00025 | .106 | .0563 | .113 | 56.5 | .31 |
| ¼ | 0.540 | 10S | .065 | .410 | .097 | .00092 | .141 | .107 | .412 | 206.5 | .33 |
| | | 40ST, 40S | .088 | .361 | .125 | .00072 | .141 | .095 | .323 | 161.5 | .43 |
| | | 80XS, 80S | .119 | .302 | .157 | .00050 | .141 | .079 | .234 | 112.0 | .54 |
| ¾ | 0.675 | 10S | .065 | .545 | .125 | .00162 | .177 | .143 | .727 | 363.5 | .42 |
| | | 40ST, 40S | .091 | .493 | .167 | .00133 | .177 | .129 | .596 | 298.0 | .57 |
| | | 80XS, 80S | .126 | .423 | .217 | .00098 | .177 | .111 | .440 | 220.0 | .74 |
| ¾ | 0.840 | 5S | .065 | .710 | .158 | .00275 | .220 | .186 | 1.234 | 617.0 | .54 |
| | | 10S | .083 | .674 | .197 | .00248 | .220 | .176 | 1.112 | 556.0 | .67 |
| | | 40ST, 40S | .109 | .622 | .250 | .00211 | .220 | .163 | 0.945 | 472.0 | .85 |
| | | 80XS, 80S | .147 | .546 | .320 | .00163 | .220 | .143 | 0.730 | 365.0 | 1.09 |
| | | 160 | .188 | .464 | .385 | .00117 | .220 | .122 | 0.527 | 263.5 | 1.31 |
| | | XX | .291 | .252 | .504 | .00035 | .220 | .066 | 0.155 | 77.5 | 1.71 |
| ¾ | 1.050 | 5S | .065 | .920 | .201 | .00461 | .275 | .241 | 2.072 | 1036.0 | 0.69 |
| | | 10S | .083 | .884 | .252 | .00426 | .275 | .231 | 1.903 | 951.5 | 0.86 |
| | | 40ST, 40S | .113 | .824 | .333 | .00371 | .275 | .216 | 1.665 | 832.5 | 1.13 |
| | | 80XS, 80S | .154 | .742 | .433 | .00300 | .275 | .194 | 1.345 | 672.5 | 1.47 |
| | | 160 | .219 | .612 | .572 | .00204 | .275 | .160 | 0.917 | 453.5 | 1.94 |
| | | XX | .308 | .434 | .718 | .00103 | .275 | .114 | 0.461 | 230.5 | 2.44 |
| 1 | 1.315 | 5S | .065 | 1.185 | .255 | .00768 | .344 | .310 | 3.449 | 1725 | 0.87 |
| | | 10S | .109 | 1.097 | .413 | .00656 | .344 | .287 | 2.946 | 1473 | 1.40 |
| | | 40ST, 40S | .133 | 1.049 | .484 | .00600 | .344 | .275 | 2.690 | 1345 | 1.68 |
| | | 80XS, 80S | .179 | 0.957 | .639 | .00499 | .344 | .250 | 2.240 | 1120 | 2.17 |
| | | 160 | .250 | 0.815 | .836 | .00362 | .344 | .213 | 1.625 | 812.5 | 2.84 |
| | | XX | .353 | 0.599 | 1.076 | .00196 | .344 | .157 | 0.878 | 439.0 | 3.66 |
| 1¼ | 1.660 | 5S | .065 | 1.530 | 0.326 | .01277 | .435 | .401 | 5.73 | 2865 | 1.11 |
| | | 10S | .109 | 1.442 | 0.531 | .01134 | .435 | .378 | 5.09 | 2545 | 1.81 |
| | | 40ST, 40S | .140 | 1.380 | 0.668 | .01040 | .435 | .361 | 4.57 | 2285 | 2.27 |
| | | 80XS, 80S | .191 | 1.278 | 0.881 | .00891 | .435 | .335 | 3.99 | 1995 | 3.00 |
| | | 160 | .250 | 1.160 | 1.107 | .00734 | .435 | .304 | 3.29 | 1645 | 3.76 |
| | | XX | .382 | 0.896 | 1.534 | .00438 | .435 | .235 | 1.97 | 985 | 5.21 |
| 1½ | 1.900 | 5S | .065 | 1.770 | 0.375 | .01709 | .497 | .466 | 7.67 | 3835 | 1.23 |
| | | 10S | .109 | 1.682 | 0.614 | .01543 | .497 | .440 | 6.94 | 3465 | 2.09 |
| | | 40ST, 40S | .145 | 1.610 | 0.800 | .01414 | .497 | .421 | 6.34 | 3170 | 2.72 |
| | | 80XS, 80S | .200 | 1.500 | 1.069 | .01225 | .497 | .393 | 5.49 | 2745 | 3.63 |
| | | 160 | .281 | 1.338 | 1.429 | .00976 | .497 | .350 | 4.33 | 2190 | 4.86 |
| | | XX | .400 | 1.100 | 1.885 | .00660 | .497 | .288 | 2.96 | 1480 | 6.41 |
| 2 | 2.375 | 5S | .065 | 2.245 | 0.472 | .02749 | .622 | .588 | 12.34 | 6170 | 1.61 |
| | | 10S | .109 | 2.157 | 0.776 | .02538 | .622 | .565 | 11.39 | 5685 | 2.64 |
| | | 40ST, 40S | .154 | 2.067 | 1.075 | .02330 | .622 | .541 | 10.45 | 5225 | 3.65 |
| | | 80ST, 80S | .218 | 1.939 | 1.477 | .02050 | .622 | .508 | 9.20 | 4600 | 5.02 |
| | | 160 | .344 | 1.687 | 2.185 | .01552 | .622 | .436 | 6.97 | 3485 | 7.46 |
| | | XX | .436 | 1.503 | 2.656 | .01232 | .622 | .393 | 5.53 | 2765 | 9.03 |
| 2¼ | 2.875 | 5S | .063 | 2.709 | 0.723 | .04003 | .753 | .709 | 17.97 | 8965 | 2.48 |
| | | 10S | .120 | 2.635 | 1.009 | .03787 | .753 | .690 | 17.00 | 8500 | 3.53 |
| | | 40ST, 40S | .203 | 2.469 | 1.704 | .03322 | .753 | .647 | 14.92 | 7460 | 5.79 |
| | | 80XS, 80S | .276 | 2.323 | 2.254 | .02942 | .753 | .608 | 13.20 | 6600 | 7.66 |
| | | 160 | .375 | 2.125 | 2.945 | .02463 | .753 | .536 | 11.07 | 5535 | 10.01 |
| | | XX | .562 | 1.771 | 4.028 | .01711 | .753 | .464 | 7.68 | 3840 | 13.69 |

Fuente: Perry's Chemical Engineers' Handbook, 8^{va} edición ⁽¹³⁾.

APÉNDICE H

LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA TUBERÍAS

| Pipe size, in. |  |  |  |  |  |  |  |  |
|----------------|---|---|---|---|---|---|--|---|
| | Standard ell | Veisure radius ell | Long-radius ell | 45-deg ell | Tee | Gate valve, open | Globe valve, open | Swing check, open |
| 1 | 2.7 | 2.3 | 1.7 | 1.3 | 5.8 | 0.6 | 27 | 6.7 |
| 2 | 5.5 | 4.6 | 3.5 | 2.5 | 11.0 | 1.2 | 57 | 13 |
| 3 | 8.1 | 6.8 | 5.1 | 3.8 | 17.0 | 1.7 | 85 | 20 |
| 4 | 11.0 | 9.1 | 7.0 | 5.0 | 22 | 2.3 | 110 | 27 |
| 5 | 14.0 | 12.0 | 8.9 | 6.1 | 27 | 2.9 | 140 | 33 |
| 6 | 16.0 | 14.0 | 11.0 | 7.7 | 33 | 3.5 | 160 | 40 |
| 8 | 21 | 18.0 | 14.0 | 10.0 | 43 | 4.5 | 220 | 53 |
| 10 | 26 | 22 | 17.0 | 13.0 | 56 | 5.7 | 290 | 67 |
| 12 | 32 | 26 | 20.0 | 15.0 | 66 | 6.7 | 340 | 80 |
| 14 | 36 | 31 | 23 | 17.0 | 76 | 8.0 | 390 | 93 |
| 16 | 42 | 35 | 27 | 19.0 | 87 | 9.0 | 430 | 107 |
| 18 | 46 | 40 | 30 | 21 | 100 | 10.2 | 500 | 120 |
| 20 | 52 | 43 | 34 | 23 | 110 | 12.0 | 560 | 134 |
| 24 | 63 | 53 | 40 | 28 | 140 | 14.0 | 680 | 160 |
| 36 | 94 | 79 | 60 | 43 | 200 | 20.0 | 1,000 | 240 |

* Length of straight pipe (70) giving equivalent resistance.
(Blicks and Edwards, *Pump Application Engineering*, McGraw-Hill, New York, 1971).

Fuente: Walas, S.- Chemical Process Equipment, 1990

FIG. 17-4

Equivalent Length of Valves and Fittings in Feet

| Nominal Pipe size in. | Gate valve or ball check valve | Angle valve | Swing check valve | Plug cock | Gate or ball valve | Standard ell | | | Long-radius ell | | | Welded T | | | Gate T | | | 90° miter heads | | | Equivalent length in terms of small d | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|--------------------------------|-------------|-------------------|-----------|--------------------|--------------|----------|--------|-----------------|--------|----------|----------|----------|--------|----------|---------|---------|-----------------|-----------|-----------|---------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|----|--|--|--|--|--|--|--|--|--|
| | | | | | | Welded | Threaded | Welded | Threaded | Welded | Threaded | Welded | Threaded | Welded | Threaded | 2 miter | 3 miter | 4 miter | Substan. | | Substan. | | Substan. | | Substan. | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | d/D = 1/4 | d/D = 1/2 | d/D = 3/4 | d/D = 1/2 | d/D = 3/4 | d/D = 1/4 | d/D = 1/2 | d/D = 3/4 | d/D = 1/2 | d/D = 3/4 | | | | | | | | | | |
| | | | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | | | | | | | | | |
| 1 1/2 | 65 | 26 | 13 | 7 | 1 | 1 | 2 | 3 | 5 | 2 | 3 | 8 | 9 | 2 | 3 | | | | | 5 | 3 | 1 | 4 | 1 | 3 | 2 | 1 | 1 | | | | | | | | | | |
| 2 | 70 | 33 | 17 | 14 | 2 | 2 | 3 | 6 | 4 | 3 | 4 | 10 | 11 | 3 | 4 | | | | | 7 | 4 | 1 | 5 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1 | | | | | | | | | | |
| 2 1/2 | 80 | 40 | 20 | 11 | 2 | 2 | 1 | 5 | 1 | 3 | 3 | 12 | 11 | 3 | 3 | | | | | 9 | 5 | 2 | 6 | 2 | 4 | 3 | 2 | 2 | | | | | | | | | | |
| 3 | 100 | 50 | 25 | 17 | 2 | 2 | | 6 | 4 | | 14 | 14 | 4 | | | | | | 10 | 6 | 2 | 8 | 2 | 5 | 4 | 2 | 2 | | | | | | | | | | | |
| 4 | 130 | 65 | 32 | 30 | 3 | 3 | | 7 | 5 | 19 | 5 | 5 | 15 | 5 | | | | | 12 | 8 | 3 | 10 | 3 | 6 | 5 | 3 | 3 | | | | | | | | | | | |
| 6 | 200 | 100 | 48 | 70 | 4 | 4 | | 11 | 8 | 28 | 8 | 8 | 28 | 8 | | | | | 18 | 12 | 4 | 14 | 4 | 9 | 7 | 4 | 4 | 1 | | | | | | | | | | |
| 8 | 260 | 125 | 64 | 120 | 5 | 5 | | 15 | 9 | 37 | 9 | 9 | 37 | 9 | | | | | 25 | 16 | 5 | 19 | 5 | 12 | 9 | 5 | 5 | 2 | | | | | | | | | | |
| 10 | 330 | 160 | 80 | 170 | 7 | 7 | | 18 | 12 | 47 | 12 | 12 | 47 | 12 | | | | | 31 | 20 | 7 | 24 | 7 | 15 | 12 | 6 | 6 | 2 | | | | | | | | | | |
| 12 | 400 | 190 | 95 | 170 | 8 | 8 | | 22 | 14 | 55 | 14 | 14 | 55 | 14 | 28 | 21 | 20 | | 37 | 24 | 8 | 28 | 8 | 18 | 14 | 7 | 7 | | | | | | | | | | | |
| 14 | 450 | 220 | 105 | 200 | 10 | 10 | | 25 | 16 | 62 | 16 | 16 | 62 | 16 | 32 | 24 | 22 | | 42 | 28 | 9 | | | | 20 | 16 | 8 | | | | | | | | | | | |
| 16 | 500 | 240 | 120 | 145 | 11 | 11 | | 29 | 18 | 72 | 18 | 18 | 72 | 18 | 38 | 27 | 24 | | 47 | 30 | 10 | | | | 24 | 18 | 9 | | | | | | | | | | | |
| 18 | 550 | 260 | 140 | 160 | 12 | 12 | | 33 | 20 | 82 | 20 | 20 | 82 | 20 | 42 | 30 | 28 | | 53 | 35 | 11 | | | | 25 | 20 | 10 | | | | | | | | | | | |
| 20 | 650 | 300 | 165 | 210 | 14 | 14 | | 38 | 23 | 90 | 23 | 23 | 90 | 23 | 46 | 33 | 32 | | 60 | 39 | 13 | | | | 30 | 23 | 11 | | | | | | | | | | | |
| 24 | 800 | 350 | 170 | 225 | 15 | 15 | | 40 | 25 | 100 | 25 | 25 | 100 | 25 | 52 | 38 | 34 | | 65 | 42 | 14 | | | | 32 | 25 | 12 | | | | | | | | | | | |
| 24 | 750 | 370 | 185 | 254 | 16 | 16 | | 44 | 27 | 110 | 27 | 27 | 110 | 27 | 58 | 39 | 36 | | 70 | 46 | 15 | | | | 35 | 27 | 13 | | | | | | | | | | | |
| 30 | - | - | - | - | 21 | 21 | | 55 | 40 | 140 | 40 | 40 | 140 | 40 | 70 | 51 | 44 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 36 | - | - | - | - | 25 | 25 | | 68 | 47 | 170 | 47 | 47 | 170 | 47 | 84 | 60 | 52 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 42 | - | - | - | - | 30 | 30 | | 77 | 55 | 200 | 55 | 55 | 200 | 55 | 98 | 69 | 64 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 48 | - | - | - | - | 35 | 35 | | 88 | 65 | 220 | 65 | 65 | 220 | 65 | 112 | 81 | 72 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 54 | - | - | - | - | 40 | 40 | | 99 | 70 | 250 | 70 | 70 | 250 | 70 | 128 | 90 | 80 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 60 | - | - | - | - | 45 | 45 | | 110 | 80 | 280 | 80 | 80 | 280 | 80 | 150 | 98 | 92 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Fuente: GPSA, 2004 (12)

APÉNDICE I

DIAGRAMA DE MOODY

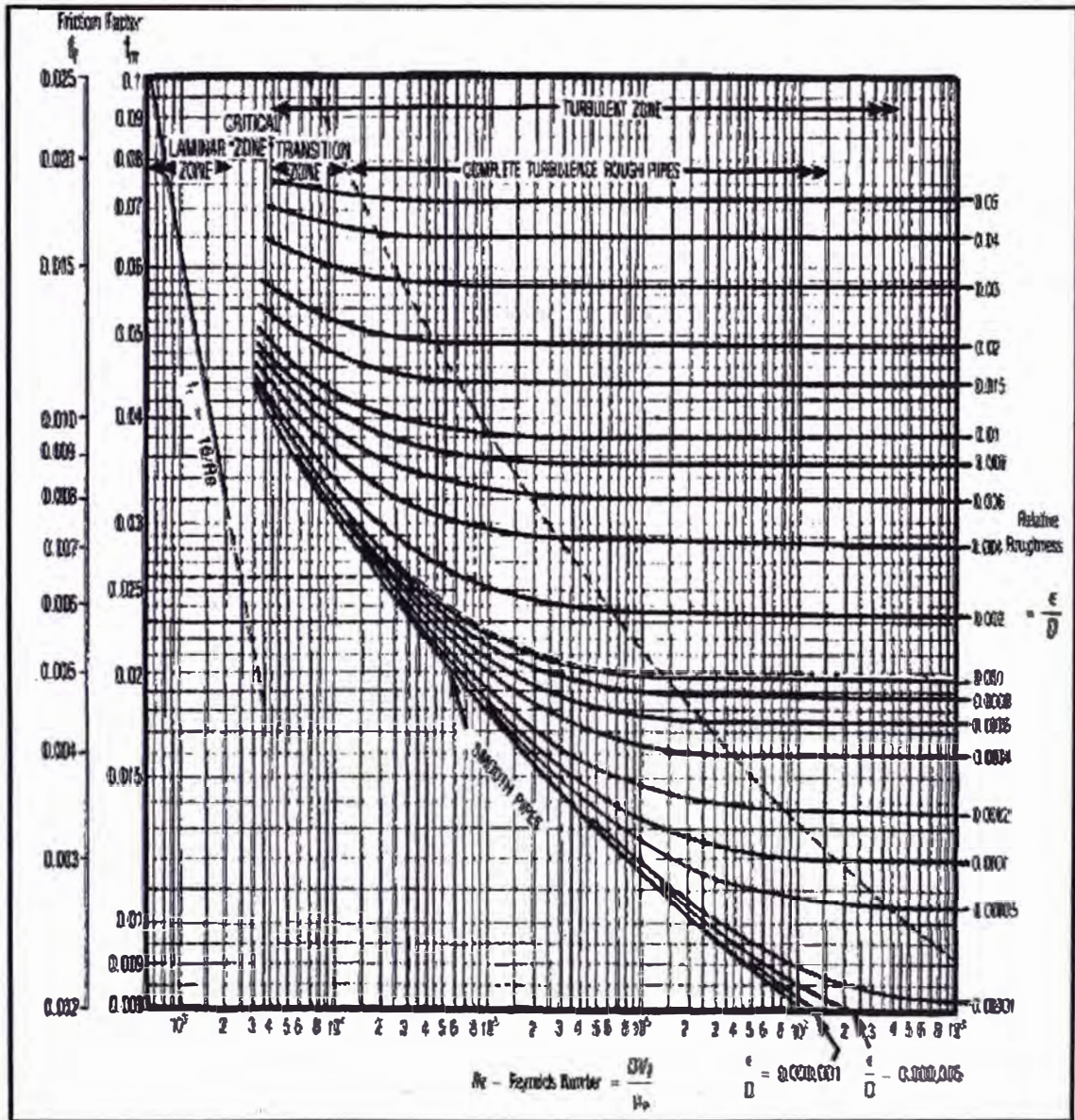


Fig. 17-2: Diagrama de Moody para cálculo de factor de fricción de varios tipos de tuberías.

Fuente: GPSA, 2004⁽¹²⁾.