



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“REDISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE
LA ESTACIÓN DE BOMBEO-FAISANES DEL
POLIDUCTO ESMERALDAS-QUITO-MACUL”**

MARIO HENRRY CHÉRREZ TROYA

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

EsPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio, 10 del 2010

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

MARIO HENRRY CHERREZ TROYA

Titulada:

**“REDISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE LA
ESTACION DE BOMBEO-FAISANES DEL POLIDUCTO
ESMERALDAS-QUITO-MACUL.”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERO MECÁNICO

f) DECANO FACULTAD
MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

f) DIRECTOR DE TESIS

f) ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: MARIO HENRRY CHERREZ
TROYA

TÍTULO DE LA TESIS: “REDISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE LA ESTACION DE BOMBEO-FAISANES DEL POLIDUCTO ESMERALDAS-QUITO-MACUL.”

FECHA DE EXAMINACIÓN: Junio, 10 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A.			
ING. RODRIGO DÍAZ B.			
ING. RAMIRO VALENZUELA S.			

Más que un voto de no aprobación es condición suficiente para falla total

RECOMENDACIONES:

El presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) MARIO HENRRY CHERREZ TROYA

5037

AGRADECIMIENTO.

Agradezco a Dios, por darme salud y sabiduría, a mi familia por darme confianza en todas las decisiones de mi vida.

A los docentes de la ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA, por la formación académica y humana, especialmente a mi director y asesor de la tesis, gracias a sus conocimientos se hizo posible la realización de la misma.

Al Ing. Ronald Moscoso representante de la empresa PETROCOMERCIAL filial de PETROECUADOR, por su ayuda y asesoramiento en dicha empresa.

Henry Chérrez.

DEDICATORIA.

Dedico a mis padres, Mario y Rita, a mi hermana Katherine, que me brindaron confianza, paciencia y apoyo incondicional en toda esta etapa estudiantil.

A mis familiares, amigos y compañeros por sus palabras de aliento en los momentos difíciles, de este arduo caminar de la vida.

Henry Chérrez.

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1.	INTRODUCCIÓN.	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación técnico económica.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1.	Objetivo general.....	2
1.3.2.	Objetivos específicos.....	2
	TRATAMIENTO DEL AIRE Y SELECCIÓN DEL	
2.	COMPRESOR.	
2.1.	Introducción.....	3
2.2.	Conceptos básicos relacionados con aire comprimido.....	4
2.3.	Tratamiento del aire seco.....	8
2.3.1.	Porqué tratar el aire comprimido.....	8
2.3.2.	De dónde viene la humedad.....	10
2.3.3.	Cómo se relacionan estos conceptos a un sistema de aire comprimido.....	10
2.3.4	Cómo se remueve la humedad y los contaminantes.....	11
2.3.5.	Filtros.....	12
2.3.6.	Regulador de presión.....	13
2.3.7.	Lubricador.....	13
2.3.8.	Secador.....	17
2.3.9.	Cómo selecciono el tipo adecuado de secador para aire comprimido...	23
2.3.10.	Cómo selecciono el tamaño adecuado del secador.....	24
2.4.	Propiedades del aire.....	24
2.4.1.	Composición química del aire.....	25
2.4.2.	Características y propiedades físicas del aire.....	26
	Clasificación de los compresores y selección de acuerdo a la	
2.5.	necesidad.....	28
2.5.1.	Definición.....	28
2.5.2.	Elevación de la presión por calentamiento.....	29
2.5.3.	Elevación de la presión por variación de volumen.....	29
2.5.4.	Clasificación.....	30
2.6.	Selección del compresor.....	32
2.6.1.	Potencia necesaria y rendimiento.....	34
2.6.2.	Efectos de los gases reales.....	34
2.6.3.	Presión.....	36
2.6.4.	Control.....	37
2.6.5.	Instalación.....	40
2.6.6.	Vibración.....	41
2.6.7.	Ruido.....	41
2.6.8.	Mantenimiento y duración.....	42
2.6.9.	Dimensionamiento del depósito.....	42
2.7.	Condensación del aire comprimido.....	45
2.7.1.	La humedad del aire.....	45
2.7.2.	Humedad máxima del aire ($f_{m\acute{a}x}$ en g/m^3).....	46
2.7.3.	Humedad absoluta del aire (f en g/m^3).....	47

2.7.4.	Cómo puede determinarse el punto de rocío.....	47
2.7.5.	Punto de rocío.....	50
2.8.	Descripción de una red de aire comprimido.....	51
2.8.1.	Componentes de distribución de aire comprimido.....	53
2.9.	Configuración.....	54
2.10.	Selección del diámetro de la tubería.....	58
2.10.1.	Cálculo del caudal o volumen necesario.....	58
	Cantidad de unidades consumidoras y cantidad de consumo de aire de	
	cada una de ellas.....	59
2.10.1.1.	Duración de conexión de unidades consumidoras.....	64
2.10.1.2.	Factor de simultaneidad.....	65
2.10.1.4.	Volumen medio utilizado.....	67
2.10.2.	Volumen total de aire (corregido).....	67
2.10.3.	Volumen total de aire corregido por altitud.....	68
2.10.4.	Pérdida de presión que se produce en un sistema de aire comprimido..	68
2.10.5.	Elección del material de los tubos.....	72

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO.

3.1.	Densidad inicial del aire.....	75
3.2.	Consumo de aire de los equipos.....	75
3.2.1.	Consumo de aire del motor.....	76
3.2.2.	Consumo de aire en orificio (tobera o boquilla).....	77
3.3.	Cálculo del caudal ó volumen necesario.....	80
3.3.1.	Duración de conexión de unidades consumidoras.....	80
3.3.2.	Factor de simultaneidad.....	80
3.3.3.	Volumen total de aire corregido por altitud o capacidad teórica.....	81
	Capacidad real que debe erogar el compresor para el funcionamiento	
	de las unidades consumidoras.....	81
3.3.4.	Dimensionamiento del depósito.....	84
3.4.	Cálculo de la capacidad del compresor en función del depósito y del	
	tiempo de llenado de los tanques.....	85
3.5.	Cálculo de la potencia real del compresor.....	86
3.6.	Temperatura de descarga del compresor.....	88
3.7.	Cálculo del diámetro interior de tubo principal.....	92
3.8.	Determinación de las pérdidas por tubería.....	92
3.8.1.	Cálculo del diámetro interior del tubo principal.....	92
3.8.2.	Cálculo del diámetro interior real.....	93
3.8.3.	Cálculo del diámetro interior del anillo.....	95
3.8.4.	Cálculo del diámetro interior del anillo real.....	96
3.8.5.	Elección del material del tubo.....	98
3.9.	Selección del secador de aire comprimido.....	98
3.10.	Selección de los filtros.....	100

4. DIMENSIONAMIENTO DE LA SALA DE COMPRESORES.

4.1.	Ubicación del sitio.....	102
4.2.	Dimensiones de la sala de compresores.....	103
4.3.	Distribución de los equipos en la sala de compresores.....	104

5.	OBTENCIÓN DE COSTOS UNITARIOS.	
5.1.	Costos asociados con el aire comprimido.....	106
5.1.1.	Inversión inicial.....	106
5.1.2.	Costo permanente.....	107
5.1.2.1.	Mantenimiento.....	107
5.1.2.2.	Energía eléctrica total utilizada.....	107
5.2.	Cálculo de la energía eléctrica total utilizada.....	110
5.3.	Costos directos.....	113
5.3.1.	Análisis de costos por materiales.....	113
5.3.2.	Análisis de costos mano de obra.....	115
5.3.3.	Costo por transporte.....	115
5.3.4.	Costo por herramientas.....	116
5.4.	Costos indirectos.....	116
5.5.	Costos totales.....	117
5.6.	Rentabilidad del proyecto.....	117
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	
6.1	Conclusiones.....	119
6.2	Recomendaciones.....	120

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1. Requerimientos de aire comprimido de acuerdo con el tipo de proceso.....	8
2.2. Contenido máximo de vapor de agua g/m^3	17
Factores a tener en cuenta en el dimensionamiento de secadores por	
2.3. Adsorción.....	21
Factores a tener en cuenta en el dimensionamiento de secadores	
2.4. refrigerativos.....	23
2.5. Composición química del aire.....	25
2.6. Presencia de contaminantes en el aire comprimido.....	26
2.7. Parámetros en la selección de un compresor.....	32
2.8. Compresores alternativos.....	36
2.9. Características de los compresores: presión, capacidad y velocidad.....	38
2.10. Características de un compresor que influyen en su elección.....	39
Rango de presiones de compresores de pistón o centrífugos de	
2.11. multietapa.....	40
2.12. Guía general de costos comparativos	41
2.13. Presión de saturación en función de la temperatura.....	50
2.14. Tabla de consumo medio de máquinas y herramientas.....	63
2.15. Duración de conexión de unidades consumidoras.....	65
2.16. Duración de conexiones de unidades consumidoras en la estación.....	65
2.17. Factor de simultaneidad.....	66
2.18. Factores de simultaneidad en las unidades consumidoras.....	66
2.19. Longitudes equivalentes de accesorios en metros.....	69
2.20. Características técnicas de tubos para redes de aire comprimido.....	73
2.21. Características técnicas de tubos para redes de aire comprimido.....	74
3.1. Tabla de altitudes y presiones atmosféricas.....	78
3.2. Tiempo de llenado de los tanques de almacenamiento.....	85
3.3. Longitud equivalente por accesorio en una tubería de 1''.....	94
3.4. Longitud equivalente por accesorio en una tubería de 1''.....	97
3.5. Especificaciones del secador frigorífico.....	99
3.6. Especificaciones de la calidad del aire requerido en el sistema.....	101
5.1. Lista de materiales para el sistema de aire comprimido.....	113
5.2. Costos por mano de obra.....	115
5.3. Costos por transporte.....	115
5.4. Costos directos.....	116
5.5. Costos totales.....	117

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
	Recomendación PNEUROP-6611 para el tratamiento del aire	
2.1.	comprimido.....	9
2.2.	Filtro.....	12
2.3.	Regulador.....	14
2.4.	Lubricador.....	15
2.5.	Secador por adsorción.....	19
2.6.	Principio de funcionamiento del secador por adsorción.....	20
2.7.	Secador frigorífico.....	22
2.8.	Clasificación de los compresores.....	31
2.9.	Características del punto de rocío.....	46
2.10.	Diagrama simplificado de Mollier (según M.Zindl y T. Engelfried).....	48
2.11.	Diagrama de Mollier (representación parcial).....	41
2.12.	Cálculo del punto de rocío.....	51
2.13.	Componentes de una red de aire comprimido.....	52
2.14.	Forma de conexión de las tuberías de servicio.....	54
2.15.	Configuración abierta y su inclinación.....	55
2.16.	Dirección del flujo en una red cerrada para una demanda característica....	56
2.17.	Inclinación en una red de aire.....	56
2.18.	Partes de una red de aire comprimido.....	57
2.19.	Monograma de longitudes supletorias.....	70
2.20.	Monograma para encontrar el diámetro interior del tubo.....	71
	Espacio físico disponible para la ubicación de la sala de compresores	
4.1.	(medidas en mm).....	103
4.2.	Dimensión de la sala de compresores (medidas en metros).....	104
4.3.	Espacio físico y ubicación de la sala de compresores (medidas en mm)....	104
4.4.	Distribución de los equipos en la sala de compresores (unidades en metros).....	105

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO A:** Unidades empleadas para el monitoreo de la calidad del aire.
- ANEXO B:** Equivalencias entre unidades de presión.
- ANEXO C:** Análisis a realizar para determinar las especificaciones del sistema de tratamiento.
- ANEXO D:** Características de diferentes tipos de refrigerantes.
- ANEXO E:** Componentes de cada uno de los seis niveles de calidad de aire.
- ANEXO F:** Caída de presión en el sistema de tratamiento de aire comprimido.
- ANEXO G:** Comparación del diámetro nominal de la tubería.
- ANEXO H:** Cuadro de diagnóstico para las líneas de distribución de aire.
- ANEXO I:** Colores de cañerías de aire según normas internacionales.
- ANEXO J:** Especificación técnica del postenfriador.
- ANEXO K:** Especificación de presión de funcionamiento para el arranque del motor.
- ANEXO L:** Datos técnicos del compresor adquirido por la empresa.
- ANEXO M:** Especificación técnica del secador refrigerativo.

LISTA DE ABREVIACIONES

A	Área
ISO	Instituto Americano del Petróleo
API 653	Norma para Reparación, Funcionamiento e Inspección de Tanques de Almacenamiento
PNEUROP-6611	
ANSI	Instituto Nacional Americano Estándar (American National Estándar Institute)
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
HP	Hourse Power (Caballos de poder)
W	Trabajo isoentrópico de compresión de un gas real
W_{tco}	Trabajo irreversible del compresor
°C	Grados Celsius
W_{rel}	Humedad relativa
°K	Grados Kelvin
TIR	Tasa Interna de Retorno

SUMARIO

El Rediseño del Sistema de Aire Comprimido de la Estación de Bombeo Faisanes del Poliducto Esmeraldas-Quito-Macul, tiene como finalidad mejorar la distribución del aire comprimido hacia todas las unidades consumidoras, principalmente para el arranque de los motores que accionan las bombas que bombean combustible, desde la estación Faisanes a la estación Beaterio.

El trabajo incluye la selección de un compresor, secador frigorífico, un postenfriador, filtros, determinación del diámetro interior de la tubería que conducirá todo el aire comprimido hacia todas las unidades consumidoras. En el cálculo del caudal se toma en cuenta el factor de simultaneidad y la duración de conexión de los equipos.

Para la selección del secador se tomó en cuenta factores como costo, mantenimiento, calidad del aire que se requiera. Se selecciona un secador refrigerativo, pero la temperatura de entrada del aire a este es muy elevada, por lo que se necesita enfriar, por lo que es necesario seleccionar un postenfriador.

El sistema de tuberías está diseñado como red cerrada o anillo, con el fin de mantener la presión constante en todos los puntos, sin importar si algún tramo está aislado debido a mantenimiento o cualquier desperfecto, esto no afecta la producción en los demás equipos.

SUMMARY

The Re-design of the Compressed Air System at the Pumping Station Faisanes of Polyduct Esmeraldas-Quito-Macul has the proposal of improving compressed air distribution to the consumption units mainly for starting engines which turn on pumps and pump fuel from Faisanes station to Beaterio station.

A compressor was selected as well as a frigidryer, a postencooler, filters and the inner diameter of the pipeline to carry compressed air to the consumption units. The flow volume calculus is taken into account with simultaneousness and duration of connection to the equipment.

For the dryer selection some factor were taken into account such as cost, maintenance and air quality. A frigidryer is selected but the input air temperature is high so that it needs to be cooled, then a postencooler will be also selected.

The pipeline system is designed as a closed ring in order to maintain the constant pressure in all of the points regardless any isolated section due to the maintenance or any damage; it does not affect the production of the rest equipment.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES.

1.1. Antecedentes.

El sistema de aire comprimido en la estación de bombeo Faisanes, necesita un completo rediseño, con el fin de modernizar este sistema, debido que el aire es utilizado siempre para el arranque de los motores, para instrumentación y para otras necesidades que en la estación se presenta.

Los compresores y el sistema de distribución que actualmente existe han cumplido su vida útil. Es por esta razón que cuando en la estación se realiza un Overhaul, se necesita de aire para limpiar las piezas de los motores y remover impurezas, este no abastece completamente, ya que el sistema de aire comprimido actual no permite mantener la presión constante; esto ocasiona molestias y tiempo perdido hasta que se normalice la presión para continuar el trabajo.

1.2. Justificación técnica-económica.

En Petrocomercial filial de Petroecuador se utiliza el aire comprimido para el arranque de los motores y otras aplicaciones que en la estación se requiera; se ha visto que los compresores y su sistema de distribución está mal instalados actualmente, por lo que es necesario ubicar los compresores en una zona estratégica donde no cause molestias a la sala de operaciones debido al ruido que estos generan. Para lograr esto es necesario seleccionar el tipo de compresor, tuberías y demás accesorios que nos facilite eficiencia y confiabilidad al momento de trabajar.

El propósito de seleccionar un nuevo compresor es, por el alto costo de mantenimiento de los compresores actuales, y además, algunas partes de estos ya no existen en el mercado porque es un compresor que tiene 30 años de antigüedad.

Todos estos factores mencionados implican una pérdida de tiempo y dinero para la empresa y los técnicos. Es el motivo por el cual es necesario rediseñar el sistema de aire comprimido en la estación de bombeo, con un respectivo análisis costo-beneficio.

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo general.

Implementar el rediseño del sistema de aire comprimido de la estación de bombeo Faisanes del poliducto Esmeraldas-Quito-Macul.

1.3.2. Objetivo específico.

1. Recopilar toda la información existente de las instalaciones de aire comprimido.
2. Diseñar el sistema de aire comprimido.
3. Dimensionar la sala de compresores.
4. Analizar el costo-beneficio de este sistema para la implementación del sistema.

CAPÍTULO II

2. TRATAMIENTO DEL AIRE Y SELECCIÓN DEL COMPRESOR.

2.1. Introducción.

El objetivo de este proyecto es rediseñar el sistema de aire comprimido, el mismo que se debe instalar en la estación de Bombeo Faisanes del Poliducto E-Q-M. El aire atmosférico se introduce por la aspiración del compresor, lo comprime, elevando su presión, y lo expulsa para efectuar un trabajo. En este proceso el aire atmosférico ha penetrado en el compresor a una presión (presión atmosférica medida al nivel del mar 1.033 Kg/cm^2), y, por efecto de la compresión, lo entrega para trabajar en las tuberías de distribución a una presión de 30 bar. El aire que sale del compresor es lo que conocemos como “Aire Comprimido”.

La función que cumple un depósito de una instalación de aire comprimido es múltiple:

- Amortiguar las pulsaciones del caudal de salida de los compresores alternativos.
- Permitir que los compresores de arrastre no tengan que trabajar de manera continua, si no intermitentemente.
- Hacer frente a las demandas pico del caudal sin que se provoquen caídas de presión en la red.

La conducción de aire comprimido se realiza a través de una red. Se entiende por red de aire comprimido el conjunto de todas las tuberías que parten del depósito, colocadas de modo que fijamente unidas entre sí, y que conducen el aire comprimido a los puntos de conexión para los consumidores individuales.

En la actualidad el Poliducto E-Q-M cuenta con un sistema de generación, transporte y unidades consumidoras de aire comprimido, utilizado para el arranque de los motores y para otras aplicaciones que aquí se requiera. Los bajos estándares de diseño, mantenimiento e instalación, del sistema de generación y transporte de aire comprimido, producen deficiencias en el correcto uso de los equipos, lo cual no permite que se puedan realizar los trabajos con regularidad.

Es por esto que es necesario diseñar un sistema de aire comprimido para el Poliducto E-Q-M, para garantizar un correcto uso del aire comprimido según las normas que para esta aplicación se rigen.

2.2. Conceptos básicos relacionados con aire comprimido. [1]

Presión.

La **presión** del aire atmosférico varía según la altitud sobre el nivel del mar a la que nos encontremos. Ésta puede variar la presión de compresión. Entenderemos por presión el cociente de dividir una fuerza por la superficie que recibe su acción:

$$p = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}}$$

Las **unidades de presión** comúnmente adoptadas en la práctica y para las aplicaciones de la neumática son: el bar, el kg/cm² y la atmósfera técnica. La siguiente identidad considera como equivalentes:

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ atm} = 1 \text{ kg/cm}^2$$

En la práctica industrial la presión se mide en **manómetros** que miden la presión relativa, ya que la presión actuante sobre el elemento elástico, es la diferencia entre la presión a medir y la atmósfera. [1]

Las variaciones de presión en un fluido compresible son, por lo general, muy pequeñas ya que los pesos específicos son pequeños, como también lo son las diferencias en elevación consideradas en la mayoría de los cálculos en hidráulica. Cuando se han de tener en cuenta para pequeñas diferencias en elevación dh , la ley de variación de la presión puede escribirse en la forma:

$$dp = - w dh$$

Dónde:

w = Peso específico del fluido (kg/m^3).

El signo negativo indica que la presión disminuye al aumentar la altitud, con h positiva hacia arriba. [2]

Caudal.

Otro parámetro que interviene es el **Caudal** que es una magnitud compuesta que relaciona el volumen y el tiempo. O bien, el caudal es el volumen de aire suministrado en la unidad de tiempo.

En los catálogos cuando se cita caudal, generalmente se refiere al caudal que hay que suministrar al elemento neumático para que funcione.

Las **unidades de caudal** más empleadas son litros por minuto (l/min), litros por segundo (l/s) y metros cúbicos por hora (m^3/h). [1]

El aire libre entregado (Free Air Delivery FAD) es el volumen expandido de aire que el compresor fuerza en la red de aire principal. El método correcto de medida de este volumen está determinado por la norma ISO 1217, sección 1, Anexo B.

Precaución.

La norma ISO 1217: 1996 Anexo B define los FAD de la unidad compresora. Lo mismo aplica para las recomendaciones Cagi-Pneurop PN2CPTC1. La norma ISO 1217:1996 Anexo C lo hace para el compresor completo. [3]

Compresión de los gases.

De todos es conocido que al comprimirse el aire disminuye el volumen. Por tanto el volumen del aire depende principalmente de la presión de compresión a la cual ha sido sometido.

Existe una relación constante entre la presión y el volumen de una misma masa de aire. Los primeros en determinar esta relación fueron los físicos Boyle y Mariotte, donde consideraron la temperatura del aire constante por lo tanto es un proceso isotérmico, de ahí el nombre de “ley de Boyle-Mariotte”, donde:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

Nos indica que P y V son inversamente proporcionales.

Cada variación de presión va acompañada por un cambio de temperatura, y de esta forma al elevar la presión aumenta la temperatura del aire, mientras que la expansión produce su enfriamiento.

Manteniendo una presión constante, al aumentar la temperatura del aire, el volumen aumenta debido a la lógica dilatación de los gases al calentarse. Aplicando la ley de gases según Gay-Lussac tendremos.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Pero el aumento de volumen está en relación directamente proporcional al aumento de temperatura. Por consiguiente:

$$V_2 = V_1 \cdot (1 + \beta T)$$

Siendo:

V_1 = Volumen a temperatura inicial.

V_2 = Volumen producido por aumento de temperatura.

T = Aumento de temperatura.

B = Coeficiente de dilatación de los gases (0,00366).

La relación entre presión y temperatura, se describe en la ecuación general de los gases y considerando que la masa de aire fuera constante, tendríamos: **[1]**

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}$$

Presión atmosférica

Es el peso de la atmósfera por unidad de área sobre cualquier punto de la tierra, a nivel del mar ésta equivale a 1 atmósfera (14,69 psi).

Presión manométrica.

Es la presión a la que se encuentra el aire comprimido en el interior de un recipiente.

Calidad de aire requerido. [3]

Existen tres contaminantes potenciales que afectan el sistema de aire comprimido: la humedad, las partículas y el aceite. Se debe instalar un sistema de tratamiento que retire estos elementos en la medida en que el proceso lo requiera, es decir, la calidad del aire deberá ser tan pura como el proceso lo demanda. En caso de realizar una selección inadecuada del sistema de tratamiento del aire comprimido se puede tener algunos inconvenientes:

Contaminación del producto y del equipo neumático, rechazos de productos terminados, oxidación de las tuberías, mayor posibilidad de fugas, desgaste excesivo de elementos neumáticos etc.

A continuación se describe la calidad de aire requerido de acuerdo con la norma DIN ISO 8573-1, en esta tabla se muestra contenido de polvo, aceite y la cantidad de agua emitidos en algunos procesos industriales típicos.

Tabla 2.1. Requerimientos de aire comprimido de acuerdo con el tipo de proceso [3].

ISO 8573-1					
Clase	Sólidos mg/m ³	Sólidos µm	Agua mg/m ³	Agua punto De rocío °C	Aceite m/m ³
1	0.01	0.1	0.1	-70	0.003
2	0.1	1	1	-40	0.117
3	1	5	5	-20	0.88
4	5	15	8	+3	5.95
5	25	40	10	+7	7.73
6	--	--	--	+10	9.36
7	--	--	--	No especifica	No especifica

2.3. Tratamiento del aire seco.

2.3.1. Por qué tratar el aire comprimido.

“Los contaminantes en el aire comprimido afectan a todos los componentes del sistema de distribución del aire.”

El aire proveniente de un compresor está impregnado, en mayor o menor medida, de suciedad. La suciedad está constituida por polvo y humedad contenidos en el aire que ha sido aspirado por el compresor, y su composición puede variar constantemente en función de las condiciones ambientales. Por otro lado, la red de presión como tal,

también constituye una fuente de contaminación, ya que el aire transportado arrastra consigo pequeñas y minúsculas partículas de óxido de condensados o escorias.

La norma PNEUROP-6611 recomienda una serie de métodos de acondicionamiento del aire a presión clasificados de acuerdo con grupos principales, acondicionamiento basto (fase de generación de aire), secado (tratamiento intermedio), acondicionamiento fino (antes de la unidad receptora). [1]

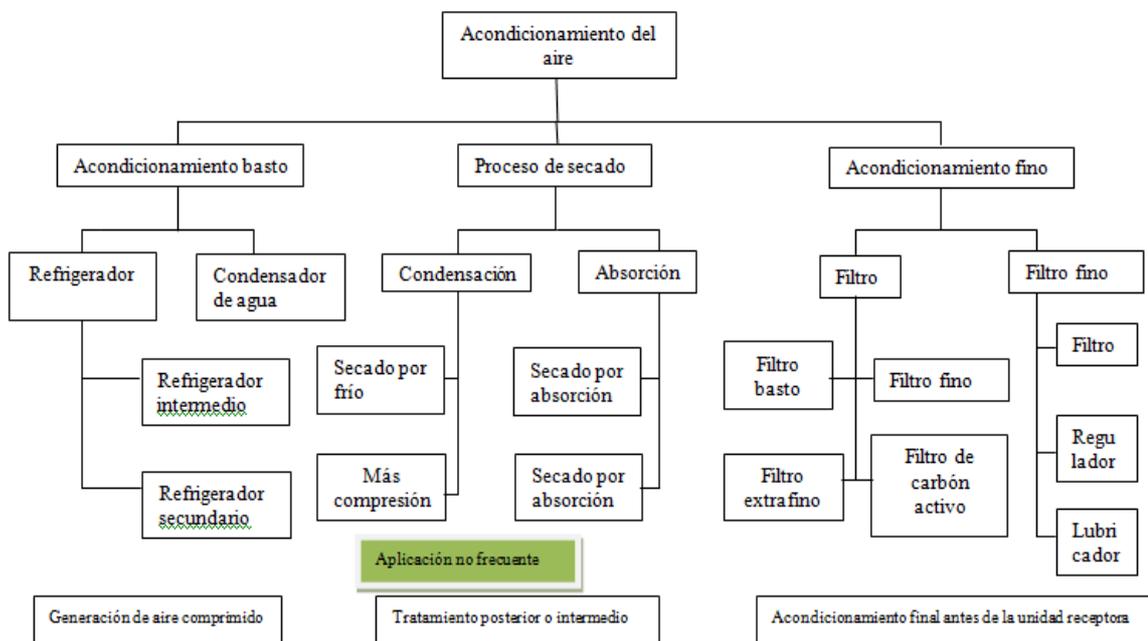


Figura 2.1. Recomendación PNEUROP-6611 para el tratamiento del aire comprimido [1]

El aire comprimido húmedo y sucio cuesta dinero al:

Robarle energía útil al sistema: [4]

- Ocasiona líneas de aire corroídas y con fugas.
- Disminuye la eficiencia y la potencia de las herramientas neumáticas.

Incrementa los costos de mantenimiento y reparación:

- Se elimina el lubricante de las herramientas neumáticas.
- Las partículas sólidas desbastan las superficies de desgaste.

Contribuye al rechazo de productos:

- Se afecta el color/adherencia de la pintura.
- Se promueve el deterioro de los productos alimenticios.

Con el sistema de tratamiento de aire comprimido adecuado, se conserva la energía del sistema, se reducen los costos de operación, y se mejora la calidad de la producción. El costo de utilizar aire comprimido húmedo excede por mucho el costo de mantenerlo seco.

2.3.2. De dónde viene la humedad.[4]

El aire atmosférico siempre contiene humedad, o vapor de agua.

Punto de saturación es el punto, en el cual, el aire retiene todo el vapor de agua que es capaz (100% de Humedad Relativa). Si agregamos más vapor de agua al aire saturado, el vapor de agua se condensará formando líquido.

Condensación es el cambio de estado de vapor de agua a líquido.

Punto de rocío es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se condensa formando líquido.

Punto de rocío a presión tiene un mayor significado debido a que indica, a una presión dada, la temperatura a la que se formarán condensados en las tuberías del aire comprimido.

2.3.3. Cómo se relacionan estos conceptos a un sistema de aire comprimido. [4]

“Los contaminantes en el aire comprimido afectan adversamente todos los componentes del sistema de distribución de aire.”

El vapor de agua y otros contaminantes en el aire ambiental entran al sistema por la admisión del compresor.

Un pie cúbico de aire a presión atmosférica contiene:

- Líquidos - Gotas de agua.
- Sólidos - Polvo y óxidos de la tubería.
- Gases - Aceite y vapores de agua.

Una vez que el aire atmosférico pasa a través del compresor operando a 30 bar, 435 psig, el aire se comprime a un octavo de su volumen previo, conteniendo la misma cantidad de contaminantes.

El incremento en la presión normalmente ocasionaría que la humedad se condense en el aire. De cualquier forma, durante el proceso de compresión, la temperatura del aire se incrementa debido al calor de fricción, aumentando su habilidad de retener vapor de agua.

Cuando el aire abandona el compresor y viaja a través del sistema, se enfría. Una vez que la temperatura disminuye por debajo de la temperatura del punto de rocío a presión, se comienzan a formar gotas de agua.

Es necesario remover la humedad y los contaminantes del sistema de aire para bajar el punto de rocío y evitar los problemas de operación, los costos de mantenimiento y los gastos de reparación.

2.3.4. Cómo se remueve la humedad y los contaminantes. [4]

Los postenfriadores es un buen primer paso. Disminuyen la temperatura del aire comprimido hasta un nivel seguro de usar y eliminan hasta el 70% del vapor de agua. Una disminución mayor en la temperatura ocasionará que se forme condensados adicionales en la tubería.

Los secadores de aire remueven el vapor de agua y reducen la temperatura del punto de rocío a presión del aire comprimido. Así se previene que se condense agua líquida en el sistema, aunque no se eliminan todos los contaminantes que entran al sistema.

Los separadores y los filtros eliminan el agua líquida, así como los contaminantes sólidos y gaseosos que afectan adversamente al sistema de aire.

Los drenes descargan el agua acumulada y los contaminantes líquidos de diversos puntos en sistema neumático.

2.3.5. **Filtros.** [1]

Los filtros estándar (figura.2.2) suelen basarse en un elemento filtrante de 5 micras de porosidad, aunque los de filtraje fino micrónico son de 0.3 micras y el submicrónico de 0.01 micras. Estos tienen que estar precedidos de un filtro normal de 5 micras para evitar su prematura saturación.

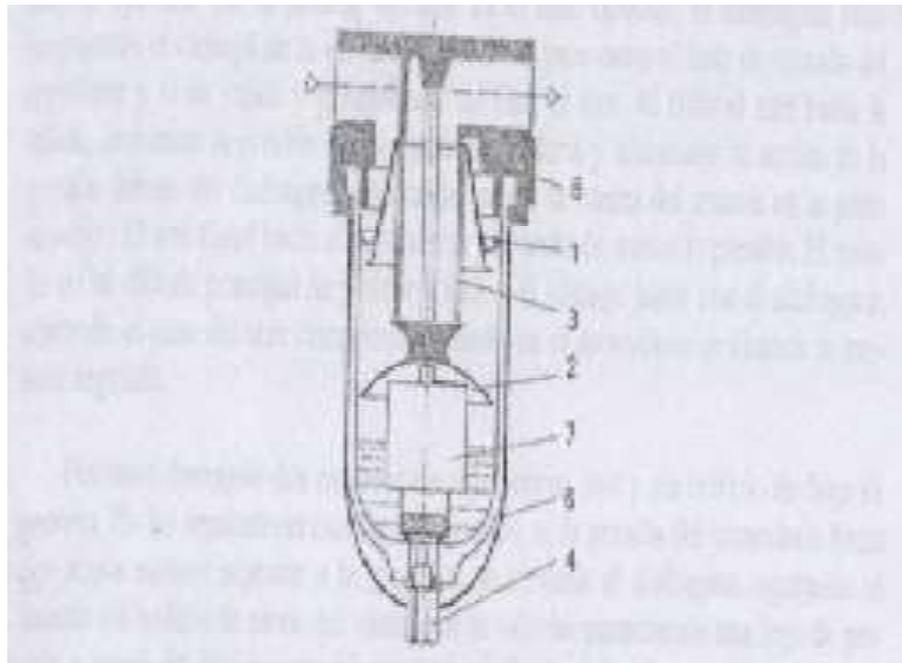


Figura 2.2. Filtro. [1]

1. Deflector centrífugo. 2. Deflector-separador. 3. Filtro. 4. Purga manual. 5. Fijación. 6. Protección. 7. Purga automática.

El elemento filtrante, a través del cual se obliga al aire a circular, retiene los contaminantes en su superficie. Un sistema deflector centrífugo separa mecánicamente la mayor parte de los contaminantes, que se acumulan en la zona de calma inferior al pasar a través de las aberturas existentes en el deflector-separador.

Para facilitar su limpieza y mantenimiento, el vaso va fijado normalmente mediante un sistema de bayoneta, permitiendo su desmontaje a mano sin necesidad de herramientas. El agua y las partículas que se depositan en la cuba del filtro deben ser evacuados, ya que de lo contrario, al alcanzar un nivel determinado, el aire arrastraría el agua de condensación hacia el sistema neumático. El vaciado del depósito se realiza fácilmente mediante un sistema de purga manual flexible, o bien mediante un dispositivo de purga automática incorporada, pudiendo los condensados conducirse a través de un tubo de 4/6 mm diámetro, con una longitud máxima de 5 metros.

Observaciones

Los vasos transparentes de los elementos estándar son de policarbonato.

A fin de no dañar el policarbonato, deberá evitarse cualquier contacto con disolventes, aceites sintéticos y esencias de otros hidrocarburos. Para la limpieza solo se emplearan detergentes neutros.

Cuando la caída de presión sea superior a 1 bar, ha de procederse al cambio del cartucho filtrante por uno nuevo. [1]

2.3.6. Regulador de presión.

Los reguladores de presión (figura.2.3) permiten establecer un caudal de aire comprimido a una presión constante y ajustada al punto de trabajo independientemente

de las fluctuaciones producidas en la red de distribución. Suelen ser del tipo diafragma o pistón cargado por muelle y válvula equilibrada. La válvula principal es de asiento plano y ha de situarse convenientemente en el tubo de aspiración. Por tanto, la regulación se consigue reduciendo la presión de alimentación.

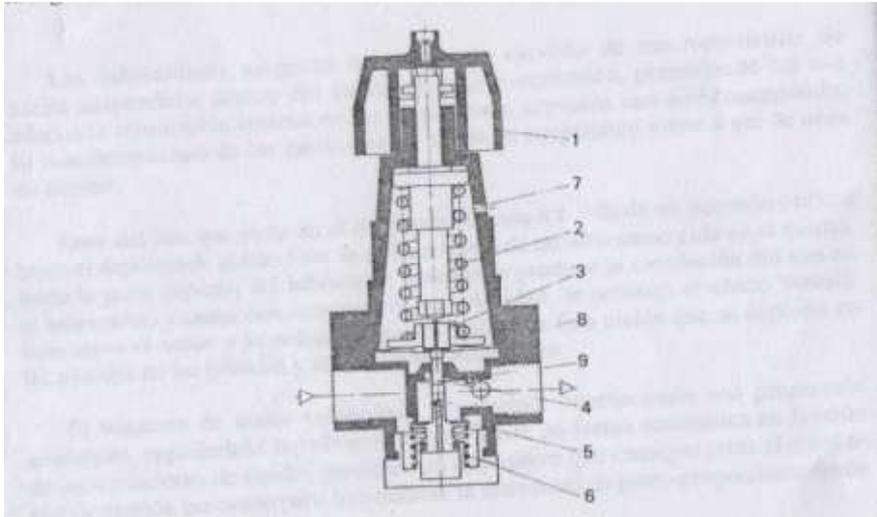


Figura 2.3. Regulador. [1]

1. Botón de ajuste.
2. Muelle.
3. Diafragma.
4. Válvula Principal.
5. Asiento plano.
6. Muelle válvula principal.
7. Agujero de fuga de presión.
8. Base.
9. Tubo de aspiración.

Girando en el sentido del reloj el botón de ajuste, se comprime el resorte contra el disco de diafragma, el cual por su parte transmite este empuje al vástago de la válvula principal. Si la presión del muelle sobre el diafragma es superior al empuje ejercido por la presión del aire en el lado opuesto, el diafragma cede empujando el vástago de la válvula, abriendo el paso entre el lado de entrada del regulador y el de salida y permitiendo así fluir el aire. Al fluir el aire hacia la salida, desciende la presión en esta parte secundaria y disminuye la acción de la presión debajo del diafragma, resultando mayor la fuerza del resorte en la parte superior. El aire fluirá hacia el secundario, elevando de nuevo la presión. El muelle de la válvula principal hará subir a ésta y el vástago junto con el diafragma, cerrando el paso del aire comprimido cuando en el secundario se alcance la presión regulada.

Observaciones

La presión de entrada debe ser superior a la presión de salida. En caso de que el escape que permite la fuga de presión continuase, deberá revisarse la membrana. Para poder acceder al pomo del regulador con normalidad es preciso asegurarse un espacio de maniobra de unos 60 mm.

Algunos fabricantes agrupan en un mismo elemento, uno encima de otro, el filtro-regulador de presión haciéndolo compacto. [1]

2.3.7. Lubricador.

Los lubricadores estándar (fig.2.4) tienen como misión suministrar a las partes móviles de los componentes neumáticos el lubricante necesario para obtener un desplazamiento suave, evitando un desgaste prematuro de dichas partes.

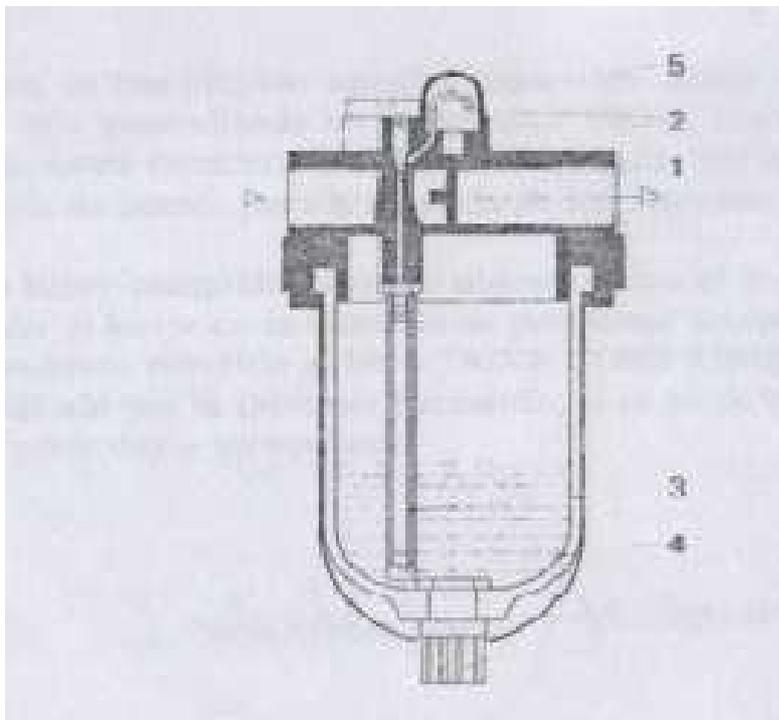


Figura 2.4. Lubricador. [1]

1. Punta de aguja.2.Tapón de llenado.3.Tubo sifón.4.Filtro.5.Goteador.

Los lubricadores aseguran un contenido elevado de macropartículas de aceite suspendidas dentro del caudal de aire comprimido, permitiendo así una adecuada

lubricación interna de los dispositivos actuados con aire comprimido. El tamaño máximo de las partículas de aceite en suspensión viene a ser unas 40 micras.

Parte del aire que entra en el lubricador circula a través de un pequeño orificio hasta el depósito de aceite. Este se eleva a través de un tubo sumergido en el mismo, hasta la parte superior del lubricador. Cuando se produce la circulación del aire en el lubricador, y como consecuencia de su velocidad, se presenta el efecto Venturi. Este eleva el aceite y lo pulveriza, produciendo una fina niebla que se deposita en las paredes de las tuberías y accionadores neumáticos.

El volumen es ajustado a voluntad, estableciendo una proporción aire/aceite, regulándose la pulverización de aceite de forma automática en función de las variaciones de caudal, mediante un dispositivo que consigue crear el diferencial de presión necesario para incrementar la intensidad de goteo proporcionalmente a la variación del caudal.

Existe un visor para observar la pulverización, que se efectúa mediante un tornillo de regulación con punta de aguja que permite dosificar la intensidad del goteo.

Observaciones

La lubricación puede considerarse eficaz hasta una distancia de 7/10 metros. Las partículas de tamaño más pequeño pueden llegar a distancias superiores. El nivel de aceite en el vaso debe situarse entre el nivel máximo y mínimo. Por otro lado, debe emplearse sólo el aceite recomendado por el fabricante.

En el fondo del depósito existe, opcionalmente, un dispositivo de purga que posibilita la extracción de los condensados y suciedad en el aceite.

El rellenado de aceite se realiza sin interrumpir el funcionamiento de la instalación. [1]

2.3.8. Secador. [3]

El aire, al comprimirse, se calienta, por lo que es necesario montar un equipo de refrigeración del aire. El calentamiento se produce porque el aumento de la energía necesaria para incrementar la presión de p_1 a p_2 implica un aumento de temperatura de T_1 a T_2 . El calentamiento se puede calcular aplicando la siguiente fórmula:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}}$$

Siendo $k = 1.4$.

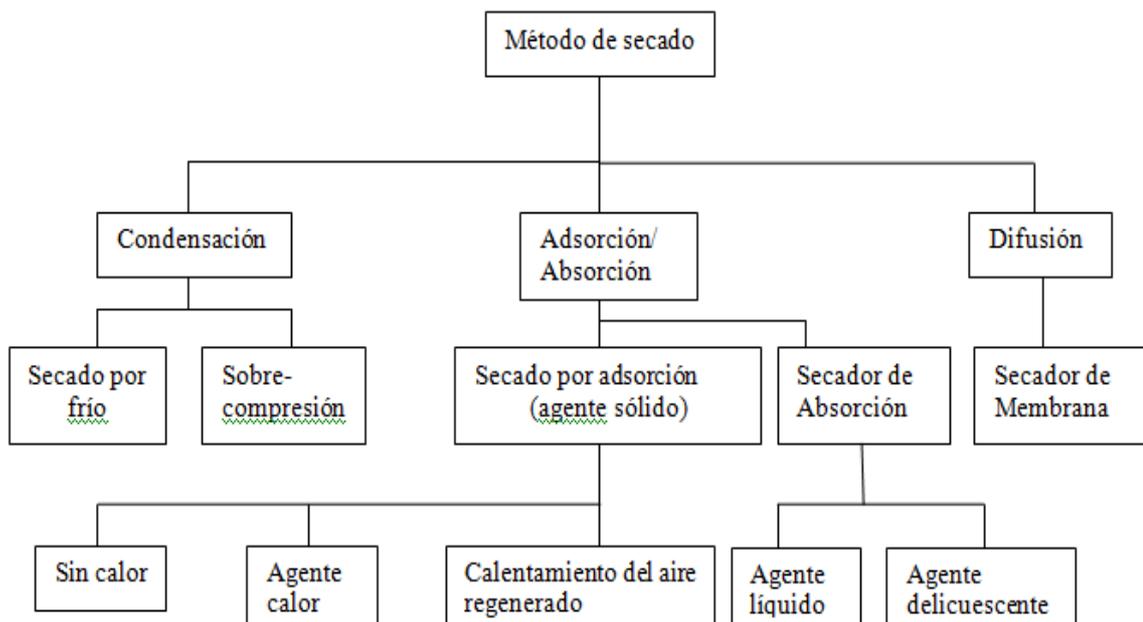
El aire siempre contiene una cantidad mayor o menor de vapor de agua. Sin embargo, el aire solo puede contener una cantidad limitada de agua (hasta la cantidad de saturación). Antes que el aire comprimido llegue las unidades consumidoras, debe conseguirse que se condense la mayor cantidad posible de vapor de agua. Para que los elementos de mando y los elementos funcionales neumáticos no se transformen en “elementos hidráulicos”, es recomendable secar el aire comprimido. Secando bien el aire se evita la corrosión de los tubos y de los elementos neumáticos.

El criterio que se aplica para medir el secado del aire es la temperatura del punto de condensación. Cuanto más alta es la temperatura del aire comprimido, más agua puede contener el aire (cantidad de saturación). Así lo demuestre la siguiente tabla:

Tabla 2.2. Contenido máximo de vapor de agua g/m³ [3]

Temperatura en °C	-20	-10	0	5	10	15	20	30	50	70	90	100
Contenido máx. de vapor de agua g/m ³	0.9	2.2	4.9	6.8	9.4	12.7	17.1	30.1	82.3	196.2	472	588

El aire se puede secar de diversas formas. En la figura 2.34. se muestra un desglose de los métodos de secado.



En el **secado por absorción**, una sustancia química atrae la humedad que termina disolviéndose en ella. La sustancia química es una solución salina a base de NaCl. Se trata de un secador de construcción sencilla, tal como se puede apreciar en la figura 2.5. Cabe observar, sin embargo, que la sustancia química se consume 1 kg. de sal es capaz de retener aproximadamente 13 kg de condensado. Ello significa que es necesario rellenar constantemente la sustancia salina, con este sistema, el punto de condensación puede ser de máximo de -15°C. [3]

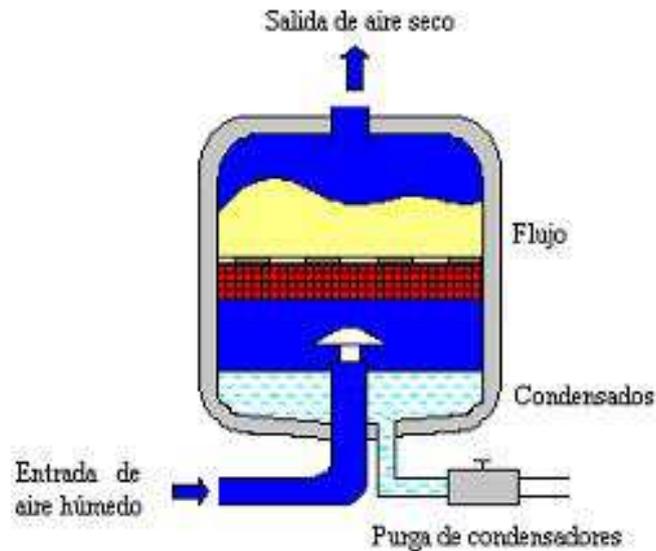


Figura 2.5. Secador por absorción. [9]

En el **secado por adsorción**, las moléculas del gas o del vapor se enlazan debido a las fuerzas moleculares. El agente secante es un gel (por ejemplo, gel silícico) que también se consume, aunque es regenerable. Por ello se necesitan dos depósitos de secado (depósito con dos cámaras) para que los procesos de secado (A) y de regeneración (B) se lleven a cabo simultáneamente. La regeneración puede conseguirse en frío o caliente.

Los secadores con regeneración del agente en frío cuestan menos, pero su funcionamiento es menos rentable. También hay secador por adsorción que utilizan filtros moleculares (silicatos de metal y aluminio o zeolitas) en calidad de agentes de secado.

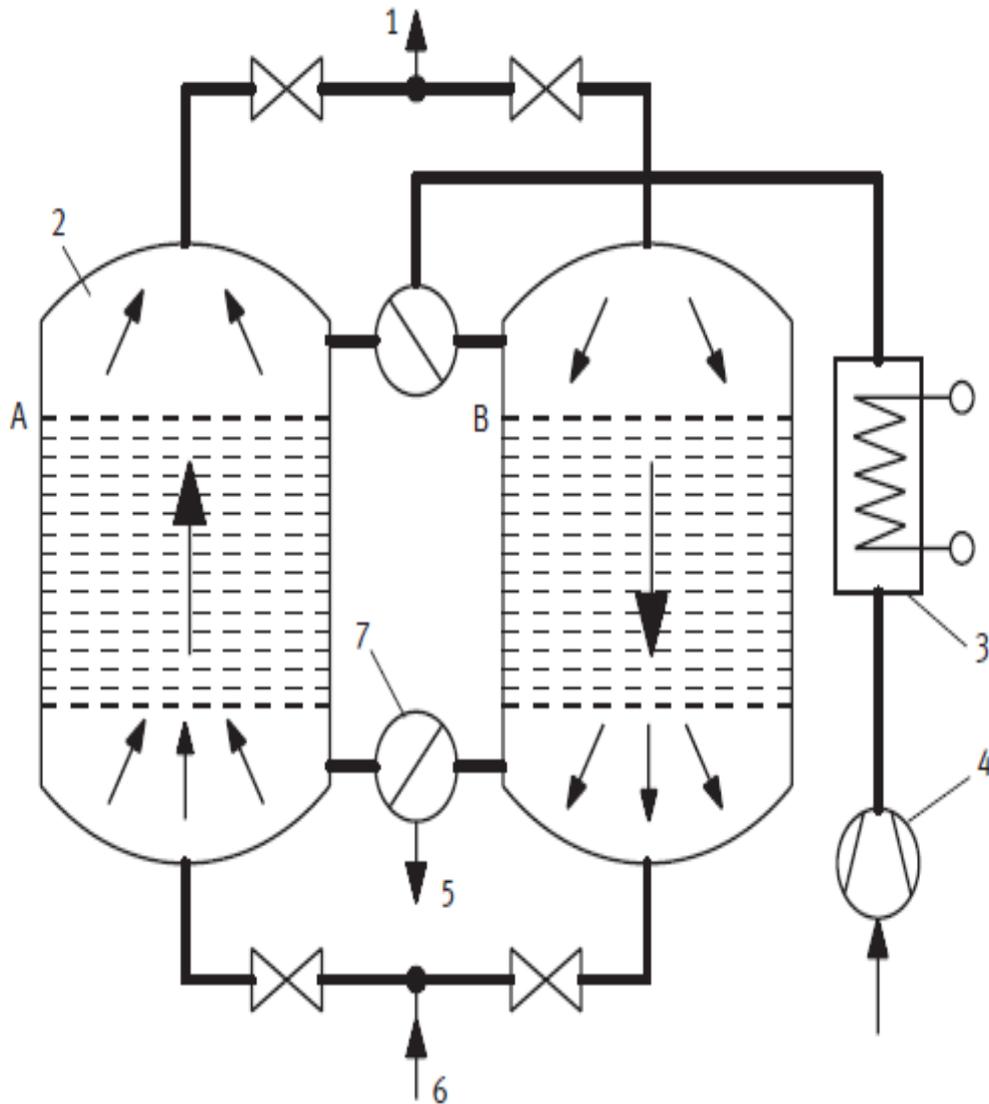


Figura 2.6. Principio de funcionamiento del secador por adsorción. [10]
 1. Aire seco. 2. Torre de secado. 3. Calentador. 4. Ventilador. 5. Aire caliente. 6. Aire húmedo. 7. Válvula.

Dimensionamiento de secadores por adsorción.

Existen factores que influyen en el tamaño del secador desecante:

- a) Presión de trabajo.
- b) Temperatura del aire comprimido.

Tabla 2.3. Factores a tener en cuenta en el dimensionamiento de secadores por Adsorción. [3]

Presión del aire de entrada		Temperatura del aire de entrada		
psig	Factor	°C	°F	Factor
		23.88	75	0.45
40	2.08	26.66	80	0.53
60	1.54	29.44	85	0.63
75	1.28	32.22	90	0.72
100	1.00	35.00	95	0.86
110	0.92	37.77	100	1.00
120	0.85	40.55	105	1.16
140	0.74			
150	0.70			

En muchos casos es suficiente recurrir al **método de secado por frío**. En este caso, la temperatura del aire disminuye por efecto de un agente refrigerante. Así se forma condensado y disminuye el contenido de agua del aire. Tal como se puede apreciar en la figura 2.7, el aire se refrigera al fluir en el sentido contrario de un agente refrigerante. Este proceso de refrigeración suele realizarse en varias fases (refrigeración previa aire-aire y refrigeración principal aire-agente refrigerante). El punto de condensación es aproximadamente +1.5 °C. Si la temperatura de la red no baja de 3°C, la red de aire comprimido ya no contiene agua. El proceso de secado por refrigeración genera aproximadamente un 3% de los costos energéticos totales correspondientes a la generación de aire comprimido. Para conseguir un ahorro mayor, puede recurrirse a secadores modernos con compresor de agente refrigerante y con regulación de las revoluciones. Este compresor adapta la cantidad del agente refrigerante circulante a la cantidad de aire que en cada momento tiene que secarse.

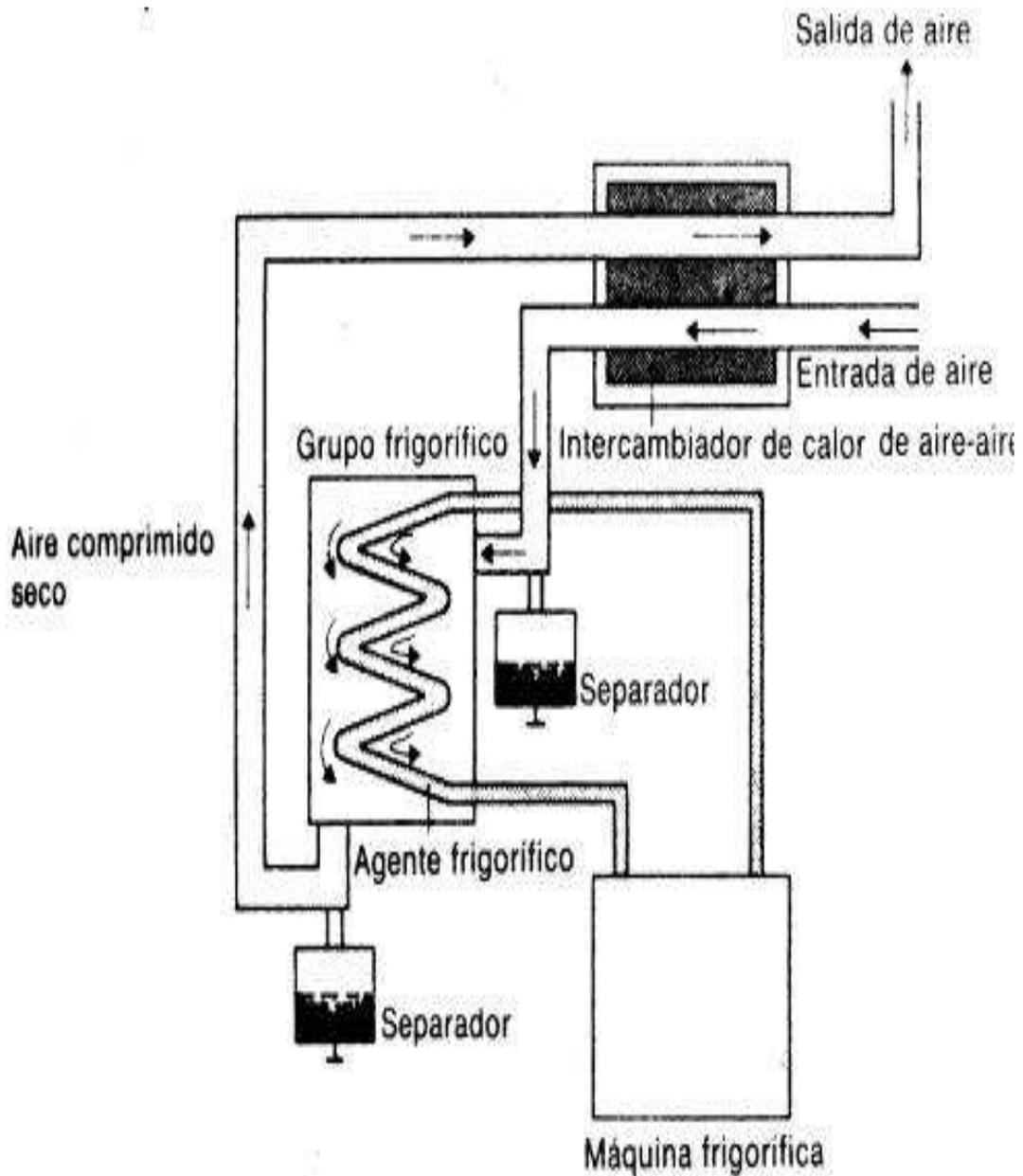


Figura 2.7. Secador frigorífico. [3]

Dimensionamiento:

Existen factores que influyen en el tamaño del secador refrigerativo:

- a) Presión de trabajo.
- b) Temperatura ambiente.
- c) Temperatura del aire comprimido.
- d) Presión de punto de rocío.

Tabla 2.4. Factores a tener en cuenta en el dimensionamiento de secadores refrigerativos. [3]

Presión del aire de entrada		Temperatura del aire de entrada			Temperatura ambiente		
psig	Factor	°C	°F	Factor	°C	°F	Factor
20	1.54	23.88	75	0.57	23.88	75	0.86
40	1.25	26.66	80	0.65	26.66	80	0.89
60	1.20	29.44	85	0.75	29.44	85	0.92
75	1.07	32.22	90	0.81	32.22	90	0.96
100	1.00	35.00	95	0.91	35.00	95	0.97
110	0.97	37.77	100	1.00	37.77	100	1.00
125	0.96	40.55	105	1.11	40.55	105	1.03
145	0.94	43.33	110	1.22	43.33	110	1.03
175	0.91	46.11	115	1.33			
195	0.90	48.88	120	1.43			
250	0.87						
300	0.85						

2.3.9. Cómo selecciono el tipo adecuado de secador para aire comprimido.

“Cuando seleccione un secador de aire comprimido, considere estos factores y determine el sistema costo/efecto más adecuado para la aplicación.”

Los secadores para aire comprimido varían en relación a su punto de rocío, costo inicial, y el mantenimiento requerido.

1) Seleccione una temperatura de punto de rocío por debajo de la temperatura ambiente mínima a la cual esté expuesto su sistema de aire comprimido.

Considere las líneas de aire:

- Localizadas en frente de puertas abiertas o ventanas.
- En áreas con aire acondicionado o sin calefacción.
- Enterradas o entre edificios.

2) Determine que secadores producen el punto de rocío requerido.

3) Considere los costos iniciales y de operación. Entre menor sea el punto de rocío, el secador y su operación serán más costosos. [4]

2.3.10. Cómo selecciono el tamaño adecuado de secador.

“Una vez que se ha seleccionado el sistema apropiado, determine las condiciones actuales en las que el secador estará operando.”

- 1) Capacidad de flujo (scfm, Nm³/hr, Nm³/min, l/sec).
- 2) Punto de rocío a presión (°C, °F).
- 3) Presión de entrada del aire (psig, bar, kg/cm²).
- 4) Temperatura de entrada del aire (°C, °F).
- 5) Temperatura ambiente o del agua de enfriamiento (°C, °F).
- 6) Caída de presión máxima permisible (psi, bar, kg/cm²). [4]

2.4. Propiedades del aire. [5]

La composición del aire es variable y depende de la altitud. A nivel del mar, *el aire seco* está compuesto por los siguientes gases: Nitrógeno 78,03 %, Oxígeno 20,90%, Argón 0,03%, el 0,04% restante lo constituyen el Dióxido de Carbono y el vapor del agua, más otros gases en menor proporción.

Vemos que los gases más abundantes en la atmósfera terrestre son el Nitrógeno y el Oxígeno y podemos agregar que el Dióxido de Carbono y el vapor de agua son los gases más importantes para la vida.

Las propiedades del aire que se manifiestan por su composición son:

El aire es materia.

Tiene masa y ocupa un volumen determinado.

El aire ejerce presión en todas direcciones.

Dicha presión se llama presión atmosférica y que para un lugar concreto depende de la altitud, temperatura y cercanía con el mar.

El aire es fuente de Oxígeno.

Posibilita la respiración de los seres vivos y mantiene la composición de cualquier sustancia combustible.

El aire es fuente de muchos gases esenciales para la vida.

El aire actúa como filtro de la radiación ultravioleta proveniente del sol.

2.4.1. Composición química del aire.

La composición química del aire seco, es decir, sin vapor del agua y a nivel del mar es la siguiente:

Tabla 2.5. Composición química del aire. [5]

Componentes		Concentración aproximada
Nitrógeno	(N)	78.03 % en volumen
Oxígeno	(O)	20.99 % en volumen
Dióxido de Carbono	(CO ₂)	0.03 % en volumen
Argón	(Ar)	0.94 % en volumen
Neón	(Ne)	0.000123 % en volumen
Helio	(He)	0.0004 % en volumen
Criptón	(Kr)	0.00005 % en volumen
Xenón	(Xe)	0.000006 % en volumen
Hidrógeno	(H)	0.01 % en volumen
Metano	(CH ₄)	0.0002 % en volumen
Oxido Nitroso	(N ₂ O)	0.00005 % en volumen
Vapor de Agua	(H ₂ O)	Variable
Ozono	(O ₃)	Variable
Partícula		Variable

Tabla 2.6. Presencia de contaminantes en el aire comprimido. [5]

Contaminantes	Procedencia	Concentración
Partículas Sólidas	Atmosférica	140 x 10 ⁶ /m ³
Carbón	Combustión	10 mg/m ³
Agua	Atmosférica	11 gr/m ³
Oxido	Cañería	4 mg/m ³
Aceite	Lubricación	5 a 50 mg/m ³
Aceite – Agua (emulsión)	Compresión	10 gr/m ³
Vapor de Aceite	Compresión	0,5 gr/m ³
Micro Organismos	Atmosférica	3800 m ³
Hidrocarburos	Atmosférica	0,5 mg/m ³

2.4.2. Características y propiedades físicas del aire. [6]

Todos los gases, independiente de sus propiedades, tienen un comportamiento que es característico del estado gaseoso. Los gases, tienen masa y adoptan la forma del recipiente que los contiene.

El aire ocupa espacio: aunque al mirar el cielo no veamos nada, los gases del aire están ahí ocupando espacio. Tienen la capacidad de desplazarse de un lugar a otro y ocupar todos los espacios vacíos o que nos parecen vacíos.

El aire se expande y se contrae: los gases llenan todo el espacio del que disponen de manera uniforme, no tienen un volumen propio. Cuando un gas se calienta ocupa mayor volumen; el gas se dilata al calentarse y se contrae al enfriarlo.

El aire es una mezcla de gases: los componentes del aire están mezclados pero no químicamente combinados.

¿Qué significa esto?

La composición de la atmósfera varía de acuerdo a la latitud y altitud, los compuestos químicos en cambio, son siempre los mismos. Para comprender mejor esto piensa:

Densidad del aire:

La densidad es la masa de una sustancia contenida en una unidad de volumen, se expresa en gr/cc. Es de 1,18 kg/m³ (a 25 °C). Todas las sustancias tienen una densidad propia a una determinada temperatura. Por ejemplo la densidad del agua es 1 gr/cc, esto significa que un volumen de 1 cc de agua pesa 1 gramo.

La humedad atmosférica: Por la evaporación de los depósitos de agua naturales y de las precipitaciones, el aire tiene cantidades variables de agua.

Se llama humedad absoluta a la cantidad de vapor de agua que hay en una unidad de volumen de aire, en un tiempo y lugar determinados.

A mayor temperatura, mayor humedad.

Abundante: Está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.

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 éstos. Además, se puede transportar en recipientes (botellas).

Velocidad: Es un medio de trabajo muy rápido y, por eso, permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas. (La velocidad de trabajo de cilindros neumáticos puede regularse sin escalones).

Para delimitar el campo de utilización de la neumática es preciso conocer también las propiedades adversas.

Preparación: El aire comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad (al objeto de evitar un desgaste prematuro de los componentes).

Escape: El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto gran parte, gracias al desarrollo de materiales insonorizantes.

Costos: El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento.

2.5. Clasificación de los compresores y selección de acuerdo a la necesidad.

2.5.1. Definición. [7]

Los compresores son aparatos destinados a realizar un aumento de la presión de un fluido en estado gaseoso, el fluido que sufre la compresión puede ser asimilado a un gas perfecto. Si el fluido es un vapor saturado o ligeramente recalentado, no cabe asimilarlo a un gas perfecto ni siquiera cuando su presión a la salida del compresor es moderada. La diferencia fundamental entre estos dos casos consiste en el hecho que en la ecuación fundamental:

$$pv = RT$$

(En la cual p es la presión, v el volumen específico, y T la temperatura absoluta), la magnitud R conserva, para un gas perfecto dado, un valor fijo, mientras que para un fluido gaseoso no asimilable a un gas perfecto varía con las magnitudes p y T .

Para simplificar admitiremos, que el fluido que se ha de comprimir satisface a la definición de un gas perfecto, es decir que su magnitud característica R permanece constante.

2.5.2. Elevación de la presión por calentamiento.

Para aumentar la presión de un gas, se puede actuar bien sea sobre su temperatura, o bien sobre su volumen, o sobre estas dos magnitudes a la vez. Calentando una masa dada de gas en un recinto de volumen constante, se obtiene un aumento simultáneo de la temperatura y de la presión. Para un aporte de calor igual a Q Kcal/kg, la elevación de temperatura se obtiene a partir de la relación:

$$Q = c_v (T_2 - T_1)$$

(en la cual c_v es el calor específico del gas a volumen constante), y la presión final p_2 está dada por:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

La elevación de presión por calentamiento no presenta interés más que cuando el gas caliente está destinado a ser expandido inmediatamente en un motor, estando este concebido, en la medida de lo posible, para funcionamiento a presión inicial variable.

2.5.3. Elevación de presión por variación de volumen.

Si la temperatura de un gas se mantiene constante, su presión es inversamente proporcional al volumen específico; así pues, se puede obtener un aumento de la presión

por medio de una reducción del volumen ocupado por el gas. A decir verdad, no es más que en este caso que la elevación de presión resulta de una acción directa sobre el volumen de una masa dada de gas.

Los aparatos que funcionan bajo este principio son los compresores volumétricos.

2.5.4. **Clasificación.** [8]

Dependiendo de la forma en que se produce la transformación de energía mecánica en energía de presión en el gas, los compresores se clasifican en:

- ***Compresores volumétricos:*** En los cuales se comprimen porciones del gas, disminuyendo su volumen, mediante un elemento del compresor que se desplaza conjuntamente con el gas. Estos compresores se llaman también de desplazamiento positivo.

En cuanto al modo de funcionamiento, está caracterizado por la forma del diagrama de compresión en el sistema p,V : el incremento de presión del fluido puede ser progresivo, en cuyo caso el diagrama realizado tiene la misma forma que el de un compresor de pistón, o bien instantáneo, lo que se traduce en diagrama rectangular. En todos los casos, la comunicación entre el compresor y los recintos en los que tiene lugar la aspiración o la descarga se establece o suprime por la rotación de ciertos órganos, de manera que la entrada y la salida del fluido no están reguladas (como en los compresores de pistón) por válvulas accionadas o por válvulas automáticas.

- ***Compresores rotodinámicos:*** Un elemento giratorio con aletas o álabes induce fuerza centrífuga al gas aumentando su energía y cantidad de movimiento. Estos compresores también se llaman dinámicos o de desplazamiento negativo.

Otra diferencia importante entre los compresores volumétricos y rotodinámicos radica en que los primeros realizan el proceso de compresión de una manera discontinua o pulsante, en cambio que los compresores rotodinámicos realizan el proceso de compresión de una forma continua.

Los compresores volumétricos y rotodinámicos se subdividen a su vez en:

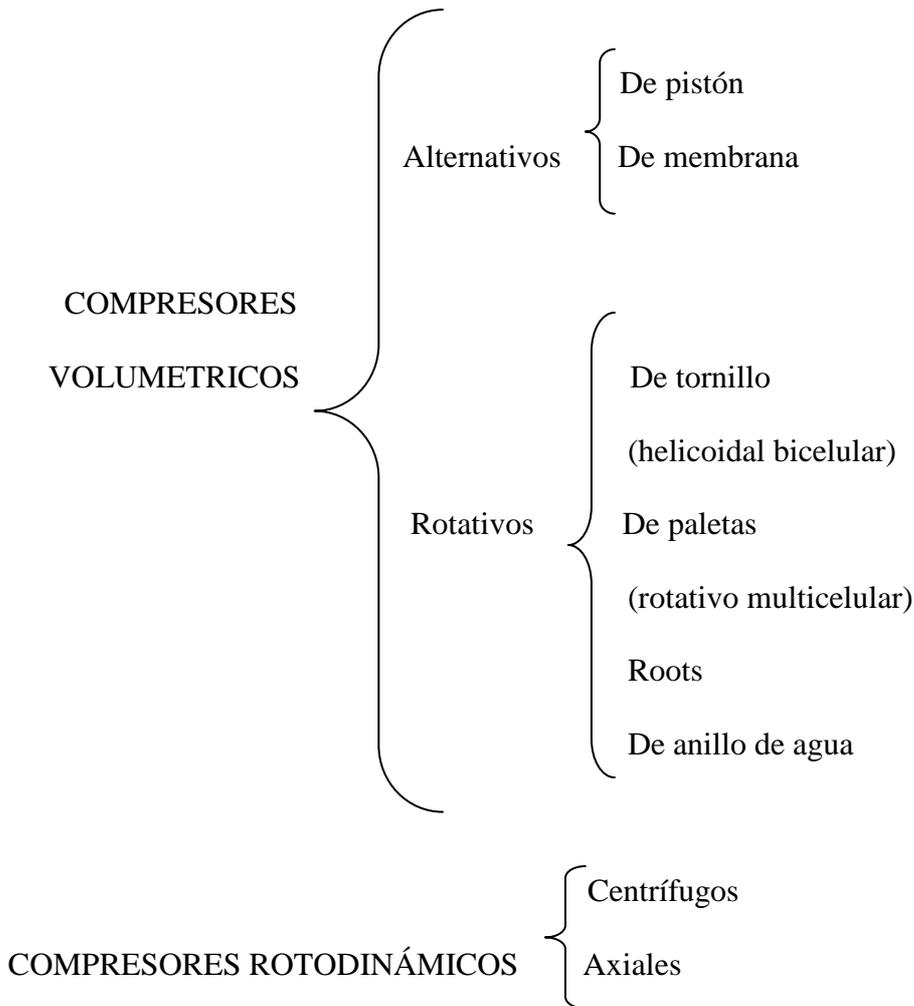


Figura 2.8. Clasificación de los compresores. [8]

Esta sección toma como referencia las normas API Standard 617,618 y 619 que se refieren a los compresores de utilización en la industria del petróleo y gas para los compresores axiales, centrífugos y reciprocantes; y, de desplazamiento positivo rotativos, respectivamente. [8]

2.6. Selección del compresor. [9]

La elección del compresor adecuado para una aplicación determinada no es solo cuestión de decir la capacidad y la presión de suministro necesaria, los principales parámetros de selección se resume en la tabla 2.5, si bien en un caso particular no todos intervendrán. Así, cuando la demanda es relativamente pequeña e intermitente, el rendimiento total y otros varios factores serán secundarios ante la importancia del costo de adquisición y de instalación. En cambio, para una gran demanda continua, el rendimiento total puede que sea el parámetro principal del cual dependerán los costos totales.

Las características principales en cuanto a funcionamiento y caudal para diversos tipos de compresores se resumen en la tabla 2.7.

Sin tener en cuenta otros parámetros, los compresores alternativos son generalmente adecuados y suelen ser los más económicos para caudales de hasta 100 m³/min (tabla 2.6). Las demandas superiores las cubren fácilmente los compresores centrífugos, aunque con rendimientos no tan atractivos para capacidades inferiores a los 170 m³/min.

Las capacidades de los compresores centrífugos van hasta 2800 y 3500 m³/min.

Tabla 2.7. Parámetros en la selección de un compresor. [9]

Parámetro	Observaciones
Rendimiento total	De importancia primordial si se requieren grandes caudales.
Capacidad y presión	Determina normalmente el tipo idóneo.
Control	Confirmar la adaptación a las condiciones de carga.
Utilización	Debe tenerse en cuenta con el rendimiento. El uso intermitente sin carga

	anula la importancia del rendimiento como parámetro de selección.
Refrigeración	El rendimiento depende de la refrigeración; si se proyecta bien este sistema se necesita menos agua y se reduce el costo. La refrigeración por aire rinde algo menos y es de aplicación más limitada.
Refrigeración intermedia	
Velocidad	Determina la aptitud para accionamiento directo o la necesidad de variador.
Espacio	La elección de un compresor puede ser influida por el espacio en planta disponible, el peso total, la posibilidad de montaje fijo o sobre remolque.
Vibración	Los elevados niveles de vibración pueden causar dificultades o limitar las velocidades de los motores.
Tipo de válvula	Una válvula correctamente proyectada asegura un funcionamiento con pocas pérdidas y fiable (sobre todo en los compresores alternativos).
Lubricación	La lubricación a presión se emplea, generalmente, en los modernos compresores alternativos. Algunos tipos pueden funcionar sin lubricación.
Mantenimiento	Los costos de depreciación y de mantenimiento pueden convertirse en factores primarios de los gastos generales después del primer año.
Ruido	Algunos tipos son inevitablemente ruidosos y difíciles de silenciar sin una pérdida drástica de rendimiento.
Costo del motor	Puede influir en el costo inicial y en el de funcionamiento.
Costo de la cimentación	Importante según los tipos.
Adaptación	Capacidad de adaptarse a las instalaciones

2.6.1. Potencia necesaria y rendimiento.

La potencia teórica necesaria para comprimir aire en un proceso adiabático reversible (con presión isoentrópica) en un compresor alternativo, puede calcularse por la fórmula:

$$\text{HP necesarios} = \frac{144 PV}{33\,000} \times \left(\frac{u}{u-1}\right)^{\frac{u-1}{r} - 1} \quad (2.1)$$

Dónde:

P = presión de admisión al cilindro en lb/in² (absoluta)

V = pies cúbicos/ min en la admisión del cilindro.

r = relación de compresión.

u = constante del fluido.

2.6.2. Efecto de los gases reales.

Para tener en cuenta las desviaciones de la ley de los gases ideales, se introduce un factor de compresibilidad.

$$Z = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (2.2)$$

Dónde:

p = Presión.

V = Cantidad de aire necesario.

R = Constante de los gases $\left(R = 29.26 \frac{kg \cdot m}{kg \cdot ^\circ K}\right)$

T = Temperatura absoluta.

El trabajo isoentrópico de compresión de un gas real es:

$$W = p_1 \cdot V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \quad (2.3)$$

Dónde.

Z_1 y Z_2 , son las compresibilidades en las condiciones 1 y 2. La compresibilidad también afectará en el flujo de volumen del compresor debido a la nueva expansión del gas en el volumen del espacio muerto.

La potencia real teniendo en cuenta las derivaciones del gas real es:

$$Hp = \frac{144 p_1 V_1 k}{33\,000 (k-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2Z_1} \right) \quad (2.4)$$

Con las presiones en lb/in² y los volúmenes en pie³/min. Cuando el gasto volumétrico V se da en m³/s y la presión en pascuales, la potencia (con caída 144/33000), se da en watts. Siendo η_c eficiencia global de compresión.

También se puede calcular la potencia del compresor con el trabajo irreversible del compresor, de la siguiente manera. [15]

$$W_{tco} = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[(r_p)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

La potencia del compresor será:

$$P_{co} = \dot{m} W_{tco} \quad (2.6)$$

Dónde:

\dot{m} = flujo másico de aire.

Este flujo se calcula con la siguiente ecuación.

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} \cdot p_1}{R T_1} \quad (2.7)$$

La eficiencia de compresión varía entre 0.85 y 0.95. La eficiencia mecánica va de 0.88 a 0.95. La eficiencia global es el producto de las eficiencias de compresión y mecánica.

La temperatura de descarga se puede calcular a partir de:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1}{\eta_c} \right] \quad (2.8)$$

Tabla 2.8. Compresores alternativos. [9]

Presión	Capacidad	Tipo
Menos de 60 psi (4 kg/cm ²)	-----	Una etapa
60 – 100 psi (4-7 kg/cm ²)	Menos 300 cfm (8.5 m ³ /min)	Una etapa
60 – 100 psi (4-7 kg/cm ²)	Más 300 cfm (8.5 m ³ /min)	Dos etapas
Más de 100 psi (7 Kg/ cm ²)	-----	Dos, tres o cuatro etapas según la demanda especifica.

2.6.3. Presión.

También se distinguen dos conceptos:

- **La presión de servicio** es la suministrada por el compresor o acumulador y existe en las tuberías que alimentan a los consumidores.

- **La presión de trabajo** es la necesaria en el puesto de trabajo considerado.

Importante: Para garantizar un funcionamiento fiable y preciso es necesario que la presión tenga un valor constante. De ésta dependen:

- La velocidad.
- Las fuerzas.
- El desarrollo secuencial de las fases de los elementos de trabajo.

2.6.4. Control.

Los compresores de desplazamiento positivo de una y de dos etapas, por lo general utilizados en la industria, suelen regularse con relé neumático cargado por un muelle que automáticamente envía una señal al mecanismo de descarga. En este caso, la presión del depósito de aire se transmite a la cabeza del pistón, que actúa contra un muelle ajustado a una presión predeterminada. Cuando la presión en el depósito supera este valor, el muelle se comprime y permite el paso del aire a un pistón situado en la parte superior de la válvula de succión; el pistón actúa sobre una mordaza de las válvulas de aspiración que las mantiene fuera de su asiento, de forma que no hay compresión en el cilindro.

Con compresores de doble efecto, con dos relés neumáticos ajustados a diferentes presiones se puede descargar los dos extremos del pistón sucesivamente para plena carga, media carga y carga nula.

Los compresores se accionan, según las exigencias, por medio de un motor eléctrico o de explosión interna. En la industria, en la mayoría de los casos los compresores se arrastran por medio de un motor eléctrico. Si se trata de un compresor

móvil, éste en la mayoría de los casos se acciona por medio de un motor de combustión (gasolina, Diesel). [9]

Tabla 2.9. Características de los compresores: presión, capacidad y velocidad. [9]

Tipo	Subtipo(s)	Presión Psi	Caudal Cfm (FAD)	Velocidad rpm	Observaciones
ALTERNATIVOS	Una etapa Dos etapas Varias etapas	Hasta 100 Hasta 100 Hasta 150 o más	Menos de 300 Más de 300 Más de 300		Generalmente el tipo más económico para capacidades hasta 3500 cfm
DIAFRAGMA	Una etapa Dos etapas Tres etapas	60 100 Presiones más altas si son accionados hidráulicamente	Hasta 25 Hasta 6		
PALETAS	Una etapa Dos etapas Tres etapas	Hasta 50-60 Hasta 120-150 Hasta 120	} 50 – 50000	250 – 3500 Depending on size Hasta 3000	} Para más de 30 psi Refrigerado por agua
ROOTS	Una etapa Dos etapas	Hasta 15 Hasta 30	} Hasta 50 000	} 250 – 6000 Depending on size	} Soplantes
DE TORNILLO LYSHOLM	Una etapa Dos etapas	Hasta 60 Hasta 150 o más (hasta 450)	} 600 - 20000	} 300-25000	Maquinas esencialmente rápidas
ANILLO LIQUIDO	Una etapa Dos etapas	Hasta 20 Hasta 30-45	} Hasta 5000	} Hasta 3500	Grandes volúmenes a bajas presiones o volumen reducido a presiones altas
CENTRIFUGOS	Una etapa Cuatro etapas Cinco etapas Varias etapas Varias etapas en serie	6 30 35 100 } Más de 35	Desde 230 } Hasta 125 000 } 6000 – 100 000 } Hasta 100 000	} Hasta 25000	} Soplantes } Refrigerado por agua } Relación de compresión 1.5 a 1.6 por etapa
FLUJO AXIAL		Según necesidades	Según necesidades		El rendimiento a aumentar con la capacidad

Tabla 2.10. Características de un compresor que influyen en su elección. [9]

	Costo inicial	Rendimiento	Instalación	Vibración	Nivel de ruido	Mantenimiento	observaciones
ALTERNATIVO	De bajo a moderado	Elevado		Reducida en las configuraciones L y W	Muy alto		Elección normal para capacidades hasta 3500 cfm para suministro a redes neumáticas
DIAFRAGMA	Bajo	Elevado		Elevado	Elevado		Capacidad limitada, pero muy adecuada para gases tóxicos o corrosivos
PALETAS	De bajo a moderado	Ligeramente inferior al de los alternativos	Sencilla	Nula	Bajo (sobre todo en el tipo refrigerado por agua)	Las paletas y los anillos de retención se gastan	Ideal para aplicaciones presión (soplante) y gran volumen
ROOTS	Bajo	Bajo, pero crece con el tamaño	Sencilla	Poca si el rotor está bien equilibrado	Elevado	Precisa poco	Ideal para aplicaciones de presión media y poco actual
DE TORNILLO	Elevado	Alto (equiparable al de los alternativos)			Muy alto		Los modelos actuales pueden competir con los alternativos y con las turbomáquinas
CENTRIFUGO	Elevado	Escaso en los de tamaño reducido, crece con el tamaño	Precisa un firme adecuado	Muy importante el equilibrado por las grandes velocidades implicadas	Se rebaja por filtración	Bajo	Máquinas esencialmente rápidas, para buen rendimiento. No suelen ser competitivas para menos de 6000 cfm
AXIAL	Elevado	Elevado	Precisa un firme adecuado		Se rebaja por filtración	Bajo	Sin competencia para grandes caudales (desde los 10 000 cfm)

Tabla 2.11. Rango de presiones de compresores de pistón o centrífugos de multietapa.

NÚMERO DE ETAPAS	RANGO DE PRESIONES (atm)
1	Hasta 8
2	Hasta 30
3	Hasta 120
4	Hasta 350
5	Hasta 500
6	Hasta 1000
7	Más de 1000

Para la selección de un compresor hay que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Para alta presión arriba de 250 psi se utilizan solo reciprocantes.
- Según el tipo de trabajo:
 - Para trabajo pesado se aplican los reciprocantes.
 - Para un trabajo medio los centrífugos o los de tornillo.
- Según su confiabilidad.
- Según el espacio y necesidades de anclaje: Los rotatorios requieren menos espacio y anclaje.
- Si se requiere aire libre de aceite
- Total de aire consumido.

2.6.5. Instalación.

La instalación no suele presentar dificultad con compresores de menos de 20 CV. En cambio, algunos más potentes requieren cimentaciones especiales, cuyas dimensiones y costo aumentan con el tamaño del compresor, sobre todo en el caso de compresores alternativos con grandes fuerzas no equilibradas. Los grandes compresores centrífugos y de flujo axial son mucho menos problemáticos en este aspecto, porque son

máquinas esencialmente equilibradas y la cimentación deberá soportar el peso de la máquina, el motor y poco más. [9]

2.6.6. Vibración.

Las máquinas rotativas son de funcionamiento más suave que las alternativas. Algunas de estas últimas requieren particular atención para evitar las vibraciones excesivas (y el ruido) que generan; por ejemplo, mediante montajes antivibratorios que aíslen bien la máquina.

En la tabla 2.8 se da una orientación que permite establecer comparaciones generales por costos de instalación que comprenden los de adquisición, los de montaje y los del motor. [9]

Tabla 2.12. Guía general de costos comparativos. [9]

	ALTERNATIVOS			De Paletas	Roots	De tornillo	Centrifugo	Flujo axial
	Vertical	Horizonta	En V o W					
Costo inicial	moderado	Moderad	Bajo	Mínimo	Muy bajo	Bajo	Moderado	Algo menor que el de los centrífugos
Costo de instalación	Puede ser elevado	Puede ser elevado	De bajo a moderado	Muy bajo	Mínimo	Mínimo	Bajo	Bajo
Costo del motor	Elevado	Elevado	Moderado	Muy bajo	moderado	Muy bajo	Mínimo	Mínimo

2.6.6. Ruido.

Algunos compresores son más ruidosos que otros, pero es imposible una descripción general de éste parámetro, sobre todo porque el espectro sonoro generado por las diversas máquinas es muy variado.

En algunos compresores, el ruido del aire se reduce sustancialmente por un tratamiento simple, como puede ser un silenciador tipo filtro aplicado en el punto adecuado. En otros, no es posible atenuar el ruido si no se aíslan por completo en una caja.

El tema del control del ruido (y de las vibraciones) es muy especializado y requiere una gran experiencia técnica para que las mejoras logradas sean reales. [9]

2.6.7. Mantenimiento y duración.

Por lo general se asigna a un compresor una vida de 10 años o de 100 000 horas de funcionamiento, aunque esto puede reducirse sustancialmente si el compresor trabaja en condiciones muy adversas. La cifra de 100 000 horas sirve para compresores que funcionan continuamente, y la de 10 años para los que se usan de forma intermitente.

El tiempo de funcionamiento entre revisiones o sustituciones puede ser considerablemente más corto, aunque, lógicamente, todas las piezas críticas de un compresor deben proyectarse para una duración de 10 años/100 000 horas. Sin embargo, algunos tipos de compresor tiene piezas cuya vida es mucho más corta; por ejemplo, las paletas de un compresor puede que solo duren un año o incluso menos. [9]

2.6.8. Dimensionamiento del depósito.

El acumulador, además de ser el depósito hacia el cual los compresores entregan el aire comprimido, para luego pasar a las unidades consumidoras, para eso requiere que cumpla también las siguientes funciones:

- Estabiliza las pulsaciones de presión del aire que proviene del compresor.

- Compensa las oscilaciones de presión de la red de aire comprimido, que inclusive pueden ser grandes de acuerdo al consumo de aire.
- Gracias al gran volumen relativo del tanque, el aire se refrigera adicionalmente, desprendiéndose parte de la humedad del aire (condensado) y además se sedimentan partículas de aceite e impurezas, por esta razón el acumulador dispone en su punto más inferior de una válvula para extraer el condensado.

Dependiendo de la aplicación, el diseñador debe determinar la diferencia de presión admisible en el interior de la red ΔP , esta diferencia de presión en instalaciones neumáticas varían generalmente entre 0.1 y 1.6 bar, mientras menor sea el nivel de ΔP , la presión existente en la red será más constante pero así mismo las dimensiones del acumulador y la red serán mayores en el costo, en caso contrario habrá fluctuaciones en la presión pero las dimensiones y costos disminuirán, el valor que se escoja dependerá mucho del objetivo y necesidades de la red, con mucha frecuencia se escoge $\Delta P = 1$ bar. [8]. *Para el diseño de los tanques de almacenamiento se debe tomar en cuenta las normas ASME, tipo de material, espesor, presión y volumen de trabajo.*

El tanque de almacenamiento debe ser lo suficientemente grande como para contener todo el aire entregado por el compresor en un minuto. A continuación se indica una manera de cálculo.

$$V_t = \frac{Q_c * 0.25 * 60 * p_{atm}}{40 * (p_f - p_i)} \quad (2.9)$$

Dónde:

V_t = Volumen del tanque en pie³.

Q_c = FAD del compresor en cfm.

p_{atm} = Presión atmosférica.

p_f = Presión manométrica final.

p_i = Presión manométrica inicial.

También existe otra manera de calcular el tamaño del acumulador, depende básicamente del caudal de aire comprimido, la frecuencia de conmutación y la caída o diferencia de presión admisible en el interior de la red, pudiéndose aplicar la siguiente ecuación para su cálculo:

$$V = \frac{15 \cdot Q}{z \cdot \Delta P} \quad (2.10)$$

Donde:

V = Volumen del acumulador en m^3 .

Q = Caudal de aire libre m^3/min .

z = Frecuencia de conmutación.

ΔP = Diferencia de presión admisible en bar. [8]

El consumo del tanque de almacenamiento se calcula de la siguiente manera. [19]

$$\dot{V}_{\text{consumo tanque}} = \frac{V \cdot \Delta p}{p_o \cdot t} \quad (2.11)$$

Dónde.

V = Capacidad del depósito.

Δp = Diferencia de presión de carga (p_1) y alivio (p_2)

$\Delta p = (p_2 - p_1)$

t = Tiempo de llenado de los depósitos.

La duración de período de carga y de alivio de los tanques se determina con la siguiente expresión.

Tiempo de alivio.

$$t_1 = \frac{V (\Delta p)}{p_o \dot{V}_{\text{consumo tanq}}} \quad (2.12)$$

Tiempo de carga.

$$t_2 = \frac{V (\Delta p)}{p_o(\dot{V} - \dot{V}_{consumo\ tanq})} \quad (2.13)$$

El volumen del compresor será:

$$\dot{V}_{compresor} = \frac{\dot{V}_{consumo\ tanque}}{i} \quad (2.14)$$

Siendo, i un coeficiente de llenado de los tanques ya sea que se llene en un 50 % toda su capacidad, y/o dependiendo la necesidad de llenado de los mismos. [19]

2.7. Condensación del aire comprimido.

El aire húmedo es una mezcla de aire seco y vapor de agua.

2.7.1. La humedad del aire. [10]

La humedad relativa del aire W_{rel} es la relación entre el contenido real de vapor de agua y el contenido máximo posible de vapor de agua en el aire (estado de saturación).

$$W_{rel} = \frac{\text{Humedad absoluta del aire (f)}}{\text{Cantidad de saturación (f máx)}} \cdot 100 \% \quad (2.15)$$

El diagrama de punto de rocío de la Figura 2.9 se muestra la saturación del aire en función de la temperatura.

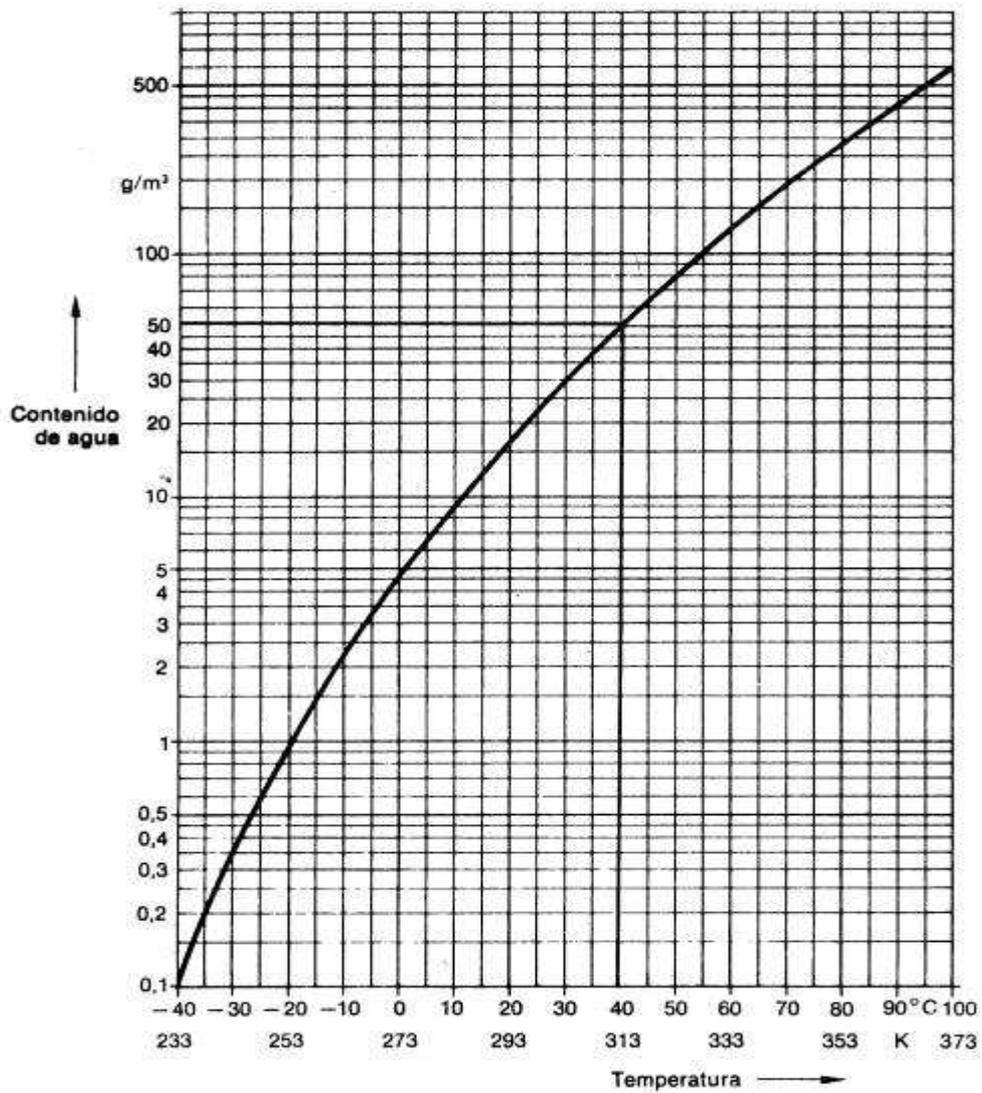


Figura 2.9. Características del punto de rocío. [11]

Considérese que cualquier cambio de temperatura provoca una modificación de la humedad relativa aunque se mantenga igual la humedad absoluta del aire.

2.7.2. Humedad máxima del aire ($f_{m\acute{a}x}$ en g/m^3). [10]

La humedad máxima del aire corresponde a la cantidad máxima de vapor de agua que contiene un metro cubico de aire (cantidad de saturación) a una determinada temperatura.

2.7.3. Humedad absoluta del aire (f en g/m³).

La humedad absoluta del aire corresponde a la cantidad de vapor de agua realmente contenida en un metro cubico.

2.7.4. Cómo puede determinarse el punto de rocío.

Para determinar el punto de rocío se puede recurrir al diagrama de Mollier. En la fig. 2.10 se muestra la forma básica de este diagrama. La curva limite G separa la zona de aire húmedo no saturado de la zona de liquido, hielo o niebla.

Sin embargo, antes de utilizar el diagrama, es necesario conocer el contenido de agua del aire húmedo, expresado en gramos por kilogramo. La densidad inicial del aire se expresa según la siguiente ecuación. [15]

$$\delta_i = \frac{p}{R.T} \quad (2.16)$$

Dónde:

p = presión del lugar.

R = constante de los gases $\left(R = 29.26 \frac{kg \ m}{kg \ ^\circ K} \right)$

T = Temperatura del lugar.

Diagrama simplificado de Mollier (según M. Zindl y T. Engelfried)

- 1 Aire húmedo no saturado
- 2 Gotas de niebla
- 3 Gotas de niebla helada

T Temperatura del medio
 X Contenido de agua por kilogramo de aire
 G Curva límite

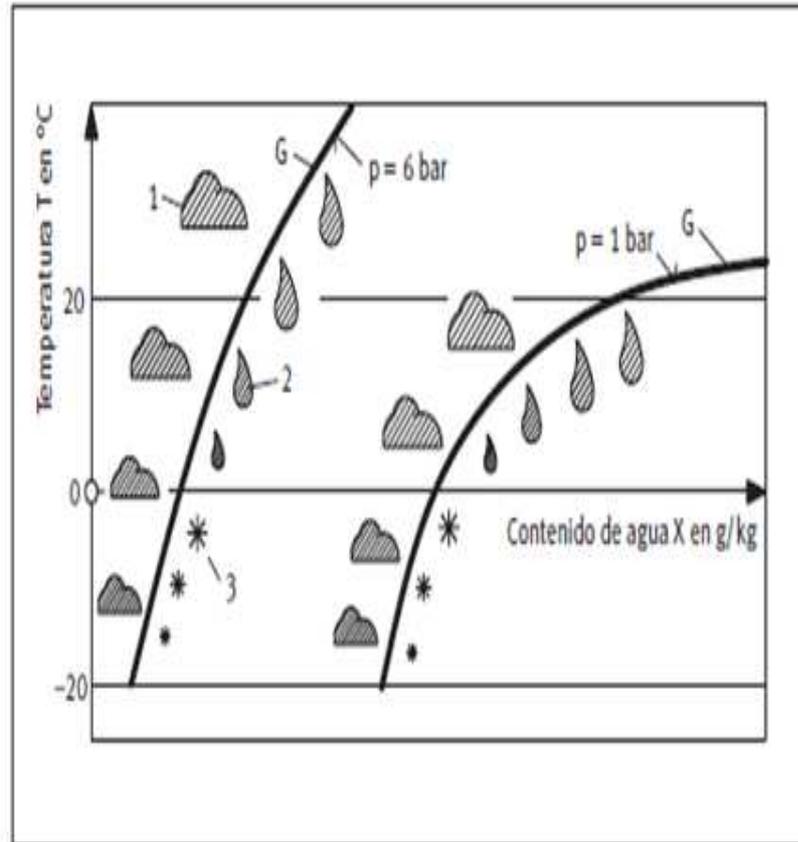


Figura 2.10. Diagrama simplificado de Mollier (según M.Zindl y T. Engelfried) [10]

Para calcular el contenido de agua, puede utilizarse la siguiente fórmula:

$$X = 0.622 \cdot \frac{\psi_{rel} \cdot p_s}{p - \psi_{rel} \cdot p_s} \cdot 10^3 \text{ en g/kg} \quad (2.17)$$

Dónde:

p = Presión absoluta total en bar.

ψ_{rel} = Humedad relativa ($\psi = 0$ hasta 1.0).

p_s = Presión de saturación con vapor en bar.

La presión p_s del vapor de agua contenido en el aire únicamente depende de la temperatura. Si se quiere expresar el agua que contiene el aire en g/m^3 , deberá multiplicarse el resultado de la ecuación anterior por la densidad del aire δ_N .

Sin embargo, la densidad del aire no tiene un valor constante. Por ello, para simplificar la operación, se calcula con la densidad normalizada δ_N . Festo ha determinado que esta densidad es de $1,292 \text{ kg/m}^3$ (Info de Festo n° 980010). La norma ISO establece que $\delta_N = 1,185 \text{ kg/m}^3$. Después de determinar finalmente el contenido de agua, se puede utilizar el diagrama de Mollier (fig. 2.11). [10]

En la siguiente gráfica se encuentra el punto de rocío en función de la presión y el contenido de agua existente en el lugar.

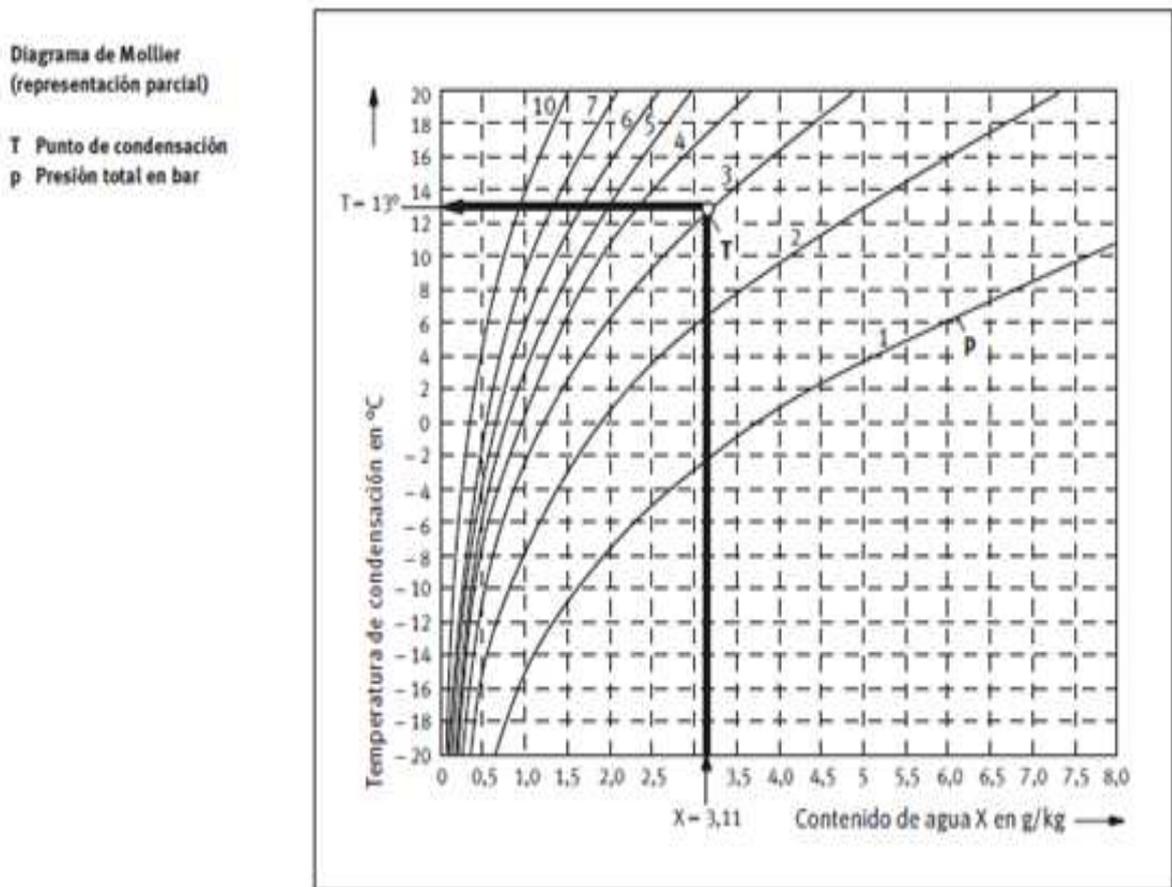


Figura 2.11. Diagrama de Mollier (representación parcial). [10]

En primer lugar es necesario determinar la presión de saturación p_s . Para ello se puede utilizar la siguiente tabla.

Tabla 2.13. Presión de saturación en función de la temperatura. [10]

Temperatura en °C	P _s en mbar	Temperatura en °C	P _s en mbar	Temperatura en °C	P _s en mbar
-20	1.029	+2	7.055	+24	29.82
-18	1.247	+4	8.129	+26	33.60
-16	1.504	+6	9.345	+28	37.78
-14	1.809	+8	10.70	+30	42.41
-12	2.169	+10	12.70	+32	47.53
-10	2.594	+12	14.01	+34	53.18
-8	3.094	+14	15.97	+36	59.40
-6	4.681	+16	18.17	+38	66.24
-4	4.368	+18	20.62		
-2	5.172	+20	23.37		
0	6.108	+22	26.42		

2.7.5. Punto de rocío.

El Punto de rocío o también punto de condensación es la temperatura en la que el aire está saturado de vapor de agua. Esta saturación completa corresponde a una humedad de 100 %. En el momento en que la temperatura del aire es inferior a ese punto, empieza la condensación del aire húmedo. Si las temperaturas son inferiores a 0°C, se forma hielo.

Este fenómeno puede limitar considerablemente el caudal y el funcionamiento de los componentes incluidos en una red neumática. Cuanto menor es el Punto de Rocío, tanto menor es la cantidad de agua que puede retener el aire. El punto de rocío depende de la humedad relativa [Hr] del aire, de la temperatura y de la presión; en consecuencia:

El punto de rocío en la estación de bombeo Faisanes se calcula ingresando la fórmula del punto de rocío que está en función de la humedad relativa y de la temperatura del lugar, se realiza en el Microsoft Office Excel para facilidad de cálculo.

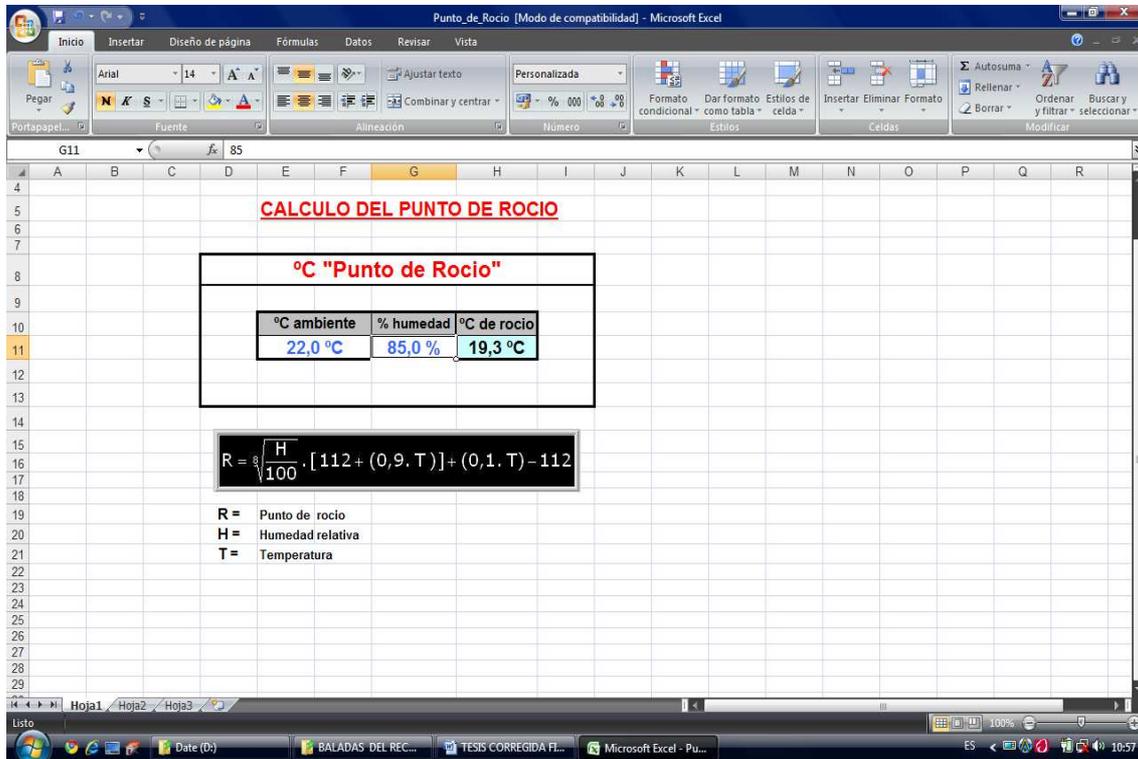


Figura 2.12. Cálculo del punto de rocío.

Dónde:

Temperatura ambiente de la zona es 22.2°C.

Una humedad del 85%. (según INAMHI)

Temperatura de rocío es 19.3°C.

2.8. Descripción de una red de aire comprimido.

El esquema tradicional de una red de aire comprimido se compone de los siguientes componentes.

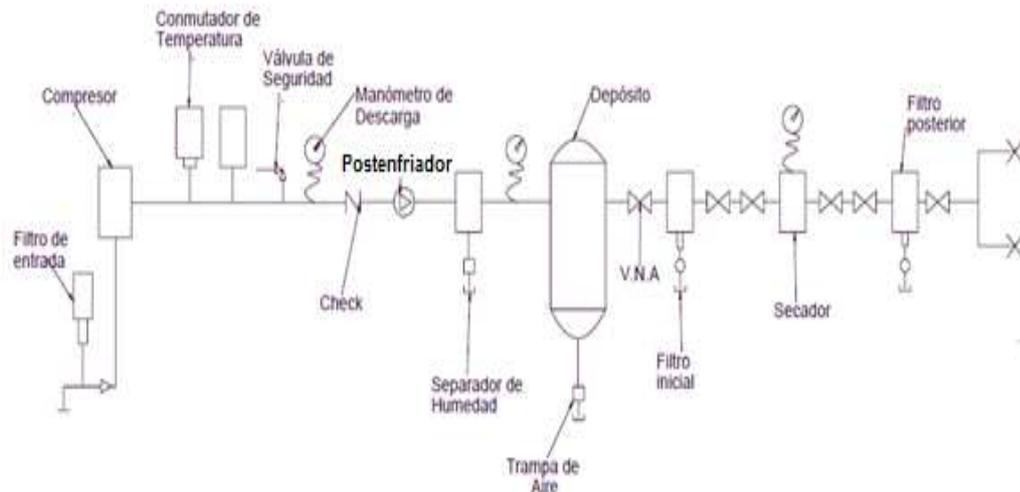


Figura 2.13. Componentes de una red de aire comprimido.

1. **Filtro de entrada de aire:** Este dispositivo es para eliminar las impurezas del aire antes de la compresión con el fin de proteger al compresor y evitar el ingreso de contaminantes al sistema.
2. **Compresor:** Es el destinado a realizar un aumento de presión de un fluido en estado gaseoso.
3. **Conmutador de temperatura:** Se encarga de enviar una señal cuando los medios de proceso alcanzan un punto de ajuste de la presión o de la temperatura.
4. **Válvula de seguridad:** Es la que se encarga de mantener al sistema protegido, ya que puede existir aumento de presión causado por el mal funcionamiento de algún elemento, al existir esta situación, esta válvula se dispara cuando llega a la presión a la cual está tarada.
5. **Manómetro de descarga:** Mide la presión a la salida del compresor.
6. **Válvula check:** Es la que permite el paso del fluido en un solo sentido.
7. **Postenfriador:** Es el encargado de eliminar gran parte de agua que se encuentra naturalmente dentro del aire en forma de humedad.

8. **Separador de humedad:** Sirve para separar el condensado que se produce al pasar el aire comprimido por la tubería.
9. **Tanque de almacenamiento:** Almacena el aire comprimido y permite el asentamiento de partículas y humedad.
10. **Filtro inicial:** Es el encargado de eliminar las partículas e impurezas.
11. **Secador:** Se utilizan para aplicaciones que requieren un aire supremamente seco.
12. **Filtro posterior:** Elimina las partículas que el filtro inicial no pudo contener.
13. **Aplicaciones:** Es la distribución hacia las unidades consumidoras.

2.8.1. Componentes de distribución de aire comprimido. [12]

Tubería principal: Es la línea que sale del conjunto de compresores y conduce todo el aire que consume la planta. Debe tener la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente aumento de caudal. La velocidad máxima del aire en la tubería principal es de 8 m/s.

Tubería secundaria: Se derivan de la tubería principal para conectarse con las tuberías de servicio. El caudal que por allí circula es el asociado a los elementos alimentados exclusivamente por esta tubería. También en su diseño se debe prever posibles ampliaciones en el futuro. La velocidad del aire en ellas no debe superar 8 m/s.

Tubería de servicio: Son las que surten en sí los equipos neumáticos. En sus extremos tienen conectores rápidos y sobre ellas se ubican las unidades de mantenimiento. Debe procurarse no sobre pasar de tres el número de equipos alimentados por una tubería de servicio. Con el fin de evitar obstrucciones se recomiendan diámetros mayores de ½" en la tubería. Puesto que generalmente son

segmentos cortos las pérdidas son bajas y por tanto la velocidad del aire en las tuberías de servicio puede llegar hasta 15 m/s.

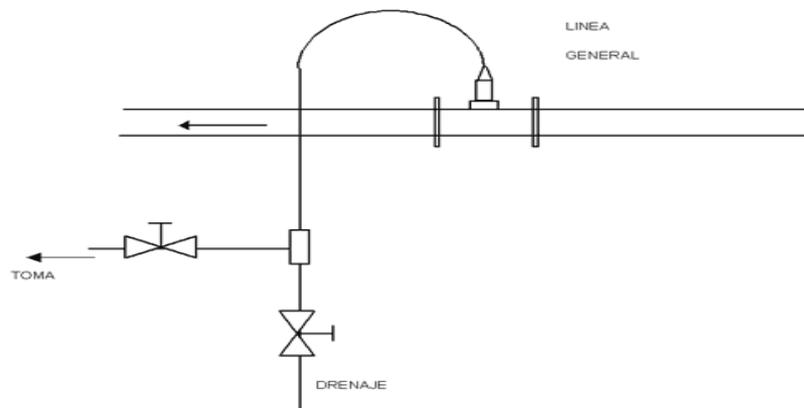


Figura 2.14. Forma de conexión de las tuberías de servicio [12]

2.9. Configuración.

Red abierta.- Se constituye por una sola línea principal de la cual se desprenden las secundarias y las de servicio. La poca inversión inicial necesaria de esta configuración constituye su principal ventaja. Además, en la red pueden implementarse inclinaciones para la evacuación de condensados tal como se muestra en la Figura 2.12. La principal desventaja de este tipo de redes es su mantenimiento. Ante una reparación es posible que se detenga el suministro de aire “aguas abajo” del punto de corte lo que implica una detención de la producción. [13]

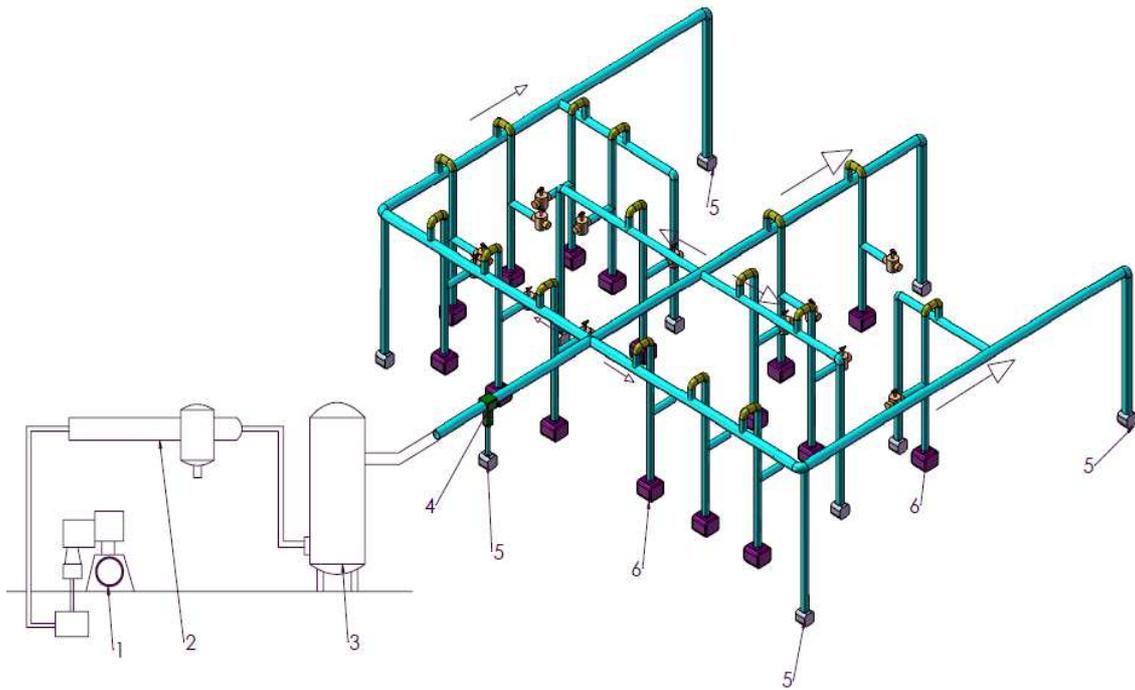


Figura 2.15. Configuración abierta y su inclinación. [13]

- 1.- Compresor.
- 2.- Refrigerador posterior.
- 3.- Tanque de almacenamiento con purga automática.,
- 4.- Separador de humedad.
- 5.- Purgas en finales de ramal con válvula automática o manual.
- 6.- Tubería de servicio (bajantes) con purga manual y enchufes.

Red cerrada.- En esta configuración la línea principal constituye un anillo. La inversión inicial de este tipo de red es mayor que si fuera abierta. Sin embargo con ella se facilitan las labores de mantenimiento de manera importante puesto que ciertas partes de ella pueden ser aisladas sin afectar la producción. Una desventaja importante de este sistema es la falta de dirección constante del flujo. La dirección del flujo en algún punto de la red dependerá de las demandas puntuales y por tanto el flujo de aire cambiará de dirección dependiendo del consumo tal como se muestra en la Figura 2.13. El problema de estos cambios radica en que la mayoría de accesorios de una red (p. ej. Filtros) son diseñados con una entrada y una salida. Por tanto un cambio en el sentido de flujo los inutilizaría. [13]

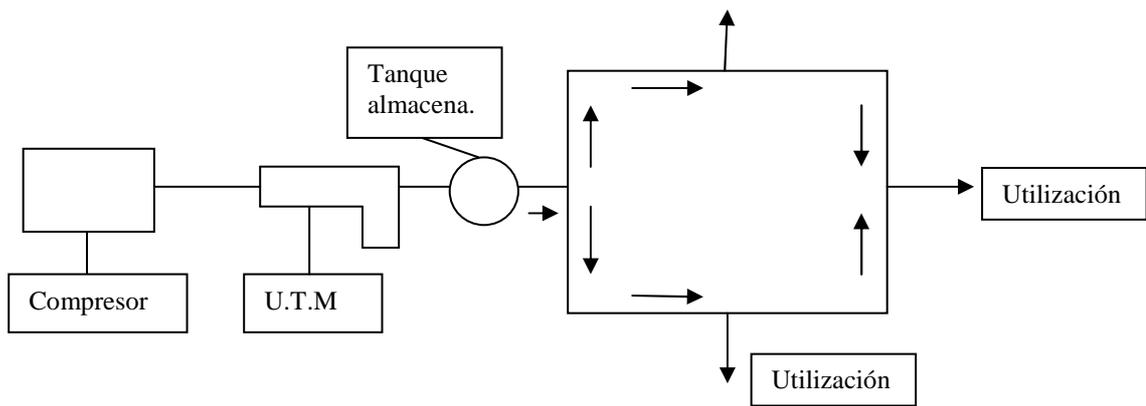


Figura 2.16. Dirección del flujo en una red cerrada para una demanda característica.

Inclinación.- En las redes abiertas se debe permitir una leve inclinación de la red en el sentido de flujo del aire. Esto con el fin facilitar la extracción de los condensados. Dicha inclinación puede ser de un 2% como se ilustra en la Figura 2.14. Al final debe instalarse una válvula de purga.

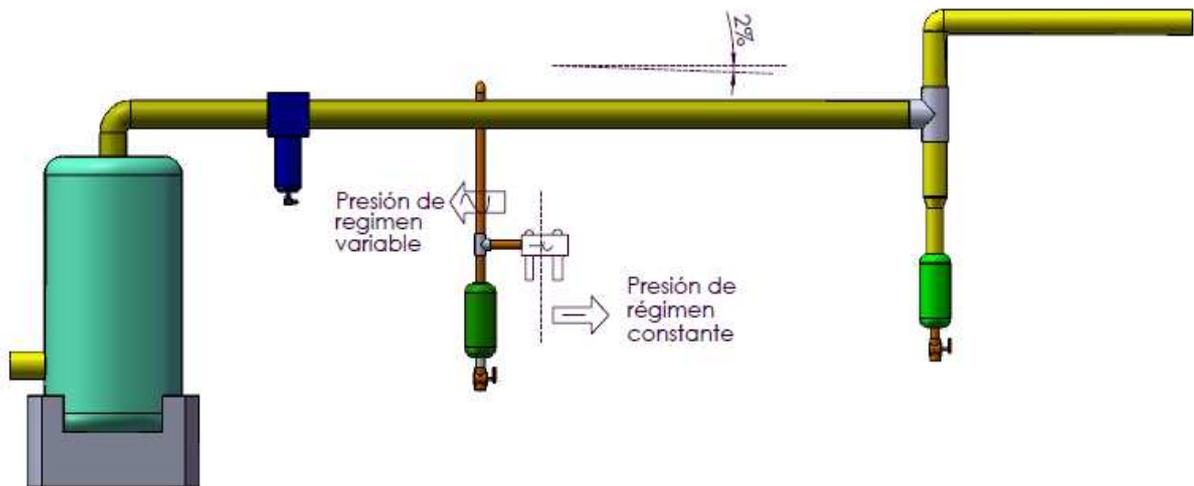


Figura 2.17. Inclinación en una red de aire. [12]

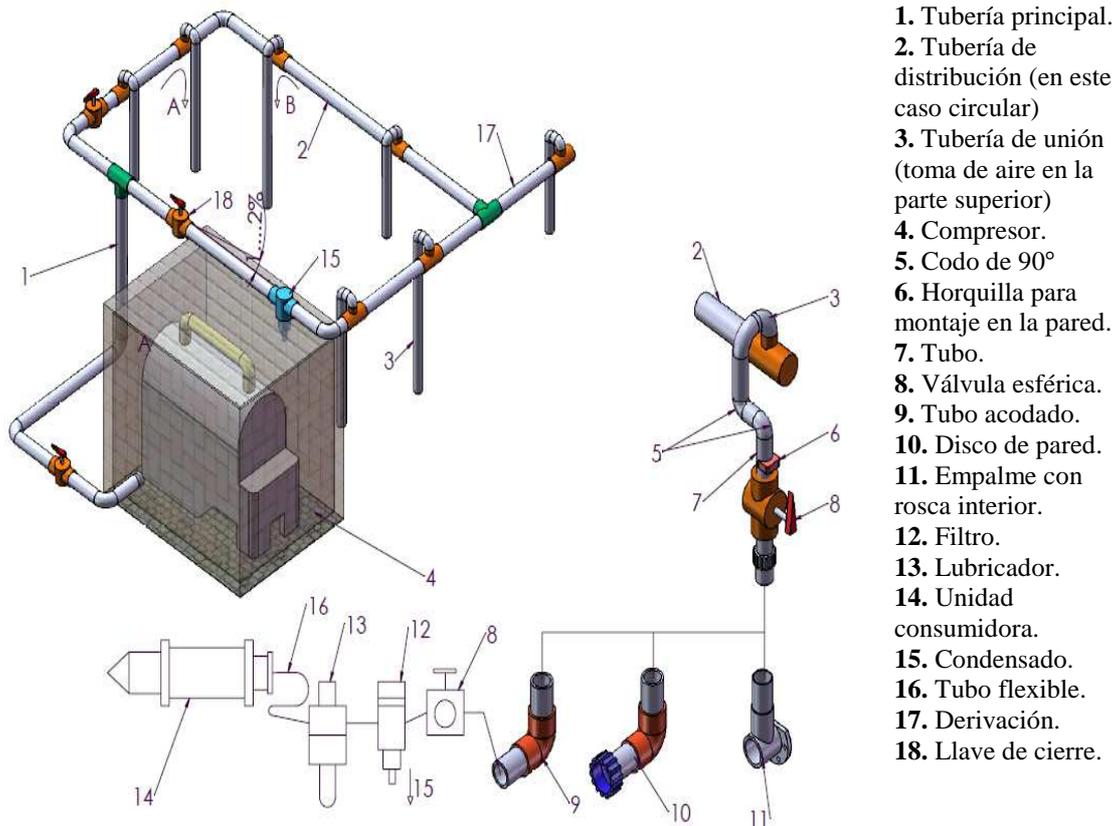


Figura 2.18. Partes de una red de aire comprimido. [10]

Al diseñar una nueva red de aire comprimido, es muy importante tener en cuenta las dimensiones de las tuberías. Por ello, es recomendable proceder de la siguiente manera:

- Definir el lugar en el que se montaran las unidades consumidoras.
- Definir la cantidad de unidades consumidoras, distinguiéndolas según su tipo y la calidad de aire que necesitan.
- Preparar una lista que incluye el consumo de aire de cada uno de las unidades consumidoras.
- Determinar el consumo medio, considerando la duración de la conexión, la simultaneidad de funcionamiento y las reservas necesarias para una posible posterior ampliación de la red.

- Confección del plano de las tuberías, incluyendo su longitud, los accesorios (derivaciones, codos, reductores) y los racores necesarios.
- Calcular la resistencia que se opone al caudal, convirtiendo la resistencia de los componentes en el equivalente de la resistencia en las tuberías en función de su longitud.
- Determinación de la pérdida de presión admisible.
- Determinar la longitud nominal de los tubos para, a continuación, determinar su diámetro interior.
- Elección del material de los tubos. [10]

2.10. Selección del diámetro de la tubería.

El diámetro de las tuberías no debería elegirse conforme a otros tubos existentes ni de acuerdo con cualquier regla empírica, sino en conformidad con:

El caudal, la longitud de las tuberías, la pérdida de presión (admisable), la presión de servicio.

2.10.1. Cálculo del caudal o volumen necesario.

El caudal depende de los siguientes factores:

- Cantidad de unidades consumidoras y cantidad de consumo de aire de cada una de ellas.
- Factor de simultaneidad (ya que no siempre todas las unidades consumidoras funcionan al mismo tiempo).
- Pérdidas por desgaste de las unidades consumidoras y por fugas en la red

- Duración en la conexión de las unidades consumidoras. [10]

Estos factores se describen más detalladamente a continuación.

2.10.1.1. Cantidad de unidades consumidoras y cantidad de consumo de aire de cada una de ellas.

Los parámetros a considerar para el cálculo del consumo de aire en el motor que utiliza para mover las bombas, y el volumen de aire disponible en todo el sistema se describen a continuación.

CILINDRADA PARCIAL.- Es el volumen de un cilindro y corresponde al volumen desplazado por el émbolo de una carrera. [14]

$$V_p = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (2.18)$$

Dónde:

D = Diámetro del pistón.

L = Longitud de la carrera.

$\frac{\pi}{4} D^2$ = Área sección recta del cilindro.

CILINDRADA TOTAL.- Comúnmente conocida como cilindrada, es el producto de la cilindrada parcial por el número de cilindros. [14]

$$V = V_p * i \quad (2.19)$$

Donde:

V = Cilindrada total.

V_p = Cilindrada parcial.

i = Número de cilindros.

RELACIÓN DE COMPRESIÓN.- Es la relación del volumen total (ó máximo) al volumen mínimo. [14]

$$\varphi = \frac{V_2}{V_1} \quad (2.20)$$

Dónde:

φ = Relación de compresión.

V_2 = Volumen máximo.

V_1 = Volumen mínimo.

Cuando la relación de compresión es muy grande se aconseja, el empleo de compresores de varias etapas, cada una tiene una relación de compresión del orden (3.4 – 4).

Según sea el número de etapas, la relación de compresión es:

$$\varepsilon_c = \sqrt[n]{\frac{p_{m\acute{a}x}}{p_{m\acute{i}n}}} \quad (2.21)$$

Siendo:

n = Número de etapas, que permite disponer de una relacion de compresión ideal idéntica en cada etapa.

Tambien se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\varphi = (r_p)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.22)$$

Siendo:

r_p = Relación de presiones.

k = Constante, para el aire $k = 1.4$.

COEFICIENTE DE SUCCIÓN. El coeficiente de succión k_s depende principalmente del coeficiente de holgura (ε) y de la relación de compresión de la etapa, y se calcula por la expresión. [15]

$$k_s = 1 - \varepsilon \left[(\varphi)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.23)$$

Dónde:

ε = Coeficiente de holgura.

n = Coeficiente politrópico.

COEFICIENTE DE PÉRDIDA EN VALVULAS DE SUCCIÓN. Este factor influye negativamente en la capacidad del compresor es la resistencia en las válvulas.

$$k_p = 0.93 \text{ a } 0.97 \quad (2.24)$$

COEFICIENTE DE CALENTAMIENTO DEL GAS CON LAS PAREDES DEL COMPRESOR. El calentamiento del gas ocurre por convección con las paredes del conducto de succión y en el cilindro, y depende de la relación de compresión (φ).

$$k_{te} = 1 - 0.025 [(\varphi) - 1] \quad (2.25)$$

COEFICIENTE DE HERMETICIDAD. Debido a que las fugas pueden influir tanto en la capacidad como en la eficiencia volumétrica, ya que pueden ser fugas al exterior o fugas parásitas recirculantes.

$$k_h = 0.96 \text{ a } 0.98 \quad (2.26)$$

COEFICIENTE DE LLENADO INDICADO.

$$k_i = k_s k_p \quad (2.27)$$

RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.

$$\eta_v = k_s k_p k_{te} k_h \quad (2.28)$$

CAPACIDAD REAL. Es la capacidad de aire entregado por el compresor al sistema de aire comprimido.

$$\dot{V} = \eta_v \dot{V}_d \quad (2.29)$$

Siendo:

\dot{V} = Capacidad real.

η_v = Rendimiento volumétrico.

\dot{V}_d = Volumen disponible.

CONSUMO DE AIRE DEL MOTOR.- Este consumo se obtiene con la siguiente ecuación.

$$\dot{V}_m = \frac{2 \frac{\text{tiempos}}{\text{rev}} * 11.22 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} * \text{cilindro}} * n \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{4 \frac{\text{tiempos}}{\text{ciclo}} * 60 \frac{\text{seg}}{\text{min}}} \quad (2.30)$$

Donde:

$2 \frac{\text{tiempos}}{\text{rev}}$ = Para que el motor arranque el cigüeñal da 1 revolución cada 2 tiempos.

$4 \frac{\text{tiempos}}{\text{ciclo}}$ = Todo motor de combustión interna cumple 4 tiempos en cada ciclo.

$11.22 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} * \text{cilindro}}$ = Es la cilindrada parcial del motor.

$n \frac{\text{rev}}{\text{min}}$ = Velocidad del motor al momento del arranque (al prenderse),

esta velocidad es la que vence la inercia del volante en este caso es 75 rpm.

CONSUMO DE AIRE EN ORIFICIO (TOBERA O BOQUILLA).- El consumo de las boquillas de aire comprimido depende de un gran número de factores:

- Diámetro de la boquilla
- Presión de operación de la misma
- Forma de la boquilla

- Superficie de apertura y calidad de la apertura
- Uso de las boquillas (soplado, pintado, etc..)

Para encontrar el consumo de aire en orificios de boquillas se emplea la siguiente ecuación.

$$\dot{V} = \mu * \left(\frac{p_o}{p_a}\right) * A * \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} * \left(\frac{2 * R * T_o * k}{k+1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.31)$$

Dónde:

\dot{V} = Caudal de aire consumido (m³/s).

p_o = Presión absoluta en el interior (bar absoluto).

p_a = Presión en el exterior (bar absoluto).

A = Área del orificio (m²).

R = Constante del gas ($2.869 \times 10^2 \frac{J}{Kg * ^\circ K}$).

K = Exponente isentrópico del gas (1.4 para el aire).

T_o = Temperatura del gas en el recipiente (°K).

μ = Coeficiente de descarga (0.6 para cálculo de placa-orificio y 0.9 para boquillas).

CONSUMO MEDIO DE ALGUNAS MÁQUINAS.

En la tabla siguiente consta el consumo medio de algunas maquinas y herramientas neumáticas, aunque sin considerar el grado de utilización. Se sobreentiende que en todos los casos tiene validez el consumo indicado por el fabricante. El consumo que consta en los prospectos y en la documentación técnica suele referirse al consumo bajo

condiciones de rendimiento nominal y el volumen de aire se refiere al aire con presión atmosférica. Además, los datos suponen una duración de la conexión de 100%. [10]

Tabla 2.14. Tabla de consumo medio de máquinas y herramientas. [10]

Unidad consumidora	Consumo de aire en l/s	Unidad consumidora	Consumo de aire en l/s
Taladradora 0,75 Kw	13	Motor neumático 1,4 kW	36
Taladradora 1,0 kW	18	Motor neumático 2,4 kW	60
Taladradora 1,5 kW	27	Motor neumático 3,5 kW	84
Taladradora 2,0 kW	35	Pistola (general)	8
Lijadora 0,75 kW	17	Máquinas elevadoras <500 kg	33
Lijadora 1,0 Kw	22	Martillo cincelador	8
Lijadora 1,5 kW	28	Cilindro de avance	16
Destornillador neum. 0,3 kW	5	Destornillador percusor	15 hasta 30
Sierra circular para materiales blandos	22	Pistola de inyección	10
		Cortador de roscas	16

2.10.1.2. Duración de conexión de unidades consumidoras. [10]

La duración de la conexión esta expresada en porcentaje. Este criterio tiene en cuenta que no todas las unidades consumidoras están conectadas al mismo tiempo.

En la siguiente tabla se incluyen algunos valores de referencia de algunas unidades consumidoras.

Tabla 2.15. Duración de conexión de unidades consumidoras. [10]

UNIDAD CONSUMIDORA	DURACION DE CONEXIÓN
Taladradora	30%
Lijadora	40%
Martillo cincelador	30%
Mortero	15%
Moldeadora	20%
Pistola neumática	10%
Máquina para alimentar piezas	80%

Para el diseño de nuestra red utilizamos los siguientes factores.

Tabla 2.16. Duración de conexiones de unidades consumidoras en la estación.

Pistola Neumática	10 %
Destornillador	10 %
Motor	100 %
Boquillas	45 %

2.10.1.3. Factor de simultaneidad. [10]

Las máquinas que no funcionan de modo continuo suelen conectarse, con lo que no todas funcionan al mismo tiempo. Esto significa que tienen un valor de simultaneidad de acuerdo a la conexión, de acuerdo al número de unidades consumidoras.

Tabla 2.17. Factor de simultaneidad. [10]

Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad	Cantidad de unidades consumidoras	Factor de simultaneidad
1	1	9	0.73
2	0.94	10	0.71
3	0.89	11	0.69
4	0.86	12	0.68
5	0.83	13	0.67
6	0.80	14	0.66
7	0.75	15	0.65
8	0.70	100	0.20

Factores de simultaneidad en las unidades consumidoras de la empresa.

- Cuando se realiza un Overhaul de un motor se utiliza una pistola, esto es cada 24 000 horas.
- 3 Motores TBD 440 8k, para el arranque.
- 2 boquillas para la limpieza de radiadores, filtros de aceite y uso en general.

Tabla 2.18. Factores de simultaneidad en las unidades consumidoras.

1 Pistola neumática	1
3 Motores TBD 440 8k	0.89
2 boquillas para la limpieza	0.94
1 destornillador neumático	1

2.10.2. Volumen medio utilizado. [10]

Es el volumen consumido cuando todas las unidades consumidoras están en funcionamiento.

$$\dot{V}_m = \sum_{i=1}^n (A_i \cdot \dot{V}_i \frac{D_i}{100} * F_{si}) \quad (2.32)$$

Dónde:

i = Variable de control.

n = Cantidad de diversas unidades consumidoras.

A = Cantidad en unidades.

\dot{V}_i = Consumo de aire comprimido por unidad consumidora en l/s.

D_i = Duración de la conexión en porcentaje.

F_{si} = Factor de simultaneidad.

2.10.3. Volumen total de aire (corregido). [10]

Este valor de \dot{V}_m se debe corregir de la siguiente manera:

$$\dot{V} = \dot{V}_m + \left[\left(\dot{V}_m * \frac{Ar}{100} \right) + \left(\dot{V}_m * \frac{Ar}{100} * \frac{Fu}{100} \right) \right] * 2 \quad (2.33)$$

Dónde:

Ar = Reserva para posibles ampliaciones posteriores (por ejemplo, 35%).

Fu = Consideración de posibles fugas (por ejemplo, 10%).

\dot{V}_m = Volumen medio utilizado.

La duplicación (multiplicador 2) del caudal tiene la finalidad de compensar picos de consumo (que superan el consumo medio). Por experiencia se sabe que el consumo medio de aire es entre un 20 y un 60 por ciento del consumo máximo de aire.

2.10.4. Volumen total de aire corregido por altitud. [15]

El volumen medio o disponible se puede corregir dependiendo la altura del lugar en que va a ser instalado el compresor. Se utiliza la siguiente fórmula.

$$\dot{V}_{\text{corregido}} = \frac{\dot{V}_m}{\left[\frac{p}{p_o}\right] \sqrt{\frac{T_o}{T}}} \quad (2.34)$$

Dónde:

p = Presión absoluta del lugar (psi).

T = Temperatura absoluta del lugar (°C).

p_o = Presión atmosférica (psi).

T_o = Temperatura en condiciones a nivel del mar (°C).

El volumen real estará en función del rendimiento volumétrico.

$$\dot{V}_{\text{real}} = \frac{\dot{V}_{\text{corregido}}}{\eta_v} \quad (2.35)$$

Dónde:

η_v = Rendimiento volumétrico.

2.10.5. Pérdida de presión que se produce en un sistema de aire comprimido.

[10]

En el plano de la red consta la longitud de los tubos, la cantidad y el tipo de válvulas. Cuantos más largos son los tubos, mayor es la pérdida de presión en el punto de toma para las unidades consumidoras. Esto se explica por la rugosidad de la pared interior de los tubos y por la velocidad del caudal.

Se sobreentiende que las válvulas, accesorios, codos y similares ofrecen una resistencia mucho mayor al caudal. Para tener en cuenta estos componentes, se calcula con una longitud equivalente (ficticia) de la tubería y el resultado se suma a la longitud real de los tubos.

$$L_{total} = 1,6 \cdot L_L \quad (2.36)$$

L_L = Longitud total de la tubería, desde el compresor.

La longitud total real se encuentra utilizando la siguiente fórmula.

$$L_{total} = L_L + \sum_{i=1}^n L_{equiv} \quad (2.37)$$

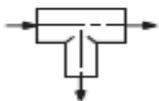
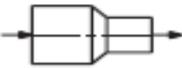
$$L_{equiv} = n \cdot j. \quad (2.38)$$

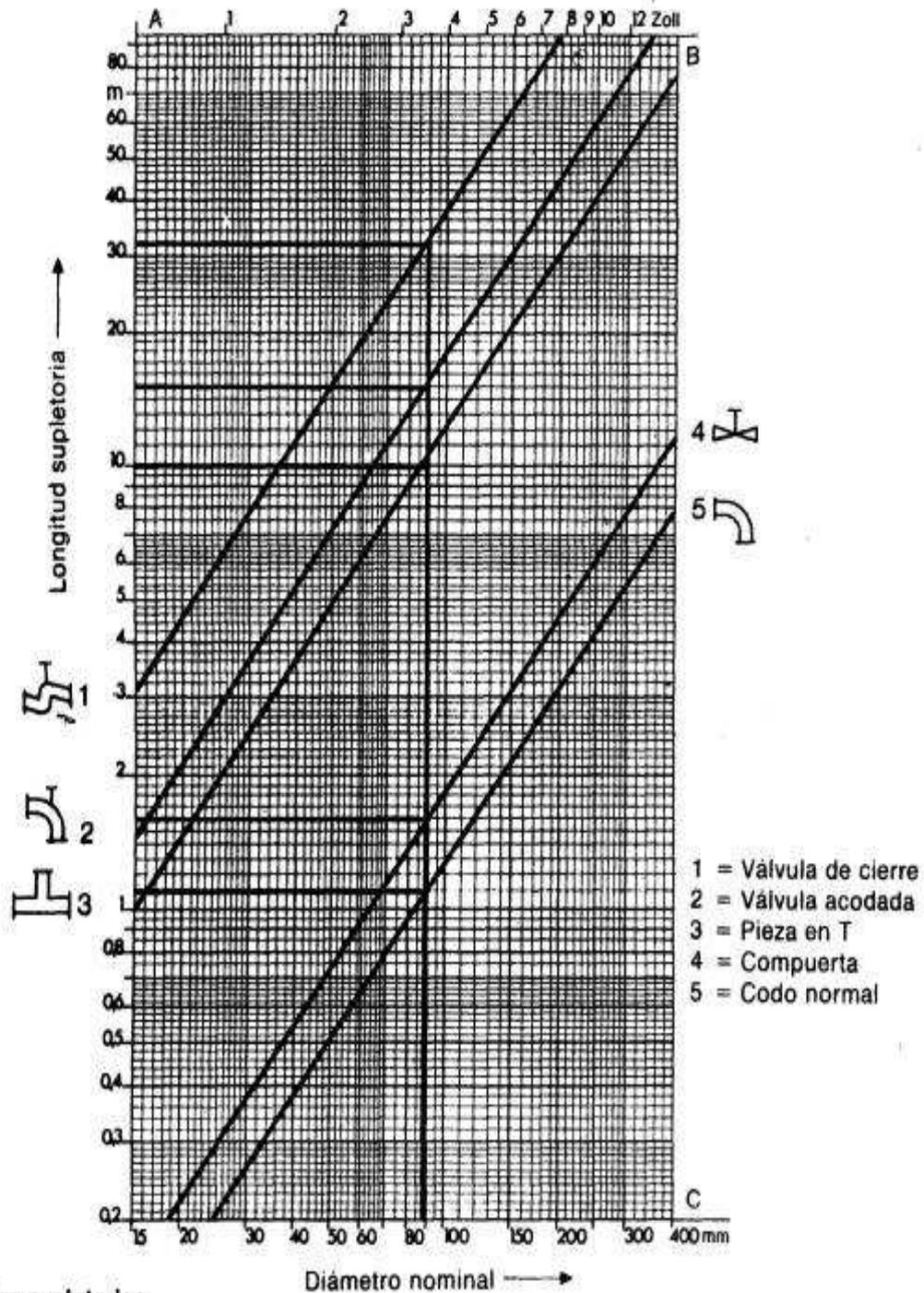
Dónde:

n = Cantidad de accesorios a tener en cuenta.

j = Pérdida de presión por accesorio.

Tabla 2.19. Longitudes equivalentes de accesorios en metros. [10]

Denominación	Accesorio	Longitudes equivalentes en metros									
		Diámetro interior d del tubo en milímetros									
		9	12	14	18	23	40	50	80	100	
Válvula esférica		0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1,0	1,3	
Codo		0,6	0,7	1,0	1,3	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	
Pieza en T		0,7	0,85	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	7,0	10	
Reductor de 2d a d		0,3	0,4	0,45	0,5	0,6	0,9	1,0	2,0	2,5	



Longitudes supletorias

6 piezas en T (90 mm)	= 6 · 10,5 m = 63 m
1 válvula de cierre (90 mm)	= 32 m
5 codos normales (90 mm)	= 5 · 1 m = 5 m
	100 m

Longitud de la tubería	280 m
Longitud supletoria	100 m
Longitud total de tubería	380 m

Figura 2.19. Monograma de longitudes supletorias. [2]

Para el cálculo del diámetro interior del tubo se puede utilizar la figura 2.20.

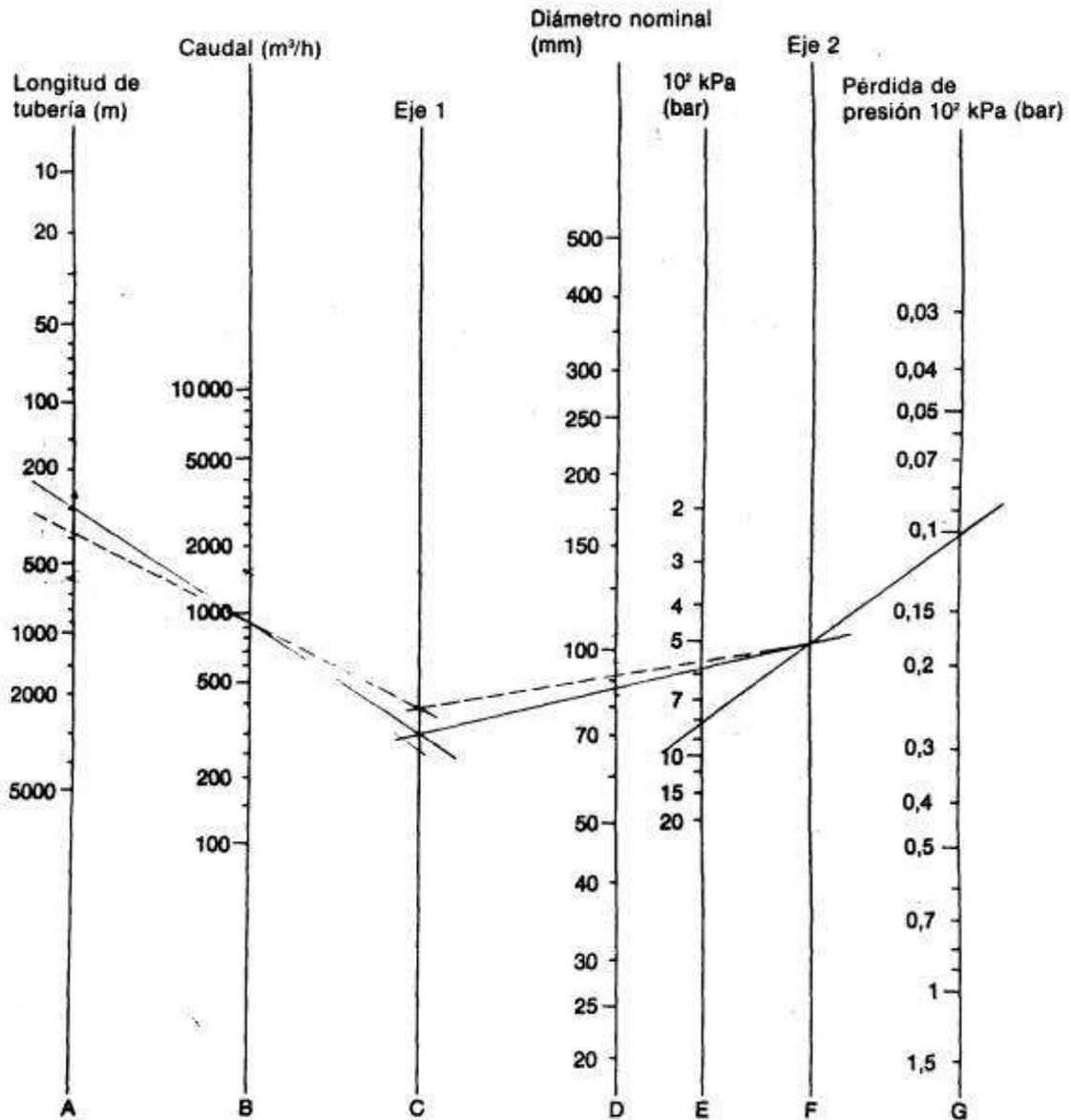


Figura 2.20. Monograma para encontrar el diámetro interior del tubo. [2]

También se puede utilizar la siguiente fórmula para encontrar el diámetro interior. [10]

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * \dot{V}^{1.85} * \frac{Lequi}{\Delta p * p_1}} \quad (2.39)$$

Donde:

d = Diámetro interior del tubo en metros.

p₁ = Presión de funcionamiento en bar.

Δp = Pérdida de presión en Pa (no debe ser superior a 0,1 bar). [10]

L_{total} = Longitud nominal de la tubería en metros (valor corregido).

\dot{V} = Caudal en m^3/s .

2.11. Elección del material de los tubos. [10]

El material más usado en las tuberías de aire es el acero. Debe evitarse utilizar tuberías soldadas puesto que aumentan la posibilidad de fugas, más bien se recomiendan las tuberías estiradas. La identificación es una parte importante del mantenimiento. Según la norma UNE 1063 las tuberías que conducen aire comprimido deben ser pintadas de azul moderado UNE 48 103.

Tabla 2.20. Características técnicas de tubos para redes de aire comprimido. [10]

	Tubo de acero sin costura	Tubo roscados	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
Ejecución	Negro o cincado	Semipesado hasta pesado. Negro o cincado	Sin costura o soldado	Suave en tuberías circulares, duro en tubos rectos	Recubierto o pintado	Material blando enrollable hasta 100 metros. Material duro en unidades de hasta 3 metros.
Material	Por ejemplo, St 35	Sin costura St 00 Soldado St 33	p. ej. W.S.T. 4301, 4541, 4571	Cobre	Aluminio, p. ej. resistente al agua salada	Poliamida (PA, PUR, PE)
Dimensiones	10,2 hasta 558,8 mm	1/8 hasta 6 pulgadas	6 hasta 273 mm	6 hasta 22 mm suave 6 hasta 54 mm duro 54 hasta 131 mm duro	12 hasta 40 mm	12 hasta 63 mm
Presiones	12,5 hasta 25 bar	10 hasta 80 bar	Hasta 80 bar y en parte presión superior	Según ejecución 16 hasta 140 bar	14 bar (a -30 °C hasta +30 °C)	14 bar (a -25 °C hasta +30 °C)
Extremo del tubo	Liso	Cónico, liso o rosca	Liso	Liso	Liso	Liso
Uniones	Soldadura	Racores, soldadura	Soldadura (con gas protector)	Roscas, soldadura, racores	Racores enchufables reutilizables	Racores enchufables reutilizables

	Tubo de acero sin costura	Tubo roscados	Tubo de acero inoxidable	Tubo de cobre	Tubo de aluminio	Tubo de material sintético
Ventajas	Uniones estancas; posibilidad de doblar	Disponibilidad de numerosos racores y accesorios; posibilidad de doblar	Uniones estancas, ausencia de corrosión, posibilidad de doblar, para máximas calidades de aire (p. ej. en aplicaciones de técnica médica)	Ausencia de corrosión, paredes interiores lisas, posibilidad de doblar	Resistente a roturas, ausencia de corrosión, pared interior lisa ligero	Ausencia de corrosión, flexible, ligero, resistente a golpes, exento de mantenimiento, instalación sencilla, conexiones sencillas entre tubos flexibles
Desventajas	Corrosión (tubos negros) Montaje por operarios experimentados. Gran masa en comparación con tubos de plástico o de aluminio	Corrosión, en parte también en tubos cincados, grandes resistencias al flujo y resistencias por fricción; fugas después de uso prolongado; montaje difícil debido a la necesidad de cortar roscas y de soldar; montaje por operarios experimentados	Montaje únicamente por operarios experimentados; oferta limitada de racores y accesorios; piezas costosas	Montaje por operarios experimentados y especializados. Posibilidad de formación de calcantita	Menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero	Poca longitud, menor distancia entre apoyos en comparación con tubos de acero. Al aumentar la temperatura disminuye la resistencia a la presión. Posibilidad de cargas electrostáticas. Gran coeficiente de dilatación térmica (0,2 mm/ °C)

Los usuarios tienen especial interés en conocer la diferencia entre los tubos metálicos y los de material sintético. En la tabla 2.16 se ofrece una comparación algo más detallada entre las características de tubos de metal y de material sintético. La figura 2.18 contiene una comparación más esquematizada entre estos dos tipos de tubos. Se sobreentiende que no existe un material ideal para los tubos. La elección siempre depende de las exigencias específicas que plantea cada aplicación.

Tabla 2.21. Comparaciones entre tubos y diversos materiales. [10]

Material del tubo	Acero	Cobre	Acero inox.	Plástico
Presión superior a 12 bar	●	●	●	◐
Corrosión, calidad del aire	◑	◐	●	●
Temperatura hasta 20 °C	●	●	●	●
Temperatura hasta 50 °C	●	●	●	◐
Características de flujo	◐	●	●	●
Trabajo de montaje	◑	◐	◐	●
Masa por unidad de longitud	◑	◑	◑	●
Trabajo de mantenimiento	◑	●	●	●
Diámetro en 100 metros	◐	◐	●	●
Disponibilidad de válvulas y racores	●	◐	◑	●

Comparación entre tubos de diversos materiales

Círculo completo = muy adecuado
 Semicírculo = suficiente
 Cuarto de círculo = con limitaciones

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO.

Es evidente que el aire comprimido tiene que llegar desde el compresor hasta la unidad consumidora (máquina, herramienta). Para ello es necesario disponer de un sistema eficiente de distribución del aire comprimido constituido por tubos y válvulas. El aire comprimido tiene que llegar hasta la unidad consumidora en la cantidad correcta y la cantidad necesaria y con la presión requerida. [10].

3.1. Densidad inicial del aire.

Según la ecuación (2.16) se encuentra la densidad inicial del aire en la estación de bombeo.

$$\delta_i = \frac{p}{R.T} \quad (2.16)$$

$$\delta_i = \frac{0.845 \frac{kg}{cm^2} \left(\frac{100cm^2}{1 m^2} \right)}{29.26 \frac{kg m}{kg \text{ } ^\circ K} (22.2+273)^\circ K}$$

$$\delta_i = \frac{8.450 \frac{kg}{m^2}}{8637.552 m}$$

$$\delta_i = 0.978 \frac{kg}{m^3}$$

3.2. Consumo de aire de los equipos.

Es necesario encontrar el consumo de aire de los equipos para saber cuánto de aire debe erogarse el compresor para satisfacer la necesidad, para lo cual se encuentra el consumo de aire de las diferentes unidades consumidoras.

3.2.1. Consumo de aire del motor.

El motor que mueve las bombas que impulsan el combustible del poliducto E-Q-M tienen los siguientes parámetros de funcionamiento.

DATOS DEL MOTOR TBD 440 8K.

$$D = 230 \text{ mm.}$$

$$L = 270 \text{ mm.}$$

$$\phi = 15.$$

$$i = 8.$$

Mediante la ec. (2.18) se determina la cilindrada parcial del motor.

$$V_p = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (2.18)$$

$$V_p = \frac{\pi}{4} (230\text{mm})^2 \cdot 270\text{mm.}$$

$$V_p = 11217841.97 \text{ mm}^3 \times \frac{1 \text{ cm}^3}{(10 \text{ mm})^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{(100 \text{ cm})^3}.$$

$$V_p = 0.01121 \text{ m}^3 \times \frac{1000 \text{ lt}}{(1 \text{ m})^3}.$$

$$V_p = 11.21 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} \cdot \text{cilindro}}$$

La cilindrada de acuerdo con la ec. (2.19) es:

$$V = V_p \cdot i. \quad (2.19)$$

$$V = 11.21 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} \cdot \text{cilindro}} \cdot 8 \text{ cilindros}$$

$$V = 89.74 \text{ lt} \cdot \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3} \cdot \frac{(100 \text{ cm})^3}{1 \text{ m}^3}.$$

$$V = 89740 \text{ cm}^3$$

Para calcular el consumo de aire del motor se utiliza la ec. (2.30).

$$\dot{V}_m = \frac{2 \frac{\text{tiempos}}{\text{rev}} * 11.22 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} * \text{cilindro}} * n \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{4 \frac{\text{tiempos}}{\text{ciclo}} * 60 \frac{\text{seg}}{\text{min}}} \quad (2.30)$$

$$\dot{V}_m = \frac{2 \frac{\text{tiempos}}{\text{rev}} * 11.22 \frac{\text{lt}}{\text{ciclo} * \text{cilindro}} * 75 \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{4 \frac{\text{tiempos}}{\text{ciclo}} * 60 \frac{\text{seg}}{\text{min}}}$$

$$\dot{V}_m = 7.0125 \frac{\text{lt}}{\text{seg} * \text{cilindro}} \longrightarrow \text{Esto es por cada cilindro.}$$

Para encontrar el volumen de aire total consumido, tenemos que multiplicar por el número de cilindros.

$$\dot{V}_m = 7.0125 \frac{\text{lt}}{\text{seg} * \text{cilindro}} * 8 \text{ cilindros}$$

$$\dot{V}_m = 56.1 \frac{\text{lt}}{\text{seg}}$$

Según el manual de mantenimiento del motor de la estación de bombeo Faisanes, la presión máxima (man) es de 30 bares, es la que llega a la válvula de arranque principal, y de ahí al distribuidor de aire, donde el aire empuja hacia abajo los pistones, poniendo así en movimiento al motor. En el manual no especifica el dato de caudal de aire requerido para el arranque, por lo cual se debe calcular y es $56.1 \frac{\text{lt}}{\text{seg}}$.

3.2.1.1. Consumo de aire en orificio (tobera o boquilla).

Es necesario calcular el caudal de consumo de aire de la boquilla, por lo que no existe ningún dato referente en la estación de esta unidad consumidora.

Se utiliza la ec. (2.31) para el cálculo de consumo de aire en la boquilla.

$$\dot{V} = \mu * \left(\frac{p_o}{p_a} \right) * A * \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} * \left(\frac{2 * R * T_o * k}{k+1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.31)$$

En la tabla (3.1) podemos ver la presión de acuerdo a la altitud.

Tabla 3.1. Tabla de altitudes y presiones atmosféricas. [16]

Altitud (Metros)	Presión (mm Hg)	Presión (ATA)	Altitud (Metros)	Presión (mm Hg)	Presión (ATA)
300	733	0,96	2200	581	0,76
400	724	0,95	2300	574	0,75
500	716	0,94	2400	567	0,74
600	707	0,93	2500	560	0,73
700	699	0,91	2600	553	0,72
800	690	0,90	2700	546	0,71
900	682	0,89	2800	539	0,70
1000	674	0,88	2900	532	0,70
1100	665	0,87	3000	525	0,69
1200	657	0,86	3100	519	0,68
1300	649	0,85	3200	512	0,67
1400	642	0,84	3300	506	0,66
1500	634	0,83	3400	499	0,65
1600	626	0,82	3500	493	0,64
1700	618	0,81	3600	486	0,64
1800	611	0,80	3700	480	0,63
1900	603	0,79	3800	474	0,62
2000	596	0,78	3900	468	0,61
2100	588	0,77	4000	462	0,60

DATOS.

- ✓ $p_o = 6 \text{ bar}$
- ✓ $p_a = 642 \text{ mmHg}$ a 1400 m.s.n.m. de la tabla (3.1). Teniendo en cuenta que la altura del lugar es 1400 m.s.n.m.

$$P_a = 642 \text{ mmHg} * \frac{1 \text{ bar}}{760 \text{ mmHg}} = \mathbf{0.845 \text{ bar}}$$

- ✓ $p_a = 0.845 \text{ bar}$
- ✓ $R = \text{Constante del gas } (2.869 \times 10^2 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ K})$.
- ✓ $K = \text{Exponente isentrópico del gas } (1.4 \text{ para el aire})$.
- ✓ $\mu = 0.9$ Para boquillas.
- ✓ $D_i = 6 \text{ mm} = 6 \times 10^{-3} \text{ m}$
- ✓ $R = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$

El área del orificio de la boquilla es:

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi (3 \times 10^{-3} \text{ m})^2$$

$$A = 2.8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2.$$

- ✓ $A = 2.8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.
- ✓ $T_0 = 366 \text{ }^\circ\text{K}$ de placa.

$$\dot{V} = \mu * \left(\frac{p_o}{p_a}\right) * A * \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} * \left(\frac{2 * R * T_0 * k}{k+1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{V} = 0.9 * \left(\frac{6 \text{ bar}}{0.845 \text{ bar}}\right) * 2.8274 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * \left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{\frac{1}{1.4-1}} * \left(\frac{2 * 286.9 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ K} * 366 \text{ }^\circ\text{K} * 1.4}{1.4+1}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{V} = 0.0127 \frac{\cancel{m^3}}{seg} * \frac{1000 \cancel{lt}}{\cancel{1m^3}}$$

$$\dot{V} = 12.70 \frac{lt}{seg}$$

Además para el consumo de aire de la pistola y del destornillador, se obtiene de la tabla (2.14). No hay datos de caudal de estas unidades consumidoras por lo que es necesario obtener de alguna manera, en este caso como disponemos de los datos de caudal en la tabla (2.14) se utiliza esta tabla.

3.3. Cálculo del caudal ó volumen necesario.

Para encontrar el volumen necesario, se toma en cuenta algunos factores que se encuentran a continuación.

3.3.1. Duración de conexión de unidades consumidoras.

Este factor está expresado en porcentaje. Para el cálculo se toma los datos de la tabla (2.16).

3.3.2. Factor de simultaneidad.

Este factor está en función de la continuidad de funcionamiento de las máquinas, debido a que no todas funcionan al mismo tiempo, este factor se lo toma de la tabla (2.18).

Disponiendo de estos datos se puede calcular el \dot{V}_m utilizando la ecuación (2.32):

$$\dot{V}_m = \sum_{i=1}^n (A_i \cdot \dot{V}_i \frac{D_i}{100} * F_{si}) \quad (2.32)$$

El criterio para el factor de conexión D_i , es que todas las máquinas no están en funcionamiento todo el tiempo, por lo que:

El factor de conexión para la pistola neumática será de un 10% ya que el uso de la misma no es muy frecuente, el mismo criterio para el destornillador 10%. El motor tendrá un factor de 100% por que estos si están en constante funcionamiento. Las boquillas un 45%, ya que se utiliza para la limpieza de los radiadores y otras necesidades que en la estación se presente.

$$\dot{V}_m = 1*8 \text{ l/s} * \frac{10}{100} * 1 + 1*5 \text{ l/s} * \frac{10}{100} * 1 + 3*56.1 \text{ l/s} * 0.89 * \frac{100}{100} + 2*12.70 * 0.94 * \frac{45}{100}$$

$$\dot{V}_m = (0.8 + 0.5 + 149.787 + 10.7442) \text{ l/s}$$

$$\dot{V}_m = 161.83 \text{ l/s}$$

3.3.3. Volumen total de aire corregido por altitud o capacidad teórica.

Este volumen es corregido de acuerdo a la altura sobre el nivel del mar, para esto se utiliza la ec. (2.34).

$$\dot{V}_{\text{corregido}} = \frac{\dot{V}_m}{\left[\frac{p}{p_o}\right] \sqrt{\frac{T_o}{T}}} \quad (2.34)$$

Condiciones normales a nivel del mar: $T_o = 15^\circ\text{C}$, $p_o = 1.033 \text{ kg/cm}^2$.

Condiciones a 1400 m.s.n.m.: $T = 22.2^\circ\text{C}$, $p = 0.845 \text{ kg/cm}^2$.

$$\dot{V}_1 = \frac{161.83 \text{ l/s}}{\left[\frac{0.845 \text{ kg/cm}^2}{1.033 \text{ kg/cm}^2}\right] \sqrt{\frac{(15+273)^\circ\text{K}}{(22.2+273)^\circ\text{K}}}}$$

$$\dot{V}_1 = \frac{161.83 \text{ l/s}}{0.8180 * 0.98}$$

$$\dot{V}_1 = 201.87 \text{ l/s}$$

3.3.4. Capacidad real de aire que debe erogar el compresor para el funcionamiento de las unidades consumidoras.

La capacidad real que debe erogarse al compresor está en función de su rendimiento volumétrico y la capacidad de volumen teórico.

El volumen real según la ec. (2.29) es:

$$\dot{V} = \eta_v \dot{V}_T \quad (2.29)$$

El rendimiento volumétrico se calcula con la ec. (2.28).

$$\eta_v = k_s k_p k_{te} k_h \quad (2.28)$$

Estos coeficientes se obtienen de la siguiente manera.

Coefficiente de succión.

$$k_s = 1 - \varepsilon \left[\left(\varphi \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.23)$$

La relación de compresión viene dada en la ec. (2.22).

$$\varphi = \left(r_p \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.22)$$

La relación de presiones es:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1}$$

$$r_p = \frac{(30+1.033) \text{ kg/cm}^2}{1.033 \text{ kg/cm}^2}$$

$$r_p = 30.04$$

Reemplazando este valor en la ec. (2.22)

$$\varphi = \left(r_p \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\varphi = (30.04)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$\varphi = 2.64.$$

Entonces según ec. (2.23).

$$k_s = 1 - \varepsilon \left[\left(\varphi \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.23)$$

Coefficiente politrópico: $n = 1.15$ a 1.8

Coeficiente de holgura: Para compresores con válvula en el cabezote. $\varepsilon = 0.12$

$$k_s = 1 - 0.12 \left[(2.64)^{\frac{1}{1.8}} - 1 \right]$$

$$k_s = 0.9142$$

Coeficiente de pérdida en válvulas de succión.

$$k_p = 0.93 \text{ a } 0.97 \quad (2.24)$$

$$k_p = 0.95$$

Coeficiente de calentamiento del gas con las paredes del compresor ec. (2.25).

$$k_{te} = 1 - 0.025 [(\varphi) - 1] \quad (2.25)$$

$$k_{te} = 1 - 0.025 [(2.64) - 1]$$

$$k_{te} = 0.959$$

Coeficiente de hermeticidad.

$$k_h = 0.96 \text{ a } 0.98 \quad (2.26)$$

$$k_h = 0.97$$

Coeficiente de llenado indicado.

$$k_i = k_s k_p \quad (2.27)$$

$$k_i = (0.9142)(0.95)$$

$$k_i = 0.86$$

Entonces según ec. (2.28).

$$\eta_v = k_s k_p k_{te} k_h$$

$$\eta_v = (0.9142) (0.95) (0.959) (0.97)$$

$$\eta_v = 0.80$$

La capacidad real según ec. (2.29) es:

$$\dot{V} = \eta_v \dot{V}_d \quad (2.29)$$

$$\dot{V}_T = \frac{\dot{V}_m}{\eta_v}$$

$$\dot{V}_T = \frac{201.87 \text{ l/s}}{0.80}$$

$$\dot{V}_T = 252.34 \text{ l/s}$$

3.4. Dimensionamiento del depósito.

Según la ec. (2.9) se encuentra el volumen del tanque de almacenamiento.

$$V_t = \frac{Q_c * 0.25 * 60 * p_{atm}}{40 * (p_f - p_i)} \quad (2.9)$$

$$Q_c = 252.34 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lt}} \cdot \frac{(3.281 \text{ pie})^3}{1 \text{ m}^3} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$Q_c = 534.75 \text{ cfm o } \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$P_{atm} = 0.845 \text{ bar.}$$

$$p_f = 30 \text{ bar.}$$

$$P_i = 10 \text{ bar}$$

$$V_t = \frac{534.756 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} * 0.25 * 60 * 0.845 \text{ bar}}{40 * (30 - 10) \text{ bar}}$$

$$V_t = 8.4725 \text{ ft}^3 \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{(3.281 \text{ ft})^3}$$

$$V_t = 0.2398 \text{ m}^3 \cdot \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3}$$

$$V_t = 239.88 \text{ lt} \sim 300 \text{ lt.}$$

El volumen del depósito debe tener un factor de seguridad, en este caso se asume

$n = 2$, por lo tanto se tiene:

$$V_t = 239.88 \text{ lt} * 2$$

$$V_t = 479.76 \text{ lt} \sim 500 \text{ lt.}$$

Para seleccionar el compresor debemos tomar todos los aspectos que se detalla en las tablas 2.7, 2.8, 2.9, 2.10 y 2.11.

La presión máxima de trabajo, para el arranque de los motores en la estación de bombeo Faisanes es de 30 bares, según el manual de mantenimiento de los motores.
Esta presión debe tener el compresor seleccionado ya que es la más crítica.

Tabla 3.2. Tiempo de llenado de los tanques de almacenamiento.

Tiempo (min)	Presión (psi)
1	21.55
2	44.77
3	71.58
4	97.06
5	122.02
6	146.20
7	170.11
8	193.46
9	216.00
10	238.6
11	260.5
12	271.6
13	284.5
14	294
15	305.4
16	318

3.5. Cálculo de la capacidad del compresor en función del depósito y del tiempo de llenado de los tanques de almacenamiento.

El consumo del tanque se encuentra según la ec. (2.11).

$$\dot{V}_{\text{consumo tanque}} = \frac{V \cdot \Delta p}{p_o \cdot t} \quad (2.11)$$

$$V = 500 \text{ lt.} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lt}} = 0.5 \text{ m}^3$$

$$\Delta p = p_2 - p_1$$

$$p_2 = 320 \text{ psi.} = 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_1 = 200 \text{ psi} = 14.06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta p = 8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_o = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$t = 16 \text{ min.}$ (de la tabla 3.2, datos obtenidos experimentalmente)

$$\dot{V}_{\text{consumo tanque}} = \frac{0.5 \text{ m}^3 \cdot \left(8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)}{1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 16 \text{ min}}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo tanque}} = 0.2553 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo tanque}} = 15.31 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Con la ec. (2.14) se encuentra la capacidad del compresor.

Se asume $i = 50 \%$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = \frac{\dot{V}_{\text{consumo tanque}}}{i} \quad (2.14)$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = \frac{15.31 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{0.5}$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 30.63 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para $i = 25\%$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = \frac{15.31 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{0.25}$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 61.24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para $i = 75 \%$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = \frac{15.31 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{0.75}$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 20.41 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El factor i , es el que determina que caudal debe erogarse el compresor para el llenado de los tanques de almacenamiento.

Para este caso el compresor deberá erogarse $61.24 \frac{m^3}{h}$.

3.6. Cálculo de la potencia real del compresor.

El trabajo real irreversible del compresor se calcula con la ec. (2.5)

$$W_{tco} = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[(r_p)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.5)$$

Coefficiente politrópico $n = 1.45$

Coefficiente k para el aire $k = 1.4$

$$W_{tco} = \frac{1.4}{1.4-1} 29.26 \frac{kg \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} (22.2 + 273)^\circ K \left[(30.04)^{\frac{1.45-1}{1.45}} - 1 \right]$$

$$W_{tco} = 30 \, 231.432 \frac{kg \cdot m}{kg} [1.87]$$

$$W_{tco} = 56 \, 532.77 \frac{kg \cdot m}{kg} \cdot \frac{1 \text{ Kcal}}{426.9 \text{ kg} \cdot m}$$

$$W_{tco} = 132.42 \frac{Kcal}{kg}$$

Con la ec. (2.7) se calcula el flujo másico de aire.

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} \cdot p_1}{R T_1} \quad (2.7)$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 61.24 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}$$

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 1.02 \frac{m^3}{\text{min}}$$

$$\dot{m} = \frac{1.02 \frac{m^3}{\text{min}} \cdot 0.845 \frac{kg}{cm^2} \cdot \frac{(100 \text{ cm})^2}{1 \text{ m}^2}}{29.26 \frac{kg \cdot m}{kg \cdot ^\circ K} \cdot 295.2 \text{ }^\circ K}$$

$$\dot{m} = 0.99 \frac{kg}{\text{min}}$$

Con la ec. (2.6) se encuentra la potencia del compresor.

$$P_{co} = \dot{m}W_{tco} \quad (2.6)$$

$$P_{co} = 0.99 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \cdot 132.42 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$P_{co} = 132.13 \frac{\text{Kcal}}{\text{min}} \cdot \frac{\text{kw h}}{860 \text{ Kcal}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$P_{co} = 9.2 \text{ kw.}$$

$$\eta_{mec} = \frac{P_{co}}{P_{efectiva}}$$

$$P_{efectiva} = \frac{P_{co}}{\eta_{mec}}$$

$$P_{efectiva} = \frac{9.2 \text{ kw}}{0.8}$$

$$P_{efectiva} = 11.5 \text{ kw.}$$

El compresor deberá tener las siguientes características.

$$\dot{V}_{\text{compresor}} = 61.24 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$P_{efectiva} = 11.5 \text{ kw.}$$

$$p_{\text{max}} = 30 \text{ bar}$$

Tanque de almacenamiento de 500 lt.

El compresor a utilizarse en el nuevo sistema de aire comprimido es el adquirido recientemente por la empresa, que es un Compact Starting-air module 15 up to 60 m³/h. de la marca **J.P SAUER&SOHN**.

Modelo WP 45 L - 2 x 300 L, J.P SAUER&SOHN

Presión máxima 40 bar, reciprocante de dos etapas.

$$n = 1750 \text{ rpm.}$$

Capacidad. 35.3 SCFM (FAD).

$$\dot{V}_{\text{aire}} = 15 \text{ a } 60 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P = 12 \text{ kW.}$$

$$p_{\text{max}} = 40 \text{ bar.}$$

Es un compresor compacto que tiene 2 tanques de almacenamiento de 250 lt cada uno. Como el compresor adquirido tiene un capacidad de $60 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Calculo ahora los tiempos de alivio y de carga.

$$V = 500 \text{ lt.} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lt}} = 0.5 \text{ m}^3$$

$$\Delta p = p_2 - p_1$$

$$p_2 = 320 \text{ psi.} = 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_1 = 200 \text{ psi} = 14.06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\Delta p = 8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_o = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\dot{V} = 60 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ (Capacidad del compresor)}$$

Se asume el 50% de la capacidad del compresor.

Consumo de aire:

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 0.5 \dot{V}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 0.5 * 60 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El tiempo de alivio se calcula mediante la ec. (2.12)

$$t_1 = \frac{V (\Delta p)}{p_o \dot{V}_{\text{consumo}} \tan \alpha} \quad (2.12)$$

$$t_1 = \frac{0.5 \text{ m}^3 \left(8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \cdot 60 \text{ min}}{1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 30 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1 \text{ h}}$$

$$t_1 = 8.17 \text{ min.}$$

El tiempo de carga según la ec. (2.13).

$$t_2 = \frac{V (\Delta p)}{p_o(\dot{V} - \dot{V}_{\text{consumo tanq)}}} \quad (2.13)$$

$$t_1 = \frac{0.5 \text{ m}^3 \left(8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) \cdot 60 \text{ min}}{1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * (60 - 30) \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1 \text{ h}}$$

$$t_1 = 8.17 \text{ min}$$

El tiempo total de llenado del tanque será:

$$t = t_1 + t_2$$

$$t = (8.17 + 8.17) \text{ min}$$

$$t = 16.34 \text{ min}$$

Ahora para un 25% de la capacidad del compresor.

Consumo de aire:

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 0.25 \dot{V}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 0.25 * 60 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{\text{consumo}} = 15 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El tiempo de alivio se calcula mediante la ec. (2.12)

$$t_1 = \frac{V (\Delta p)}{p_o \dot{V}_{\text{consumo tanq}}} \quad (2.12)$$

$$t_1 = \frac{0.5 \text{ m}^3 \left(8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) \cdot 60 \text{ min}}{1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 15 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1 \text{ h}}$$

$$t_1 = 16.34 \text{ min.}$$

El tiempo de carga según la ec. (2.13).

$$t_2 = \frac{V (\Delta p)}{p_o(\dot{V} - \dot{V}_{\text{consumo tanq)}}} \quad (2.13)$$

$$t_1 = \frac{0.5 \text{ m}^3 \left(8.44 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) \cdot 60 \text{ min}}{1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * (60-15) \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1 \text{ h}}$$

$$t_1 = 5.44 \text{ min}$$

El tiempo total de llenado del tanque será:

$$t = t_1 + t_2$$

$$t = (16.34 + 5.44) \text{ min}$$

$$t = 21.78 \text{ min}$$

El tiempo de llenado de los tanques dependerá de cuanto se quiera hacer trabajar al compresor. Por ejemplo un 50 o 25 % de su capacidad.

Por lo tanto el consumo de aire del 50 % de la capacidad del compresor, acarreará un menor ciclo de regulación (16.34 min).

3.7. Temperatura de descarga del compresor.

La temperatura del aire comprimido a la salida del compresor según la ec. (2.8).

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1}{\eta_c} \right] \quad (2.8)$$

$$p_2 = (30 + 1.033) \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_2 = 31.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$p_1 = 0.845 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

k = 1.4 Para el aire

La eficiencia de compresión varía entre 0.85 a 0.95.

La eficiencia mecánica va desde 0.88 a 0.95.

Entonces.

$$\eta_c = \eta_{com}\eta_m$$

$$\eta_c = 0.90 * 0.95$$

$$\eta_c = 0.85$$

$$T_2 = 22.2 \text{ } ^\circ\text{C} \left[1 + \frac{\left(\frac{31.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{0.845 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} - 1}{0.85} \right]$$

$$T_2 = 22.2 \text{ } ^\circ\text{C} \left[1 + \frac{(36.72)^{0.2857} - 1}{0.85} \right]$$

$$T_2 = 69.20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.8. Cálculo del diámetro interior de la tubería.

3.8.1. Determinación de las pérdidas por tubería.

Estas pérdidas se dan debido a la rugosidad de la tubería, los accesorios, etc. En este caso primero se calculará una longitud equivalente (ficticia) ec. (2.36), debido a que no se tiene el diámetro interior del tubo.

$$L_{total} = 1,6 \cdot L_L \quad (2.36)$$

$$L_L = 51 \text{ m}$$

$$L_{total} = 1.6 (51\text{m})$$

$$L_{total} = 81.6 \text{ m. Valor empírico.}$$

3.8.2. Cálculo del diámetro interior del tubo principal.

La tubería principal es la que sale desde el compresor, y canaliza la totalidad del caudal de aire. Se utilizará la ec. (2.39) para el cálculo de este diámetro, teniendo en cuenta que este valor es un aproximado, por la razón que tomamos una longitud ficticia. Luego encontraremos un caudal real, con longitud equivalente real ya seleccionando la pérdida de los accesorios con el diámetro tentativo encontrado anteriormente.

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * \dot{V}^{1.85} * \frac{Lequi}{\Delta p * p_1}} \quad (2.39)$$

$$\dot{V} = 252.34 \frac{lt}{seg} * \frac{1m^3}{1000 lt}$$

$$\dot{V} = 0.2523 \frac{m^3}{s}$$

$$p_1 = 30 \text{ bar} * \frac{10^5 Pa}{1 \text{ bar}}$$

$$p_1 = 30\,000\,000 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 0.1 \text{ bar} * \frac{10^5 Pa}{1 \text{ bar}} \text{ (No debe ser superior a 0.1bar) [10]}$$

$$\Delta p = 10\,000 \text{ Pa}$$

Entonces según la ec. (2.39) tenemos:

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * (0.1523)^{1.85} * \frac{81.6m}{10000 \text{ Pa} * 30\,000\,000 \text{ Pa}}}$$

$$d = 0.026 \cancel{m} * \frac{100 \cancel{cm}}{1 \cancel{m}}$$

$$d = 2.6 \cancel{cm} * \frac{1 \cancel{in}}{2.54 \cancel{cm}}$$

$$d = 1.02 \text{ in } \textit{Este es un diámetro aproximado.}$$

3.8.3. Cálculo del diámetro interior real.

Se encuentra la longitud total real utilizando la ec. (2.37), mediante la ec. (2.38) se encuentra la longitud equivalente.

Accesorios.

- 6 universales de 1''.
- 10 codos de 90° de 1''.
- 1 separador de condensado.
- 1 codos de 135° de 1''.
- 1 codo de 75° de 1''

Para obtener las pérdidas por accesorios se puede encontrar según la figura (2.19) o de la tabla (2.19), pero en esta ocasión se realizara mediante un programa de la marca KAESER COMPRESORES. El cual se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 3.3. Longitud equivalente por accesorio en una tubería de 1''. [17]

Diámetro de la tubería		DN	40
		longitud equivalente[m]	Número
Codo		2.4	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		0.5	<input type="text" value="0"/>
Codo R=d		0.6	<input type="text" value="0"/>
Unión T cruzada		0.8	<input type="text" value="0"/>
Unión T ramificada		2.4	<input type="text" value="0"/>
Válvula instalada		8	<input type="text" value="0"/>
Válvula mariposa / de bola		0.5	<input type="text" value="0"/>
Válvula cheque		3.2	<input type="text" value="0"/>
Unión reductora (DN): 25		0.7	<input type="text" value="0"/>
Longitudes equivalentes de uniones y acoples:			<input type="text" value="0"/> m

Según la ec. (2.38) se tiene:

$$L_{equiv} = n \cdot j. \quad (2.38)$$

$$\sum_{i=1}^n L_{equiv} = (10 \cdot 2.4 + 2 \cdot 0.7)$$

Reemplazando e la ec. (2.37).

$$L_{total} = L_L + \sum_{i=1}^n L_{equiv} \quad (2.37)$$

$$L_{total} = 51 \text{ m} + (10 \cdot 2.4 + 2 \cdot 0.7)$$

$$L_{total} = (51 + 25.4) \text{ m}$$

$$L_{total} = 76.4 \text{ m}$$

Reemplazando en la ec. (2.39).

$$d = \sqrt[5]{1.6 \cdot 10^3 \cdot (0.1523)^{1.85} \cdot \frac{76.4}{10000 \text{ Pa} \cdot 30 \ 000 \ 000 \text{ Pa}}}$$

$$d = 0.26 \cancel{\text{m}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \cancel{\text{m}}}$$

$$d = 2.6 \cancel{\text{cm}} \cdot \frac{1 \text{ in}}{2.54 \cancel{\text{cm}}}$$

$$d = 1 \text{ in} \text{ Diámetro interior de la tubería principal.}$$

El diámetro a utilizarse en la tubería principal es de 1 in.

3.8.4. Cálculo del diámetro interior del anillo.

El diámetro interior del tubo del anillo se calcula de la misma manera que, para el diámetro de la tubería principal. Con las mismas ecuaciones y criterio.

La longitud equivalente ficticia está dada por la ec. (2.36).

$$L_{total} = 1,6 \cdot L_L \quad (2.36)$$

$$L_L = 72.3 \text{ m}$$

$$L_{total} = 1.6 (72.3 \text{ m})$$

$$L_{total} = 115.68 \text{ m.}$$

Aplicando la ec. (2.39) tenemos:

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * \dot{V}^{1.85} * \frac{Lequi}{\Delta p * p_1}} \quad (2.39)$$

$$\dot{V} = 0.1523 \frac{m^3}{s}$$

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * (0.1523)^{1.85} * \frac{115.68 m}{10000 Pa * 30\ 000\ 000 Pa}}$$

$$d = 0.028 m * \frac{100 cm}{1 m}$$

$$d = 2.8 \cancel{cm} * \frac{1 in}{2.54 \cancel{cm}}$$

$$d = 1.1 in \text{ Este es un diámetro aproximado.}$$

3.8.5. Cálculo del diámetro interior del anillo real.

El mismo procedimiento que el cálculo de la tubería principal.

ACCESORIOS.

- 73 metros de tubos 1'' Tubo roscado negro sin costura cedula 40 o acero inoxidable INOX 30.
- 4 universales de 1''
- 4 codos 90° de 1'' para formar el anillo.
- 1 Te de 1''.
- 2 separadores de condensado.

Tabla 3.4. Longitud equivalente por accesorio en una tubería de 1". [18]

Diámetro de la tubería		DN	40
		longitud equivalente[m]	Número
Codo		2.4	<input type="text" value="0"/>
Codo R=2d		0.5	<input type="text" value="0"/>
Codo R=d		0.6	<input type="text" value="0"/>
Unión T cruzada		0.8	<input type="text" value="0"/>
Unión T ramificada		2.4	<input type="text" value="0"/>
Válvula instalada		8	<input type="text" value="0"/>
Válvula mariposa / de bola		0.5	<input type="text" value="0"/>
Válvula cheque		3.2	<input type="text" value="0"/>
Unión reductora (DN): 25		0.7	<input type="text" value="0"/>
Longitudes equivalentes de uniones y acoples:			<input type="text" value="0"/> m

Según la ec. (2.38) se tiene:

$$L_{equiv} = n*j. \quad (2.38)$$

$$\sum_{i=1}^n L_{equiv} = (4*2.4 + 1*2.4)$$

Reemplazando e la ec. (2.37).

$$L_{total} = L_L + \sum_{i=1}^n L_{equiv} \quad (2.37)$$

$$L_{total} = 72.3 \text{ m} + (4*2.4 + 1*2.4)$$

$$L_{total} = (72.3 + 12) \text{ m}$$

$$L_{total} = 84.3 \text{ m.}$$

Reemplazando en la ec. (2.39) se tiene:

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * \dot{V}^{1.85} * \frac{Lequi}{\Delta p * p_1}} \quad (2.39)$$

$$d = \sqrt[5]{1.6 * 10^3 * (0.1523)^{1.85} * \frac{84.3 \text{ m}}{10\,000 \text{ Pa} * 30\,000\,000 \text{ Pa}}}$$

$$d = 0.026 \cancel{\text{m}} * \frac{100 \text{ cm}}{1 \cancel{\text{m}}}$$

$$d = 2.6 \cancel{\text{cm}} * \frac{1 \text{ in}}{2.54 \cancel{\text{cm}}}$$

$$d = 1.02 \text{ in Diámetro interior del tubo del anillo.}$$

El diámetro del anillo es de 1 in.

3.9. Elección del material del tubo.

El material a utilizar es tubo de acero roscado, material ASTM 106 o A53-B cédula 40.

En las tablas 2.20 y 2.21 se puede obtener un criterio más especificado para hacer una elección correcta.

3.10. Selección de secador de aire comprimido.

Existen cuatro tipos de secadores por refrigeración, por adsorción, por absorción y de membrana. Teniendo en cuenta que para la selección influyen factores como costo del secador, mantenimiento, tipo de aire que se necesita para realizar los procesos. Si queremos un aire bien seco y limpio el más adecuado es el secador por adsorción, este caso no es muy necesario que el aire este muy seco el secador por refrigeración será el apropiado.

En la tabla 2.4 se da la relación entre los factores externos al secador y su efecto sobre la capacidad del mismo.

Tabla 3.5. Especificaciones del secador frigorífico.

Secador	Capacidad requerida scfm	Capacidad teórica scfm	Temperatura aire comprimido		Temperatura ambiente		Presión		Cálculo de capacidad real	Capacidad real scfm
			°C	Factor correspondiente	°C	Factor correspondiente	psi	Factor correspondiente		
Secador Refriger.	534.75	427.80	69.2 33.2	2.4 0.91	22.2	0.80	435	0.78	$C_r = \frac{Q_r}{F_t F_a F_p}$	682.27

Capacidad requerida o real:

$$\dot{V}_{\text{real}} = 252.34 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \cdot \frac{1\text{m}^3}{1000 \text{ lt}} \cdot \frac{(3.281 \text{ ft})^3}{1\text{m}^3} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$\dot{V}_{\text{real}} = 534.75 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} = 15.14 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Capacidad teórica:

$$\dot{V}_{\text{teórica}} = 201.87 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \cdot \frac{1\text{m}^3}{1000 \text{ lt}} \cdot \frac{(3.281 \text{ ft})^3}{1\text{m}^3} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}$$

$$\dot{V}_{\text{teórica}} = 427.80 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

Cálculo capacidad real del secador:

$$C_r = \frac{Q_r}{F_t F_a F_p}$$

$$C_r = \frac{534.75 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}}{0.78 * 2.4 * 0.80}$$

$$C_r = 357.07 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

La capacidad real que entra al secador es $534.75 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$ y la capacidad real de secado es $357.07 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$, esto se debe que la temperatura de entrada del aire comprimido a los secadores refrigerativos debe ser máximo 50°C. [3]. Entonces en nuestro caso la

temperatura de entrada es 69.2 °C es mayor a los 50°C, por lo que es necesario enfriar el aire a una temperatura menor y se utilizaría un postenfriador. La marca HANKISON INTERNATIONAL, proporcionan postenfriadores que utilizan aire ambiental para disminuir la temperatura del aire comprimido generalmente 3 a 11°C, 5 a 20 °C por encima de la temperatura ambiental. Entonces tenemos:

Temperatura ambiente del lugar 22.2°C.

Temperatura del aire a la salida del compresor 69.2°C.

En las especificaciones técnicas de esta marca se toma como referencia la temperatura de entrada de 66°C, se realiza el análisis.

$$66 \text{ °C} \longrightarrow (22.2 + 11) \text{ °C} = 33.2\text{°C}.$$

Entonces la temperatura de salida del postenfriador será de 33.2°C.

Selecciono un postenfriador tipo ACV-400 según las especificaciones técnicas HANKISON INTERNATIONAL. Entonces la capacidad real de secado será.

$$C_r = \frac{Q_r}{F_t F_a F_p}$$

$$C_r = \frac{534.75 \frac{ft^3}{min}}{0.78 * 0.91 * 0.80}$$

$$C_r = 941.72 \frac{ft^3}{min}$$

La capacidad real de secado del secador refrigerativo es de 941.72 $\frac{ft^3}{min}$. Entonces según la marca ProcessDry Hp, selecciono un secador refrigerativo de alta presión AP20. De capacidad 20 $\frac{m^3}{min}$ a 30 bar.

3.11. Selección de los filtros.

De acuerdo a la calidad de aire que se requiera en el sistema, en la tabla 2.1 se especifica algunos requerimientos. Según esta tabla se especifica que clase de proceso se necesita en este caso selecciono uno de clase 4 se especifica en el anexo E y sus factores son los siguientes:

Tabla 3.6. Especificaciones de la calidad del aire requerido en el sistema.

ISO 8573-1					
Clase	Sólidos mg/m ³	Sólidos µm	Agua mg/m ³	Agua punto De rocío °C	Aceite m/m ³
4	5	15	8	+3	5.95

Entonces el filtro debe ser capaz de retener lo que especifica en la tabla 3.5. Por lo general al fabricante del compresor se le indica que calidad de aire se requiere y a que presión va a trabajar para su selección.

CAPÍTULO IV

4. DIMENSIONAMIENTO DE LA SALA DE COMPRESORES.

En la actualidad la sala de compresores, está ubicada en una zona en donde produce muchas molestias a los operadores, por el ruido que estos ocasionan, ya que se encuentra a unos pocos metros de la sala de operaciones.

Para el diseño de la nueva sala de compresores se tomara los siguientes factores:

- Ubicación del sitio.
- Dimensión de la sala para los compresores.
- Sistema de drenaje de agua.
- Ventilación adecuada, especialmente cuando hay unidades refrigeradas por aire.

4.1. Ubicación del sitio.

Para la ubicación correcta de los compresores se debe tener en cuenta las siguientes recomendaciones. [19]

- Colocar a los compresores en zonas con baja humedad, para reducir el arrastre de agua.
- El lugar debe estar alejado de atmósferas contaminadas.
- Debe tener un buen acceso entorno a las unidades compresoras para facilitar el mantenimiento.
- Debe considerar el nivel del ruido; por ejemplo evitar situar la sala de compresores en la proximidad de oficinas. Sin embargo deben estar tan cerca como sea posible del área de trabajo a fin de evitar un excesivo incremento de caída de presión. [19]

4.2. Dimensiones de la sala de compresores.

La sala de compresores estará ubicada en un espacio disponible en la estación, como se muestra en la figura las dimensiones del espacio físico.

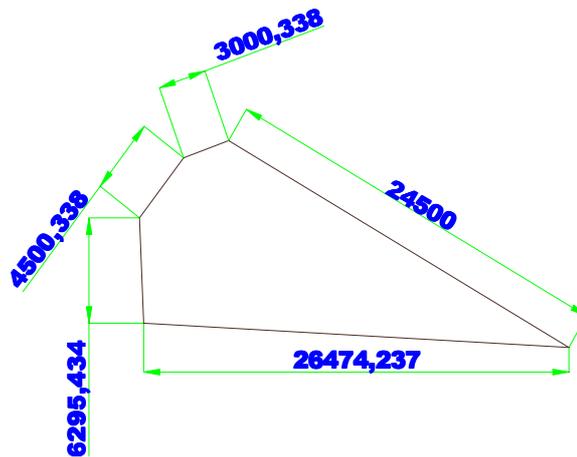


Figura 4.1. Espacio físico disponible para la ubicación de la sala de compresores (medidas en mm).

La nueva sala estará en el espacio antes mencionado con las siguientes dimensiones 7 m de ancho y 7 m de largo. En este espacio se colocará los compresores, tanto el nuevo como los antiguos.

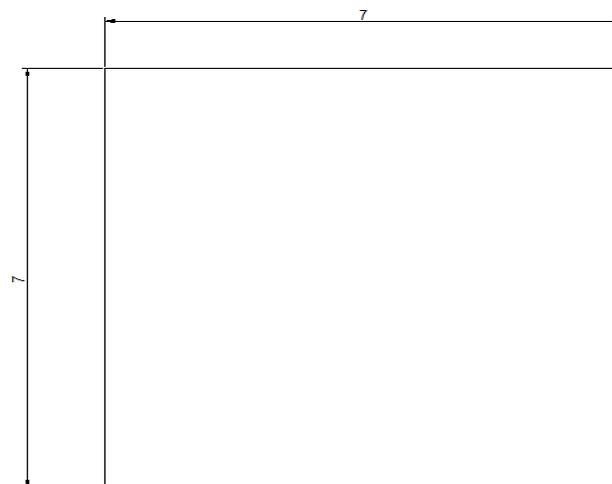


Figura 4.2. Dimensión de la sala de compresores (medidas en metros)

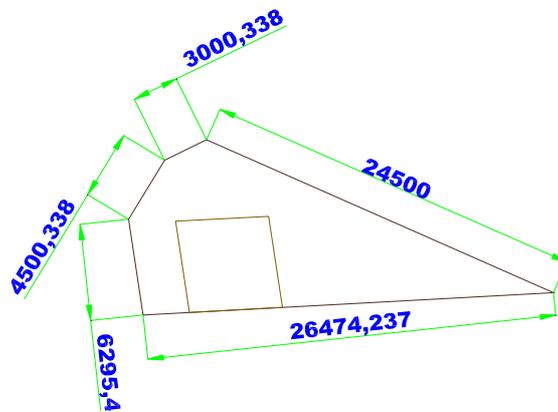


Figura 4.3. Espacio físico y ubicación de la sala de compresores (medidas en mm)

4.3. Distribución de los equipos en la sala de compresores.

Los compresores estarán distribuidos de tal manera que, en la sala se pueda manipular con facilidad los equipos, ya sea para dar mantenimiento o para remover alguna pieza. La distribución será de la siguiente manera.

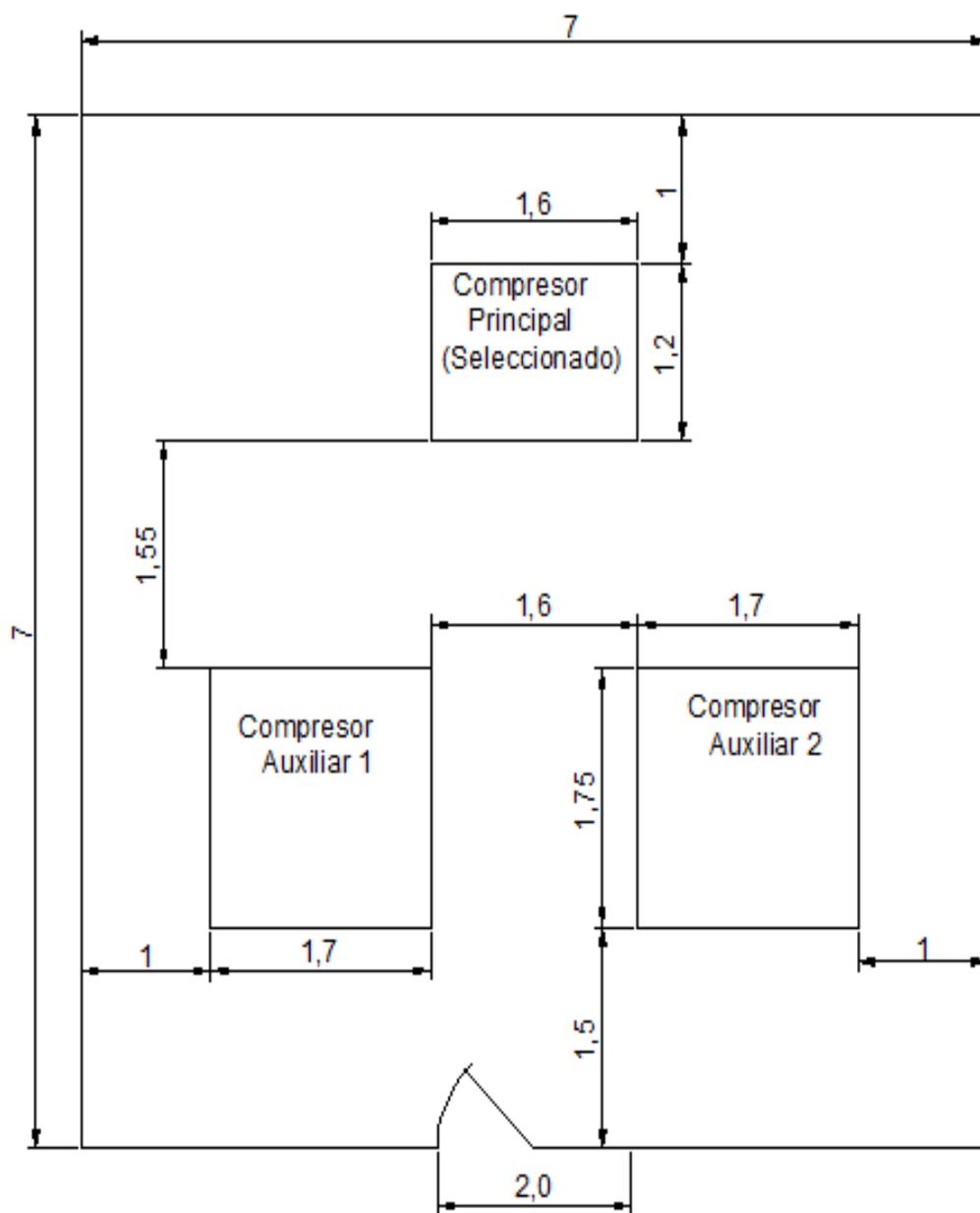


Figura. 4.4. Distribución de los compresores el espacio disponible (unidades en metros).

CAPÍTULO V

5. OBTENCIÓN DE COSTOS UNITARIOS.

5.1. Costos asociados con el aire comprimido. [3]

Conocer los costos asociados con el aire comprimido puede dar criterios de decisión con respecto a programas de ahorros.

5.1.1. Inversión inicial. [3]

La inversión inicial se refiere a la compra adecuada de equipos y accesorios requeridos para el correcto funcionamiento del sistema. Dentro de los elementos requeridos para la inversión inicial se debe contemplar.

- a) Compresor.
- b) Filtros.
- c) Tanques.
- d) Secadores.
- e) Tubería de interconexión entre los equipos del sistema.
- f) Válvulas y accesorios
- g) Instalación eléctrica
- h) Obra civil para adecuar el sitio de trabajo del sistema de aire comprimido.
- i) Transporte de los elementos al sitio.
- j) Pólizas de seguros.
- k) Mano de obra para realizar trabajos de ingeniería, eléctricos, neumáticos, civiles y mecánicos.
- l) Capacitación y entrenamiento.

5.1.2. Costo permanente. [3]

5.1.2.1. Mantenimiento.

El mantenimiento es una variable permanente que se debe considerar cuidadosamente, se debe tener en cuenta para calcularlo:

- a) Repuestos consumibles: Aceite, y elementos de filtros tanto internos del compresor como para filtros de línea.
- b) Repuestos para mantenimiento preventivo.
- c) Repuestos por reparación.
- d) Mano de obra interna o subcontratación de servicios.
- e) Alquiler de equipos.
- f) Costos indirectos de mantenimiento como: mano de obra cesante, tiempos improductivos de los equipos de producción, materia prima e insumos perdidos, costos ocultos de no calidad y no cumplimiento, entre otros.

5.1.2.2. Energía eléctrica total utilizada. [3]

La energía eléctrica ocupa el renglón más importante dentro de la distribución de costos del aire comprimido. En la medida en que se logre reducciones en éste ítem, se podrá ahorrar una importante cantidad de dinero al año.

A continuación se indica el procedimiento para determinar el costo de energía utilizada en el compresor en carga.

$$\text{kWcarga}_{\text{año}} = \frac{V * A_{\text{carga}} * \cos\phi * \sqrt{3}}{\eta} \quad (5.1)$$

Dónde:

$\text{kWcarga}_{\text{año}}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra

trabajando a plena carga.

V = Voltaje.

A_{carga} = Amperaje consumido en carga.

$\text{Cos}\phi$ = Tomado en la placa del motor.

η = Eficiencia del motor, este valor no aplica cuando el A_{carga} es medido.

Para el consumo de energía en vacío:

$$\text{kWvacío}_{\text{año}} = \frac{V \cdot A_{\text{vacío}} \cdot \text{cos}\phi \cdot \sqrt{3}}{\eta} \quad (5.2)$$

Dónde:

$\text{kWcarga}_{\text{año}}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra trabajando en vacío.

V = Voltaje.

A_{carga} = Amperaje consumido en vacío.

$\text{Cos}\phi$ = Tomado en la placa del motor.

η = Eficiencia del motor, este valor no aplica cuando el A_{carga} es medido.

Cálculo de energía en carga al año:

$$\text{kWcarga}_{\text{año}} = (\text{kWh}_{\text{carga}}) \times \text{hcarga}_{\text{año}} \quad (5.3)$$

Dónde:

$\text{kWcarga}_{\text{año}}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra trabajando en carga.

$\text{kWh}_{\text{carga}}$ = Consumo de energía por hora cuando el compresor se encuentra trabajando en carga.

$\text{hcarga}_{\text{año}}$ = Horas de trabajo en carga al año para el compresor.

Cálculo de energía en vacío al año:

$$\mathbf{kWvacío_{año} = (kWh_{vacío}) \times hvacío_{año}} \quad \mathbf{(5.4)}$$

Dónde:

$kWvacío_{año}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra trabajando en vacío.

kWh_{carga} = Consumo de energía por hora cuando el compresor se encuentra trabajando en vacío.

$hcarga_{año}$ = Horas de trabajo en carga al año para el compresor.

Consumo de energía anual total del compresor.

$$\mathbf{kWtotal_{año} = kWcarga_{año} + kWvacío_{año}} \quad \mathbf{(5.5)}$$

Dónde.

$kWtotal_{año}$ = Consumo anual de energía TOTAL del compresor.

$kWcarga_{año}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra trabajando en carga.

$kWvacío_{año}$ = Consumo anual de energía por el compresor cuando se encuentra trabajando en vacío.

Costo de energía anual del compresor.

$$\mathbf{Costototal_{año} = kWtotal_{año} \times \$_{kw}} \quad \mathbf{(5.6)}$$

Dónde:

$Costototal_{año}$ = Costo de energía generado por el compresor.

$kWtotal_{año}$ = Consumo anual de energía TOTAL del compresor.

$\$_{kw}$ = costo de cada kWh consumido.

El compresor adquirido tiene las siguientes características (estos datos obtenidos de las especificaciones técnicas del compresor, Anexo L):

Compresor recíprocante de dos etapas:

V = 480V

A = 159 A con carga (de placa)

A = 11 A en vacío (de placa)

Cosφ = 0.83

η = 89,4 %

Horas de trabajo = 7000 anuales en carga

Horas de trabajo = 1000 anuales en vacío

Costo del kWh = 0.12 ctvs.

5.2. Cálculo de energía eléctrica total utilizada.

Entonces aplicando la ecuación (5.1). se encuentra el consumo de energía en carga.

$$kW_{carga_{año}} = \frac{V \cdot A_{carga} \cdot \cos\phi \cdot \sqrt{3}}{\eta}$$

$$kW_{carga_{año}} = \frac{480 V \cdot 159 A \cdot 0.83 \cdot \sqrt{3}}{0.894}$$

$$kW_{carga_{año}} = 122 \text{ kWh}$$

Utilizando la ecuación (5.2). para el consumo de energía en vacío.

$$kW_{vacío_{año}} = \frac{V \cdot A_{vacío} \cdot \cos\phi \cdot \sqrt{3}}{\eta}$$

$$kW_{vacío_{año}} = \frac{480 V \cdot 11 A \cdot 0.69 \cdot \sqrt{3}}{0.88}$$

$$kW_{vacío_{año}} = 7.162 \text{ kWh}$$

El consumo de energía anual en carga al año se lo encuentra mediante la ecuación (5.3).

$$kW_{carga_{año}} = (kW_{carga}) \times hcarga_{año}$$

$$kW_{carga_{año}} = 122 \text{ kWh} \times 7000$$

$$kW_{\text{carga}}_{\text{año}} = 854\,000 \text{ kWh/año.}$$

La ecuación (5.4). permite calcular el consumo de energía anual en vacío al año.

$$kW_{\text{vacío}}_{\text{año}} = (kWh_{\text{vacío}}) \times h_{\text{vacío}}_{\text{año}}$$

$$kW_{\text{vacío}}_{\text{año}} = 7.162 \text{ kWh} \times 1000$$

$$kW_{\text{vacío}}_{\text{año}} = 7162 \text{ kWh/año.}$$

El consumo de energía total anual se calcula según la ecuación (5.5).

$$kW_{\text{total}}_{\text{año}} = kW_{\text{carga}}_{\text{año}} + kW_{\text{vacío}}_{\text{año}}$$

$$kW_{\text{total}}_{\text{año}} = (854\,000 + 7162) \text{ kWh/año.}$$

$$kW_{\text{total}}_{\text{año}} = 861\,162 \text{ kWh/año.}$$

El costo de energía anual del compresor se obtiene con la ecuación (5.6).

$$\text{Costo}_{\text{total}}_{\text{año}} = kW_{\text{total}}_{\text{año}} \times \$_{\text{kW}}$$

$$\text{Costo}_{\text{total}}_{\text{año}} = 861\,162 \text{ kWh/año} \times 0.12$$

$$\text{Costo}_{\text{total}}_{\text{año}} = 103\,339.44 \text{ USD}$$

Datos del compresor antiguo:

Compresor recíprocante de dos etapas:

$$V = 480V$$

$$A = 130 \text{ A con carga (de placa)}$$

$$A = 10.5 \text{ A en vacío (de placa)}$$

$$\text{Cos}\phi = 0.80$$

$$\eta = 85 \%$$

$$\text{Horas de trabajo} = 7000 \text{ anuales en carga}$$

$$\text{Horas de trabajo} = 1000 \text{ anuales en vacío}$$

$$\text{Costo del kWh} = 0.12 \text{ ctvs.}$$

Aplicando la ecuación (5.1). se encuentra el consumo de energía en carga.

$$kW_{carga_{año}} = \frac{V * A_{carga} * \cos\phi * \sqrt{3}}{\eta}$$

$$kW_{carga_{año}} = \frac{480 V * 130 A * 0.80 * \sqrt{3}}{0.85}$$

$$kW_{carga_{año}} = 101.722 \text{ kWh}$$

Con la ecuación (5.2). se calcula el consumo de energía en vacío.

$$kW_{vacío_{año}} = \frac{V * A_{vacío} * \cos\phi * \sqrt{3}}{\eta}$$

$$kW_{vacío_{año}} = \frac{480 V * 10.5 A * 0.65 * \sqrt{3}}{0.82}$$

$$kW_{vacío_{año}} = 6.919 \text{ kWh}$$

El consumo de energía anual en carga al año se lo encuentra mediante la ecuación (5.3).

$$kW_{carga_{año}} = (kW_{carga}) \times hcarga_{año}$$

$$kW_{carga_{año}} = 101.722 \text{ kWh} \times 7000$$

$$kW_{carga_{año}} = 712\ 054 \text{ kWh/año.}$$

La ecuación (5.4). calculo el consumo de energía anual en vacío al año.

$$kW_{vacío_{año}} = (kW_{vacío}) \times hvacío_{año}$$

$$kW_{vacío_{año}} = 6.919 \text{ kWh} \times 1000$$

$$kW_{vacío_{año}} = 6\ 919 \text{ kWh/año.}$$

El consumo de energía total anual se calcula según la ecuación (5.5).

$$kW_{total_{año}} = kW_{carga_{año}} + kW_{vacío_{año}}$$

$$kW_{total_{año}} = (712\ 054 + 6\ 919) \text{ kWh/año.}$$

$$kW_{total_{año}} = 718\,973 \text{ kWh/año.}$$

El costo de energía anual del compresor antiguo se obtiene con la ecuación (5.6).

$$Costo_{total_{año}} = kW_{total_{año}} \times \$_{kw}$$

$$Costo_{total_{año}} = 718\,973 \text{ kWh/año} \times 0.12$$

$$Costo_{total_{año}} = 86\,276.76 \text{ USD.}$$

5.3. Costos Directos.

Se define como los costos que pueden identificarse con productos específicos. También se usa la denominación para indicar costos identificables con departamentos u otras entidades específicas.

En lo que se refiere a la construcción se entenderán todos los costos que están asociados directamente con la obra. Corresponden a materiales, mano de obra, equipos y maquinarias comprometidas directamente con la ejecución.

5.3.1. Análisis de costos por materiales.

El costo por materiales se especifica en la siguiente tabla.

Tabla 5.1: Lista de materiales para el sistema de aire comprimido.

Cantidad	Especificaciones	Unidades	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
58	Tubo de acero NEGRO sin costura cedula 40. De 1 ½ in	m	9.28	538.24
105	Tubo de acero NEGRO sin costura cedula 40. De 1 in	m	5.71	599.55
7	Tubo de acero NEGRO sin costura cedula 40. De ½ in	m	3.52	24.64
7	Tubo de acero NEGRO sin costura cedula 40. De ¼ in	m	2.80	19.6
7	Tubo de acero NEGRO sin costura	m	1.95	18.65

	cedula 40. De 1/8 in			
6	Universal A/C ROSC. 1 1/2 in x 3000lb A-105	u	17.00	102.00
4	Universal A/C ROSC. 1 1/2 in x 3000lb A-105	u	8.50	34.00
10	Codos A/C ROSC. 1 1/2 in x 3000lb A-105	u	15.47	154.70
25	Codos A/C ROSC. 1 in x 3000lb A-105	u	9.87	246.75
4	CODO SOLDAR ASTM-A234 CED. 40 DE 1/2 IN	u	0.51	2.04
4	Codos A/C ROSC. 1/4 in x 3000lb A-105	u	3.60	14.40
4	Codos A/C ROSC. 1/8 in x 3000lb A-105	u	2.00	8.00
2	REDUCC.CONCENTRIC.P/SOLD. ASTM A-234 CED 40 DE 1 1/2 A 1 IN	u	3.50	7.00
5	TEES A/C ROSC. 1 IN x 3000LB A-105	u	10	50.00
2	TEES A/C ROSC. 1in Reducción a 1/2 in x 3000LB A-105	u	6.00	12.00
2	TEES A/C ROSC. 1in Reducción a 1/4 in x 3000LB A-105	u	5.00	10.00
2	TEES A/C ROSC. 1in Reducción a 1/8 in x 3000LB A-105	u	3.00	6.00
2	COMPRESOR DE 30 BAR	u		
1	SEPARADOR DE CONDENSADO DE 1 1/2 IN	u	28.00	28.00
1	CONMUTADOR DE TEMPERATURA	u	20.00	20.00
1	FILTRO DE AIRE PRIMARIO	u	52.00	52.00
1	FILTRO DE AIRE SECUNDARIO	u	48.87	48.87
1	MANOMETRO 0-30 BARES ESF. 2 1/2", 1/4" NPT VERTICAL C/GLICERINA	u	40.00	40.00
1	POSTENFRIADOR	u	0	0
1	SECADOR	u	0	0
2	TANQUE DE ALMACENAMIENTO	u	0	0
1	TRAMPA DE AIRE	u	15.00	15.00
1	VALVULA CHEQUE DE ACERO	u	61.32	122.64

	INOX.316 IT-407 DE 1 ½ IN TIPO “Y” PN40 (580PSI)230c-449F			
3	VALV. ESFERA A/C ROSC. 1" X 3000 A- 105	u	60.00	180.00
1	PINTURA AZUL ELECTRICO	gl	10.00	10.00
184	SUBTOTAL (USD)		48 927.15	2364.08

5.3.2. Análisis de costos mano de obra.

Para el montaje y construcción del sistema de aire comprimido en la estación de bombeo Faisanes, los técnicos, técnico líder y supervisor de mantenimiento mecánico son los encargados de realizar dicho trabajo por lo cual en la siguiente tabla se especifican el tiempo y el salario de trabajo.

Tabla 5.2: Costos por mano de obra.

Operario	Trabajo a realizar	Tiempo (h)	Valor Unitario	Valor Total (USD)
1	Egresado Ing. Mecánica	2240	0.1	224.00
3	Técnicos	40	4.125	165.00
1	Técnico líder	40	6.16	246.00
1	Supervisor	40	6.16	246.00
	SUBTOTAL (USD)			881.00

5.3.3. Costo por transporte.

Tabla 5.3: Costos por transporte

1	Compra de materiales	20
1	Entrega del Equipo	10
	SUBTOTAL (USD)	30

5.3.4. Costo por herramientas.

El costo por herramientas es el 5% de los costos por mano de obra.

$$\text{Costo por herramientas} = 881.00 * 0.05$$

$$\text{Costo por herramientas} = 44.05 \text{ USD}$$

Tabla 5.4. Costos directos.

Costo por materiales	2364.08
Costo por mano de obra	881.00
Costo por transporte	30.00
Costo por herramientas	44.05
TOTAL (USD)	3 319.13

5.4. Costos Indirectos.

Son aquellos costos que no intervienen directamente en el desarrollo del proyecto. Por ejemplo: los salarios de dirección técnica, gastos administrativos, electricidad, internet, interés de un préstamo, materiales de limpieza, entre otros.

Se considera un 25% del total de los costos directos, para considerar como costo indirecto. Por ser una empresa pública.

$$\text{Costos Indirectos} = 0.25 * 3\ 319.13$$

$$\text{Costos Indirectos} = 829.78 \text{ USD}$$

Asistente de ingeniería	100	3.0120 %
Ingenieros	300	9.0361 %
Técnicos	150	4.5180 %
Secretaria	100	3.0120 %
Guardias	80	2.4096 %
Luz, agua.	70	2.1084 %
Seguros	30	0.9036 %
TOTAL (USD)	830	25 %

5.5. Costos totales.

Tabla 5.5: Costos totales.

Materiales Directos	3 319.13
Materiales Indirectos	829.78
TOTAL (USD)	4 148.91
+ IVA 12 %	497.8692
UTILIDAD 8 %	331.9128
COSTO TOTAL (USD)	9 127.602

5.6. Rentabilidad del proyecto.

El costo total del proyecto es de USB 9 127.602, y el costo total anual de energía consumida por el compresor actual es 103 339.44 USD, y el costo total anual de energía consumida por el compresor antiguo es 86 276.76 USD.

Entonces se encuentra el ahorro de energía consumida entre el compresor actual y el antiguo. Entonces:

$E_{\text{consumida compresor}} = 103\,339.44 \text{ USD.}$
a instalar

$E_{\text{consumida compresor}} = 86\,276.76 \text{ USD.}$
antiguo

Ahorro = 17 062.68 USD.

$$\text{TIR} = \frac{17\,062.68 \text{ USD}}{9\,127.602 \text{ USD}}$$

$$\text{TIR} = 1.86$$

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1. Conclusiones.

- El compresor seleccionado debe ser un reciprocante de 2 etapas, debido que son los que nos da la presión de trabajo de 30 bares.
- El sistema de aire comprimido debe estar constituido de: filtro de compresor, compresor, postenfriador, tanque de almacenamiento, filtros de línea, secador.
- La distribución del aire comprimido tendrá una configuración cerrada o de anillo, con el objetivo de mantener la presión constante en todos los puntos.
- Las tuberías de servicio deben tener una configuración cuello de ganso, para evitar que el condensado llegue a la maquina.
- En la configuración del sistema de aire comprimido son longitudes cortas, las pérdidas por tuberías son bajas por lo que se puede asumir una pérdida de presión de 0.1 bar para el diseño del diámetro interior de la tubería.
- La tubería de servicio hacia las pistolas neumáticas se ubicara una válvula reductora de presión que reduzca de 30 a 7 bares.
- La tubería de servicio hacia las boquillas de servicio se ubicará una válvula reductora de presión que reduzca de 30 a 6 bares.
- Los puntos de servicio se coloco de acuerdo a la ubicación de las unidades consumidoras.
- El material a utilizar en el sistema de aire es acero negro sin costura ASTM 106 o A 53-B.de alta presión.
- El material más aceptable para este tipo de sistemas es acero inoxidable INOX 36, pero por criterio de precio no se utiliza en este proyecto.

- La ubicación del compresor estará en un lugar libre de contaminación, lejos de la sala de operaciones para eliminar las molestias por el ruido.
- La instalación eléctrica del compresor será efectuada por los técnicos eléctricos de la empresa.

6.2. Recomendaciones.

- Mantener un sistema de tratamiento del aire comprimido en buenas condiciones, debido a la humedad del sitio.
- El diámetro de la tubería principal y del anillo están sujetos a modificaciones según el criterio de los técnicos de la empresa.
- El tanque de almacenamiento tiene un fluido a una presión interna superior a la presión atmosférica. Dado su carácter peligroso debido al riesgo de explosión, los mismos requieren de diversas medidas de protección a fin de evitar contingencias no deseadas.
- La forma correcta de minimizar el riesgo de accidentes es el mantenimiento preventivo y la realización de ensayos periódicos de control.
- La fabricación de estos equipos pueden seguir diversas normas; (IRAM, ASME, ASTM y DIM).
- Se debe tener en cuenta que la causa más grande de caída de presión son filtros saturados.
- Se recomienda una inspección periódica del sistema para que este siempre activo dando productividad.
- Se debe disponer de un plano de planta y un plano isométrico de la instalación con dimensiones de tubería e indicación de los elementos y accesorios.

- Disponer de una ficha técnica física en donde se registre la fecha de revisión de todos los elementos que constituyen el sistema de aire comprimido.
- No dejar mangueras de los equipos en el suelo ya que los sistemas de transporte dentro de la planta pueden ocasionar averías a veces imperceptibles.
- La tubería de aire comprimido deben estar claramente identificada según el color correspondiente, el cual se especifica en el anexo K.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CARNICER ROYO, E. Sistemas Industriales Accionados por Aire Comprimido.
Madrid: Ed. Paranifo, 1996
pp. 9-11, 13-18.
- [2] SCHAUM, P. Mecánica de los fluidos e hidráulica. España: McGraw-Hill, 2005
pp.5
- [3] KAESER COMPRESORES DE COLOMBIA LTDA. Manual de Aire Comprimido.
Fundamentos Tips y Sugerencias en la Tecnología del Aire Comprimido.
pp. 6, 7-8, 40- 44.
- [4] <http://www.hankisonmexico.com.mx/Air/answer1.htm>
- [5] <http://www.estrucplan.com.ar/Articulos/verarticulo.asp?IDArticulo=384>.
<http://www.sapiensman.com/neumatica/mapadelsitio.htm>
- [6] <http://es.wikipedia.org/wiki/Aire>
- [7] CHAMBADAL, P.. Los compresores. Nuevos manuales técnicos.
pp. 15-18, 75.
- [8] AGUINAGA BARRAGÁN ÁLVARO Phd.D. Msc. Ing. CARMOS CIA.LTDA
pp. 110-114, 125, 134,135.
- [9] Manual de neumática. Editorial Nume.
pp. 226-230, 232,233.
- [10] HEESE. Aire Comprimido. Fuente de energía. Festo AG &. Co, 2002
pp. 22-24, 61, 64-66, 70, 74-76.
- [11] <http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica4.htm>
- [12] Automatización Neumática – SMC Latina.
pp. 45

- [13] CARNICER, E. Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones.
Barcelona: Ed. Gustavo Gili, 1977.
pp. 223, 225.
- [14] DÍAZ, R. Motores de Combustión Interna. Escuela de Ingeniería Mecánica.
ESPOCH. Ed. Freire, 1987
pp. 43.
- [15] DÍAZ, R. Solucionario de problemas de Máquinas y Sistemas Térmicos.
Escuela de Ingeniería Mecánica. ESPOCH.
pp. 150-153.
- [16]http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a9/Earth_elevation_histogram_2.es.png
- [17] http://cl.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp1.
- [18] http://cl.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp
- [19] DÍAZ, R. Apuntes de máquinas y Sistema Térmicos. Escuela de Ingeniería Mecánica. ESPOCH. (Documento).
pp. 56-58.

LINKOGRAFÍA

Conceptos Básicos Relacionados con Aire Comprimido.

<http://www.monografias.com/trabajos66/sistema-transporte-aire-comprimido/sistema-transporte-aire-comprimido2.shtml>.

2009-08-05

Presencia de Contaminantes en el Aire Comprimido.

<http://www.estrucplan.com.ar/Articulos/verarticulo.asp?IDArticulo=384>

2009-08-10

Propiedades Físicas del Aire

<http://es.wikipedia.org/wiki/Aire>

<http://www.sapiensman.com/neumatica/mapadelsitio.htm>

2009-08-23

Clasificación de los Compresores.

http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/compresores/default2.

<http://www.elprisma.com/apuntes/curso.asp?id=11068>

<http://74.125.47.132/custom?q=cache:tBPMyyHPc70J:www.energia.inf.cu/iee-ep/SyT/CAE/nair1ben.pps+TIPOS+DE+COMPRESORES&cd=4&hl=es&ct=clnk&client=pub-0236812219390654>

<http://www.proyectosfindecarrera.com/tipos-compresores.htm>

2009-09-04

Cálculo del Punto de Rocío

http://www.sirwater.com.ar/humedad_de_condensacion.html

2009-11-08

Descripción de una Red de Aire Comprimido

<http://www.monografias.com/trabajos16/redes-de-aire/redes-de-aire.shtml>

2009-10-20

2009-09-25

Selección de Tubería

<http://www.scribd.com/doc/18603567/9Redes-de-tuberias>

2009-10-15

Longitud Equivalente por Accesorios.

http://cl.kaeser.com/Online_Services/Toolbox/Pressure_drop/default.asp

2009-11-08

Boquillas

<http://www.mpa.ec>

2009-10-10

BIBLIOGRAFÍA.

- AVALLONE, EUGENE A. Manual del Ingeniero Mecánico. 9ra.ed. México: McGraw – Hill, 1995
- AGUINAGA BARRAGÁN ÁLVARO Phd.D. Msc. Ing. CARMOS CIA.LTDA
AUTOMATIZACIÓN NEUMÁTICA. – SMC Latina.
- CRANE, S. Flujo de Fluidos en Válvulas y Accesorios. 3ra.ed. México: McGraw-Hill, 1996.
- CARNICER, E. Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones. Barcelona: Ed. Gustavo Gili, 1977.
- CARNICER ROYO, E. Sistemas Industriales Accionados por Aire Comprimido. Madrid: Ed. Paranifo, 1996
- DÍAZ, R. Apuntes de Máquinas y Sistema Térmicos. Riobamba: Documento, 2008. (doc.)
- DÍAZ, R. Solucionario de Problemas de Máquinas y Sistemas Térmicos. Escuela de Ingeniería Mecánica. ESPOCH.
- DÍAZ, R. Motores de Combustión Interna. Escuela de Ingeniería Mecánica. ESPOCH. Ed. Freire, 1987
- CHAMBADAL, P. Los Compresores. Nuevos Manuales Técnicos.
- FESTO PNEUMATIC. Preparación del Aire Comprimido. (doc.).
- FUNDAMENTOS Tips y Sugerencias en la Tecnología del Aire Comprimido. (doc.).
- GREENE, RICHARD W. Compresores. CUCEI. (doc.).
- FERNANDEZ, PEDRO E. Apuntes de Compresores. Chile. (doc.).
- HEESE. Aire Comprimido. Fuente de energía. Festo AG &. Co, 2002
- KAESER COMPRESORES DE COLOMBIA LTDA. Manual de Aire Comprimido,

2004

MADELEINE RENOM. Procesos Termodinámicos en la Atmosfera. Facultad de Ciencias. Universidad de Santiago de Chile. (doc.).

MANUAL DE NEUMÁTICA. Editorial Naume.

NORGREN. Catálogo. La guía Norgren para el Tratamiento del Aire. (doc.).

SALDARRIAGA, Diseño de Tuberías, 3ra.ed, Colombia, McGraw-Hill, 1998.

SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS. NORMAS ASME. Sección VIII. E.E.U.U: 1990.

SOCIEDAD AMERICANA DE SOLDADURA. CÓDIGOS AWS. 6ta.ed. E.E.U.U: 2007

SCHAUM, P. Problemas Resueltos de Mecánica de Fluidos. España: McGraw-Hill, 2005.

SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5^{ta} ed. México: McGraw- Hill, 1990.

STEFAN HEESE. Aire Comprimido Fuente de Energía. (doc.).

ANEXOS

ANEXO A

Unidades Empleadas para el Monitoreo de la Calidad del Aire

PARÁMETRO	CLAVE	UNIDAD
Monóxido de Carbono	CO	PPM
Dióxido de azufre	SO ₂	PPM
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	PPM
Ozono	O ₃	PPM
Oxido de nitrógeno	NO _x	PPM
Acido sulfhídrico	H ₂ S	PPM
Partículas menores a 10 micras	PM-10	ug/m ³
Partículas suspendidas totalmente	PST	ug/m ³
Plomo	Pb	ug/m ³
Cobre	Cu	ug/m ³
Fierro	Fe	ug/m ³
Cadmio	Cd	ug/m ³
Níquel	Ni	ug/m ³
Temperatura	TMP	°C
Humedad Relativa	RH	% de Hum. Rel
Velocidad del viento	WSP	metros por segundo
Dirección del viento	WDR	grados

ANEXO B

EQUIVALENCIAS ENTRE UNIDADES

Presión

1 atmósfera (atm) = 760 milímetros de mercurio (mm Hg)

1 atmósfera (atm) = 14,7 libras/pulgada² (lb/in²)

1 atmósfera (atm) = 1,013 x 10⁵ newtons/metro² (N/m²)

1 atmósfera (atm) = 1,013 x 10⁶ dina/centímetro² (din/cm²)

1 bar = 10⁵ newtons/metro² (N/m²)

1 bar = 14,50 libras/pulgada² (lb/in²)

1 dina/centímetro² (din/cm²) = 0,1 pascal (Pa)

1 dina/centímetro² (din/cm²) = 9,869 x 10⁻⁷ atmósfera (atm)

1 dina/centímetro² (din/cm²) = 3,501 x 10⁻⁴ milímetros de mercurio=torr (mm Hg)

1 libra/pulgada² (lb/in²) = 6,90 x 10³ newton/metro² (N/m²)

1 libra/pulgada² (lb/in²) = 6,9 x 10⁴ dinas/centímetro² (din/cm²)

1 libra/pulgada² (lb/in²) = 0,69 atmósfera (atm)

1 libra/pulgada² (lb/in²) = 51,71 milímetros de mercurio=torr (mm Hg)

1 milímetro de mercurio=torr (mm Hg) = 1,333 x 10² pascales (Pa)

1 milímetro de mercurio=torr (mm Hg) = 1,333 x 10³ dinas/cm² (din/cm²)

1 milímetro de mercurio=torr (mm Hg) = 1,316 x 10⁻³ atmósfera (atm)

1 milímetro de mercurio=torr (mm Hg) = 1,934 x 10⁻² libra/pulgada² (lb/in²)

1 pascal (Pa) = 1 newton/metro² (N/m²) = 1,45 x 10⁻⁴ libra/pulgada² (lb/in²)

1 pascal (Pa) = 1 newton/metro² (N/m²) = 10 dinas/centímetro² (din/cm²)

1 pascal (Pa) = 1 newton/metro² (N/m²) = 9,869 x 10⁻⁶ atmósferas (atm)

1 pascal (Pa) = 7,501 x 10⁻³ milímetros de mercurio=torr (mm Hg)

1 pulgada de mercurio (in Hg) = 3,386 x 10³ pascales (Pa)

ANEXO C

	Variable	Efecto sobre especificaciones del sistema de tratamiento
Condiciones ambientales	<p>Temperatura ambiente mínima.</p> <p>Temperatura ambiente máxima.</p> <p>Tipo de contaminantes externos.</p> <p>Sustancias tóxicas o corrosivas.</p>	<p>Determinar el tipo de secador para eliminación de agua.</p> <p>Determinar el tipo de secador para eliminación. de agua</p> <p>Determinar el tipo de filtros.</p> <p>Determinar el tipo de filtros y especificaciones especiales en los equipos.</p>
Tipo de compresor	<p>Presión de trabajo.</p> <p>Temperatura del aire comprimido</p> <p>Cantidad de aceite a la salida del compresor</p> <p>Caudal</p>	<p>Factor de corrección para el cálculo de secadores y filtros. Determinar el tipo de secador y filtros.</p> <p>Factor de corrección para el cálculo de secadores</p> <p>Determinar la instalación de filtros de aceite</p> <p>Calcular el tamaño de todo el sistema de tratamiento.</p>
Requerimientos de los usuarios	<p>Punto de rocío.</p> <p>Ausencia de agua líquida.</p> <p>Máxima concentración de aceite.</p> <p>Tolerancia de vapores y obras de hidrocarburos.</p> <p>Tolerancia a bacterias y microorganismos.</p>	<p>Determinar el tipo de secador para eliminación de agua.</p> <p>Determinar instalación de filtro de partículas.</p> <p>Determinar instalación de filtros de aceite.</p> <p>Determinar instalación de filtro de vapores y olores.</p> <p>Determinar la instalación del sistema adecuado de filtros y secador.</p>

ANEXO D

Refrigerante	También conocido como	Componentes	Tipo de compresor que usa	Lubricante	Usar hasta
R-12	Freon 12 Generon 12	R-12	Recipiente hermético	Mineral	1996
R-22	Freon 22 Generon 22	R-22	Recipiente semihermético	Mineral	2000(Alemania)
R-134a	Suva 134a	R-134a	Recipiente semihermético	PCE	Sin restricción
R-404a	Suva HP62 Forane FX70	R-125,R-134a	Scroll	PCE	Sin restricción
R-407c	Suva HP62 XLEA 66	R-32,R-125,R-134a	Rotativo	PCE	Sin restricción
R-410a	Suva 9100 AZ20	R-325,R-125	Scroll	PCE	Sin restricción

ANEXO E

NIVEL 1	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador					
NIVEL 2	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador	Secador refrigerativo	Filtro de partículas			
NIVEL 3	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador	Secador refrigerativo	Filtro de partículas	Filtro de remoción de aceite		
NIVEL 4	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador	Filtro de partículas	Filtro de remoción de aceite	Secador desecante	Filtro de partículas	Filtro para adsorción de partículas
NIVEL 5	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador	Filtro de partículas	Filtro de remoción de aceite	Secador desecante	Filtro de partículas	Filtro para adsorción de partículas
NIVEL 6	Filtro separador de condensado	Tanque acumulador	Filtro de partículas	Filtro de remoción de aceite	Unidad de aire respirable	Filtro de vapores y olores	

ANEXO F

Elemento	Caída de presión inicial	Reemplaza cuando la caída sea
Separador de condensado	1 psi	n/a
Filtros	1 psi	10 psi
Secador refrigerativo	De 2 a 6 psi	10 psi
Secador desecante	De 2 a 5 psi	10 psi

ANEXO G

9. Redes de Aire comprimido

KAESER
COMPRESORES

Comparación del
diámetro
nominal de la
tubería.

mm (DN = Diám. Nominal)	Pulg.
DN 6	1/8
DN 8	1/4
DN 10	3/8
DN 15	1/2
DN 20	3/4
DN 25	1
DN 32	1 1/4
DN 40	1 1/2
DN 50	2
DN 65	2 1/2
DN 80	3
DN 100	4
DN 125	5
DN 150	6

Fac

ANEXO H

TIPO DE LÍNEA	POSIBLE CAUSA DEL PROBLEMA	SOLUCIÓN
Sistema de líneas rígidas	Peso muerto de la tubería	Añadir más apoyos
	Expansión y contracción	Usar apoyos que permitan desplazamiento lateral de los tubos.
	Presión interna	Proveer apoyos adecuados para prevenir movimiento y flexión.
	Fugas	Todas las juntas de tubería deben estar hechas apropiadamente. Reemplazar válvulas y accesorios defectuosos. Si es causado por daños, revisar las condiciones ambientales y proteger zonas vulnerables.
	Demasiada agua en las tuberías de las aplicaciones	Revisar que las purgas sean adecuadas y estén en los lugares correctos.
líneas flexibles	Fugas	Revisar deterioro en las juntas de los extremos. Proteger mangueras sujetas a difíciles condiciones ambientales. Considerar el uso de líneas en espiral que se recogen automáticamente.
	Excesiva caída de presión	Revisa manguera por agujeros. Asegurarse que el tamaño de la manguera sea el adecuado.

ANEXO I

Color	Interpretación
Color Base azul	Aire
+ Franja Amarilla	Aire \leq 7bar, Servicios generales
+ 2 Franjas Amarillas	Aire \leq 7 bar, Instrumentación
+ Franja Roja	Aire $>$ 7 bar y \leq 10 bar
+ 2 Franjas Rojas	Aire $>$ 10 bar
+ Franja Marrón	Aire con aceite lubricante

ANEXO J

Cools compressed air to safe, usable temperatures

Preconditions air for further filtering and drying

Hankison air-cooled aftercoolers use ambient air to cool the hot air leaving an air compressor (typically 180°F to 350°F [82°C to 177°C]) to usable levels (100°F to 120°F [38°C to 49°C]). As the air cools about 70% of the water vapor present condenses into liquid water which can then be removed with a separator.

Economical, air-cooled aftercoolers use ambient air to remove heat from the compressed air. Aftercoolers can be sized to cool the compressed air to within 5° to 20°F (3° to 11°C) of the ambient air temperature.

Aftercoolers can also be installed so that normally wasted heat can be reclaimed and used (such as for space heating).

Features

Cooling coils

- Designed to maximize heat transfer with the minimum pressure drop (typically under 3 psi [0.21 kgf/cm²])
- ACHV and ACH models - corrugated aluminum fins and copper tubes increase heat transfer rate; heavy gauge aluminum resists external damage
- ACV models - durable aluminum plate core design saves space, minimizes energy usage
- Tube spacing resists fouling
- No exposed headers or return bends

Fans

- Fan blades
 - ACHV and ACH models - heavy gauge aluminum blades on steel hub
 - ACV models - polypropylene blades on aluminum hub
 - Blades balanced for vibration free operation
- Fan motors
 - Heavy duty bearings
 - Fan blade guard standard

ACHV models

- Sizes from 20 to 100 scfm*
- May be mounted for horizontal or vertical air flow
- Lightweight, UPS shippable
- May be mounted on floor or suspended

ACH models

- Sizes from 35 to 300 scfm*
- Horizontal air flow
- Galvanized steel cabinet
- May be mounted on floor or suspended

ACV models

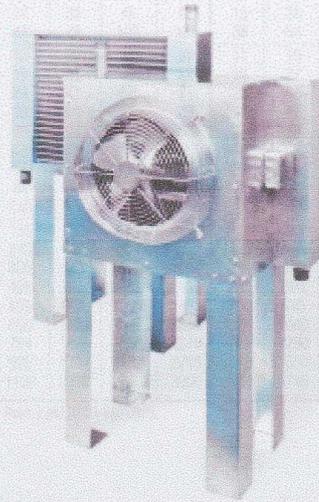
- Sizes from 400 to 3500 scfm*
- Vertical air flow
- Unitized, aluminum core heat exchanger
- TEFC fan motors

Options

- Weatherproof junction box
- Various motor voltages and styles
- Air motors (ACV models)
- Vibration dampeners
- Separators

* at 250°F [121°C] inlet and 15°F [3°C] approach

 **HANKISON**



AIR-COOLED

AFTERCOOLERS

Capacity Selection Chart

scfm (for 50 Hz operation multiply scfm by 0.90)

Inlet Temp. Approach F ^o Temp. C ^o	150°F 66°C				200°F 93°C				250°F 121°C				300°F 149°C				350°F 177°C			
	5 3	10 6	15 8	20 11	5 3	10 6	15 8	20 11	5 3	10 6	15 8	20 11	5 3	10 6	15 8	20 11	5 3	10 6	15 8	20 11
ACHV-20	17	35*	35*	35*	11	22	35	35*	8	16	20	35	6	12	19	26	5	10	15	21
ACHV-35	29	43*	43*	43*	17	36	43*	43*	12	27	35	42*	10	20	31	42*	8	16	26	35
ACHV-50	43	72	72*	72*	28	50	70	72*	22	35	50	70	18	32	45	57	15	28	39	50
ACHV-100	95	125*	125*	125*	66	111	125*	125*	52	88	100	125*	44	74	100	125	38	64	86	108
ACH-35	25	42	58	73	18	31	43	53	15	25	35	44	13	22	30	37	11	19	26	32
ACH-50	34	58	79	99	25	43	59	74	21	36	50	62	18	31	42	52	16	27	38	47
ACH-65	42	73	99	125	32	55	77	95	27	47	65	81	24	41	57	71	22	37	52	65
ACH-80	50	87	119	150	40	69	94	117	34	59	80	100	30	52	71	89	28	47	65	82
ACH-100	60	102	140	177	48	81	112	140	43	73	100	124	38	64	87	110	34	59	81	100
ACH-120	81	138	190	235	61	105	142	177	51	87	120	150	43	75	102	127	40	69	94	116
ACH-150	92	160	220	270	73	125	172	215	63	110	150	187	55	95	130	160	50	86	120	148
ACH-240	160	275	380	425*	120	207	285	355	100	175	240	300	84	145	204	250	78	135	185	231
ACH-300	184	318	440	480*	145	250	345	430	125	217	300	375	110	190	257	320	100	175	240	300
ACV-400	210	384	520	605	175	375	430	500	160	300	400	464	135	250	340	396	125	235	305	355
ACV-725	355	650	890	1025	308	560	760	880	290	545	725	840	245	450	605	701	225	410	540	625
ACV-950	480	871	1178	1360	415	754	1020	1180	390	712	950	1100	320	588	785	910	280	520	690	780
ACV-1200	600	1090	1475	1710	520	950	1290	1460	490	900	1200	1380	405	735	980	1130	355	650	865	990
ACV-1600	790	1440	1950	2260	710	1290	1720	1950	660	1200	1600	1860	530	965	1290	1480	460	840	1135	1300
ACV-2000	980	1790	2420	2800	870	1580	2140	2460	820	1490	2000	2300	660	1210	1595	1840	572	1040	1400	1610
ACV-2500	1220	2220	3000	3470	1090	1980	2680	3100	1035	1880	2500	2870	784	1426	1980	2270	705	1290	1725	1980
ACV-3000	1450	2650	3580	4120	1295	2360	3200	3710	1243	2260	3000	3450	985	1794	2360	2715	840	1530	2040	2350
ACV-3500	1680	3064	4140	4800	1530	2785	3760	4320	1460	2660	3500	4015	1150	2090	2760	3200	950	1740	2350	2700

Above specifications are based on 80 to 125 psig (5.6 to 8.8 kgf/cm²) operating pressures. Maximum pressure drop, less than 3 psi (0.21 kgf/cm²).

*Maximum ratings restricted by pressure drop, actual thermal capacities are higher.

Maximum operating pressure: 250 psig (17.6 kgf/cm²).

Maximum operating temperature: 350°F (177°C).

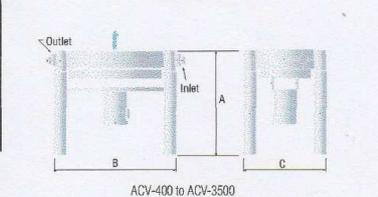
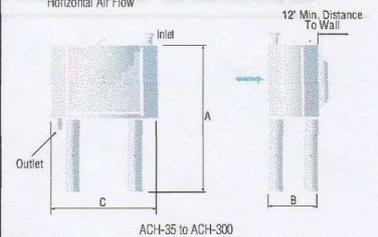
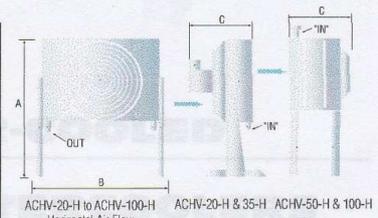
Model	Fan Motor Data			Dimensions (in)			Conn (NPT)	Wt (lb)
	H.P.	Type	Volts / Ph / Hz	A	B	C		
ACHV-20-V	1/12	ODP		15.88	20.38	13.29	0.50	25
ACHV-20-H	1/12	ODP		21.89	20.38	9.58	0.50	25
ACHV-35-V	1/12	ODP		15.88	20.38	13.29	0.50	27
ACHV-35-H	1/12	ODP		21.89	20.38	9.58	0.50	27
ACHV-50-V	1/12	ODP		40.12	26.11	17.35	1.00	61
ACHV-50-H	1/12	ODP		42.18	26.11	15.40	1.00	61
ACHV-100-V	1/12	ODP		40.12	26.11	17.35	1.50	67
ACHV-100-H	1/12	ODP		42.18	26.11	15.40	1.50	67
ACH-35	1/4		115/1/60	46.5	14.75	30.50	1.00	110
ACH-50	1/4		115/1/60	46.5	14.75	30.50	1.00	110
ACH-65	1/4	115V available	208-230/1/60	46.5	14.75	30.50	1.50	120
ACH-80	1/4	in ODP	208-230/3/60	46.5	14.75	30.50	1.50	120
ACH-100	1/4	or TEFC,	460/3/60	46.5	14.75	43.50	1.50	140
ACH-120	1/4	all others	190-200/3/50	46.5	14.75	43.50	1.50	140
ACH-150	1/4	TEFC	380-415/3/50	46.5	14.75	43.50	1.50	145
ACH-240	1/4**			49.5	14.75	47.63	2.00	200
ACH-300	1/4**			55.5	14.75	51.68	2.00	300
ACV-400	1.0	TEFC	1, 2, 4	34.20	22.68	17.96	2.00	120
ACV-725	1.5	TEFC	1, 2, 4	34.20	30.56	22.37	2.00	170
ACV-950	1.5	TEFC	See	36.01	37.24	26.78	3.00	330
ACV-1200	3.0	TEFC	Voltage	36.01	41.19	26.78	3.00	450
ACV-1600	5.0	TEFC	Listing	36.01	41.19	34.89	3.00	515
ACV-2000	7.5	TEFC	Below	36.01	51.04	37.88	4.00	600
ACV-2500	7.5	TEFC		36.01	49.07	43.70	4.00	625
ACV-3000	10	TEFC		36.01	51.04	52.52	4.00	645
ACV-3500	10	TEFC		36.01	51.04	56.30	4.00	750

* Dual Voltage - motor may be wired for either voltage shown

1) [115/1/60 2) [208-230/3/60 3) [230/3/60 4) [190-200-208-220/3/50 5) [190-200-208/3/50
 ** [208-230/1/60 * [460/3/60 * [460/3/60 * [380-400-416-440/3/50 * [380-400-416/3/50

** Models ACH-240 and ACH-300 have 2 fan motors

ODP - Open Drip Proof TEFC - Totally Enclosed Fan Cooled



ABA-100-NA-5



HANKISON INTERNATIONAL

Division Of Hansen Inc.
 Canonsburg, PA 15317-1700 U.S.A.
 Tel 724-745-1555 Fax 724-745-6040
 E-mail: inquiry@hankisonintl.com
 Internet: www.hankisonintl.com

ANEXO K

3-5.5 Kühlwassertemperaturregler (Behr-Thomson) (Bild 3-18)

Der Thermostat (2) ist mit einem Schieber ausgerüstet. Dieser versperrt dem Kühlwasser so lange den Zutritt zum Wärmetauscher, bis das Reinwasser eine Temperatur von ca. 70°C erreicht hat. Der Schieber öffnet die Kurzschlußleitung so lange, bis diese Temperatur vorhanden.

3-5.5.1 Kühlwasserthermostate

Die Thermostate (1) sind mit einem Doppelventil ausgerüstet. Das Hauptventil versperrt dem Kühlwasser so lange den Zutritt zum Wärmetauscher, bis das Reinwasser eine Temperatur von ca. 65°C erreicht hat. Das Ventil öffnet die Kurzschlußleitung so lange, bis diese Temperatur vorhanden ist.

3-6 Anlaßeinrichtung

3-6.1 Anlaßluftsystem (Bild 3-19)

Der Motor wird mit Druckluft angelassen. Die zum Anlassen erforderliche Druckluft wird bei Motoren mit großem Luftbedarf d.h. bei solchen, die oft angelassen werden, von einem Anlaßluftverdichter geliefert. Die vom Anlaßluftverdichter gelieferte Druckluft wird in der Luftflasche gespeichert. Das Anlaßluftsystem sei an Hand des Schemas Bild 3-19 kurz erläutert.

Die Luft gelangt vom Anlaßluftverdichter (1) über das Absperrventil (3a) in die Luftflasche (2). Im Luftflaschenkopf (3) befinden sich außer dem erwähnten Absperrventil (3a) das Sicherheitsventil (3f), das Manometerventil (3d) mit Manometeranschluß (3e), das Entwässerungsventil (3c) und das Absperrventil (3b). Bei Motoren, die stets betriebsbereit sein müssen, z.B. Schiffsmotoren, bleibt die Luftflasche während des Betriebs geöffnet. In diesem Fall ist ein besonderes Hauptanlaßventil (4) am Motor angebracht, das vom Fahrhebel betätigt wird. Durch das geöffnete Absperrventil (3b) gelangt die Druckluft mit einem Höchstdruck von 30 bar zum Hauptanlaßventil (4) und von dort zum Anlaßluftverteiler (5). Bei stationären Motoren fehlt im allgemeinen das Hauptanlaßventil bzw. wird durch ein Hauptabsperrventil am Motor ersetzt. Die Luft strömt dann vom geöffneten Absperrventil (3b) direkt oder über das Hauptabsperrventil zum Anlaßluftverteiler. Dieser verteilt durch Druckluftbetätigung der einzelnen Anlaßventile (6) die Anlaßluft in richtiger Reihenfolge auf die einzelnen Zylinder des Motors, in welchen sie die Arbeitskolben nach unten drückt und so den Motor in Bewegung setzt.

Termostatos del agua de refrigeración (Behr-Thompson) (Fig. 3-18)

El termostato (2) lleva una válvula de corredera. Esta bloca el paso del agua de refrigeración al intercambiador de calor hasta que el agua limpia haya alcanzado una temperatura de aproximadamente 70°C. La válvula de corredera mantiene abierta la tubería de cortocircuito hasta que se haya alcanzado esta temperatura.

Termostatos del agua de refrigeración

Los termostatos (1) llevan una válvula doble. La válvula principal cierra el paso del agua de refrigeración al intercambiador de calor, hasta que el agua limpia haya alcanzado una temperatura de unos 65°C. La válvula abre la tubería de cortocircuito hasta que se haya alcanzado esta temperatura.

Equipo de arranque

Sistema de aire de arranque (Fig. 3-19)

El motor se arranca con aire comprimido. El aire comprimido necesario para el arranque lo suministra un compresor de aire de arranque, en el caso de motores en los cuales haya grandes necesidades de aire, es decir si se trata de motores que se arrancan con frecuencia. El aire comprimido suministrado por el compresor de aire de arranque se almacena en la botella de aire. El sistema de aire de arranque se explica a continuación brevemente, sirviéndose de la Fig. 3-19.

El aire llega desde el compresor de aire de arranque (1) a través de la válvula de paso (3a), a la botella de aire (2). En la cabeza de la botella de aire (3) hay, además de la válvula de paso ya mencionada (3a), la válvula de seguridad (3f), la válvula del manómetro (3d) con conexión para manómetro (3e), la válvula de purga de agua (3c) y la válvula de paso (3b). En aquellos motores que hayan de estar siempre en disposición de servicio, por ejemplo en motores marinos, la botella de aire permanece abierta durante el funcionamiento. En este caso el motor lleva una válvula de arranque principal especial (4), que se acciona mediante la palanca de marcha. A través de la válvula de paso (3b) abierta, el aire comprimido, a una presión máxima de 30 bar, llega a la válvula de arranque principal (4) y de allí al distribuidor de aire de arranque (5). En el caso de motores estacionarios generalmente falta la válvula de aire de arranque principal, o se substituye por una válvula de paso principal en el motor. El aire pasa entonces desde la válvula de paso (3b) abierta directamente o a través de la válvula de paso principal, al distribuidor de aire de arranque. Accionando por aire comprimido las distintas válvulas de arranque (6), el distribuidor de aire de arranque distribuye el aire en el orden correcto a los distintos cilindros del motor, donde el aire empuja hacia abajo los pistones, poniendo así en movimiento el motor.

3 - 6.2 Anlaßluftverteiler und Anlaßventil (Bild 3 - 20 und 3 - 21)

Der Anlaßluftverteiler sitzt am schwungradseitigen Ende der Nockenwelle und enthält in seinem Gehäuse eine Anzahl radial um den Anlaßnocken der Nockenwelle angeordnete Schieberbüchsen mit den darin laufenden Steuerschiebern. Für jeden Zylinder ist ein Steuerschieber vorgesehen. Der Anlaßluftverteiler hat die Aufgabe, die in den einzelnen Zylinderköpfen sitzenden Anlaßventile in der richtigen Reihenfolge (Zündfolge) mit Druckluft zu öffnen.

Durch das geöffnete Anlaßventil kann dann die Anlaßluft in den betreffenden Zylinder einströmen und den Arbeitskolben nach unten drücken. Das Zusammenarbeiten der beiden Teile erfolgt folgendermaßen:

Wird der Anlaßluftverteiler beim Öffnen des Luftflaschenabsperrventils (3b) oder des Hauptanlaßluftventils (4) (Bild 3-19) mit Druckluft beaufschlagt, so werden die Steuerschieber (5b) durch die Druckluft gegen den Anlaßnocken (8) gedrückt. Steht ein Zylinder nun in Anlaßstellung, was bei Sechs- und Achtzylindermotoren automatisch der Fall ist, so wird hierbei ein Steuerschieber z.B. (5b) auf einen negativen Nocken, d.h. auf die Abflachung des Anlaßnockens (8) so weit heruntergedrückt, daß die Steuerluft vom Raum (5d) über die Verteilerleitung (9) in das Anlaßventil (6) einströmt, den Kolben (6b) und somit den Anlaßventilkegel (6c) gegen die Federkraft der Feder (6d) nach unten drückt, so daß die Anlaßluft in den Zylinder einströmen kann. Durch die jetzt einsetzende Drehung der Kurbelwelle wird der Steuerschieber (5b) durch den Anlaßnocken wieder nach oben gedrückt und der Raum über dem Steuerkolben (6b) des Anlaßventils über die Kanäle (5e und 5f) entlastet, worauf sich das Anlaßventil unter der Wirkung der Ventillfeder wieder schließt. Sind nach dem Anlassen die ersten Zündungen eingetreten, so wird das Hauptanlaßventil (4) bzw. das Absperrventil (3b) an der Luftflasche geschlossen wodurch die Steuerschieber (5b) durch die Federn (5c) wieder nach oben gedrückt werden und so außer Eingriff des Anlaßnockens kommen.

Distribuidor de aire de arranque y válvula de arranque (Fig. 3-20 y 3-21)

El distribuidor de aire de arranque va en el extremo del árbol de levas, lado del volante, y lleva en su carcasa una serie de casquillos deslizantes con sus correspondientes correderas, dispuestos radialmente alrededor de la leva de arranque del árbol de levas. Para cada cilindro está prevista una corredera de control. El distribuidor de aire de arranque tiene la misión de abrir mediante aire comprimido las válvulas de arranque que van en las distintas culatas, en el orden correcto (orden de encendido).

A través de la válvula de arranque abierta, puede pasar entonces el aire de arranque al cilindro correspondiente, empujando hacia abajo el pistón. El funcionamiento conjunto de ambas partes es el siguiente:

Al alimentar con aire comprimido el distribuidor de aire de arranque cuando se abre la válvula de paso de la botella de aire (3b) o la válvula de aire de arranque principal (4) (Fig. 3-19), entonces las correderas de distribución (5b) son comprimidas contra la leva de arranque (8) por medio del aire comprimido. Si un cilindro está en la posición de arranque, lo cual sucede automáticamente en los motores de 6 y 8 cilindros, entonces una de las correderas de mando, por ejemplo (5b), se empuja sobre una leva negativa, es decir sobre la parte plana de la leva de arranque (8), hasta que el aire de control de la cámara (5d) penetre a través de la tubería de distribución (9) a la válvula de arranque (6), empuje hacia abajo al émbolo (6b) y por tanto al cono de la válvula de arranque (6c) venciendo la fuerza del muelle (6d), de manera que el aire de arranque pueda penetrar en el cilindro. Al girar ahora el cigüeñal, la leva de arranque vuelve a empujar hacia arriba la corredera de control (5d), y a través de los canales (5e y 5f) se descarga la cámara situada encima del émbolo de mando (6b) de la válvula de arranque, con lo cual la válvula de arranque vuelve a cerrarse por la acción del muelle de válvulas. Cuando después del arranque se hayan producido los primeros encendidos, se cierra la válvula de arranque principal (4) o la válvula de paso (3b) en la botella de aire, con lo cual las correderas de mando (5d) vuelven a ser empujadas hacia arriba por los muelles (5c), quedando fuera del alcance de la leva de arranque.

ANEXOL



Abnahmeprüfzeugnis / Inspection certificate 3.1 DIN EN 10204

Kompressor-Typ Compressor-type	WP45L	Werks-Nr. Serial no.	99202	Auftrags-Nr. Order no.	41006513	Abnahme Classification	
Kunde/Customer Bestell Nr./Order no.	Pression Air Compresores				Bau-Nr./Hull no.		
Vertragsdaten / Contract data							
Drehzahl (1/min) Speed (rpm)	1770	Leistungsaufnahme (kW) Power consumpt. (kW)	12	Enddruck (bar) Final pressuer (bar)	40	Auffüllleistung Fill up capacity	59,9 m ³ /h +/- 5%
Technische Daten / Technical data							
Zylinderzahl No. of cyl.	2	Stufenzahl No. of stages	2	Kühlung Cooling	Luft / Air	Hub (mm) Stroke (mm)	60
				Zylinderdurchmesser (mm) / Cylinder diameter (mm)			
				Stufe 1 / stage 1	136	Stufe 2 / stage 2	60
				Stufe 3 / stage 3		Stufe 4 / stage 4	
Druckprüfungen / Pressure tests							
Lufträume / Air spaces Zylinder / Cylinder (bar)	Stufe 1 / stage 1	Stufe 2 / stage 2	Stufe 3 / stage 3	Stufe 4 / stage 4	Wasserräume / Water spaces		
Rückkühler / Cooler (bar)	15	80	80				
Einstellungen der Sicherheitsventile / Set points of safety valves							
Stufe 1 / stage 1	Stufe 2 / stage 2	Stufe 3 / stage 3	Stufe 4 / stage 4	Endstufe / Final stage			
8 bar				43 bar			
Leistungsprüfung / Performance test							
Raumtemperatur Ambient temperature	Luftdruck Air pressure	rel. Luftfeuchte rel. humidity	Meßbehälter Air receiver	Öldruck Oil pressure	Vordruck Inlet pressure		
22 °C	1013 mbar	48 %	200 Ltr	bar	0,00 bar		
Drücke (bar) / Pressure (bar)				Drehzahl (1/min) Speed (rpm)	Füllzeit (min) filling time (min)	Leistungsaufnahme Power consumption	
Enddruck Final pressure	Stufe 1 stage 1	Stufe 2 stage 2	Stufe 3 stage 3			kW ^A	A
10	4			1788	1,62		
2	4,7			1784	3,57		
30	5,2			1782	5,61		
40	5,6			1780	7,75	22	
Temperaturen bei Enddruck (°C) / Temperature at final pressure (°C)							
Stufe 1 / stage 1	Stufe 2 / stage 2	Stufe 3 / stage 3	Stufe 4 / stage 4	Luftaustritt / Air outlet	Kühlwasser / Cooling water		
				30	Ein / In Aus / Out		
Testergebnisse / Testresults							
Gemessen mittlere Drehzahl (1/min) Measured averaged speed (rpm)		1784		Auffüllleistung bei Vertragsdrehzahl Fill up capacity at contract speed		61,45 m ³ /h	
Bemerkungen Remarks							
Kurbelwelle / Rohteil-Nr. 064125 Crankshaft / Raw part no. 04/07				Abscheider/Separator S9682		Motor	
Abnahme Test					Stempelung / Stamping		
Datum / date				Besichtiger / Surveyor			
Kompressor geprüft Compressor tested				J.P. Sauer & Sohn MASCHINENBAU GMBH Brauner Berg 45 24159 Kiel Werksabnehmer / tester: Rahn			
Datum / date 15.10.2008							



FOLHA DE DADOS
Motor Trifásico de Indução - Rotor de Gaiola

Cliente	: Pession Air	Fator de serviço	: 1,15
Linha do produto	: Standard	Regime de serviço	: S1
Carcaça	: 160M	Temperatura ambiente	: 40 °C
Potência	: 20,0 HP (cv)	Altitude	: 1000 m
Frequência	: 60 Hz	Grau de proteção	: IP55
Polaridade	: 4 pólos	Massa	: 105 kg
Rotação nominal	: 1760 rpm	Momento de inércia	: 0,0803 kgm ²
Escorregamento	: 2,22 %	Nível de ruído	: 66 dB(A)
Tensão nominal	: 480 V		
Corrente nominal	: 26,5 A		
Corrente de partida	: 159 A		
Ip/In	: 6,00		
Corrente a vazio	: 11,0 A		
Conjugado nominal	: 81,4 Nm		
Conjugado de partida	: 230 %		
Conjugado máximo	: 220 %		
Categoria	: N		
Classe de isolamento	: F		
Elevação de temperatura	: 80 K		
Tempo de rotor bloqueado	: 14 s		

	Dianteiro	Traseiro
Rolamento	6309-C3	6209-Z-C3
Interv. de lubrif.	20000 h	20000 h
Quant. de graxa	13 g	8 g

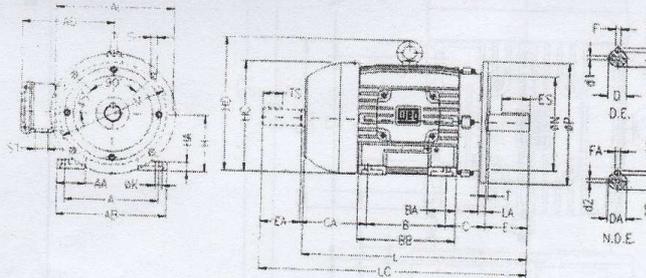
Desempenho em carga:		
Carga	cos φ	Rend(%)
100%	0,83	89,4
75%	0,79	89,3
50%	0,69	88,0

Obs:

ELETROMECAÂNICA BALAN LTDA.

Rua Padre Adelfino, 676

DESENHO E DIMENSÕES - Flange FF



A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB
254	64	308	312	250	210	65	254
C	CA	D	E	ES	F	G	GD
108	174	42k6	110	80	12	37	8
DA	EA	TS	FA	GB	GF	H	HA
42k6	110	80	12	37	8	160	22
HC	HD	K	L	LC	S1	d1	d2
317	370	14,5	598	712	RWG 1.1/2"	A4	A4
Flange	C	LA	M	N	P	T	S
FF-300	108	18	300	250	350	5	19
a	Furos						
45°	4						

Executado:

Verificado:

*Todos os dados aqui apresentados estão sujeitos a alteração sem prévio aviso.

ANEXO M

Secador Refrigerativo de Alta presión ProcessDry Hp



SECADORES REFRIGERATIVOS DE ALTA PRESION - PROCESS DRY HP

En aplicaciones donde se usa aire a alta presión (25 - 35 45 y 60 bar) pueden utilizar secadores Process Dry HP, específicamente en la industria del soplado PET, en seccionadores de alta tensión, petroquímica, o generación de energía.

PERFORMANCE Y DETALLES TECNICOS DEL SECADOR PROCESS DRY HP.

MODELO AP	CAPACIDAD A 30 bar (MT3/MIN)	POTENCIA (HP)	TENSION (V)	PESO (KG)	REFRIGERANTE TIPO
AP05	0,5	0,20	220	26	R12 O R13
AP1	1	0,20	220	28	
AP2	2	0,30	220	32	
AP3	3	0,50	220	90	
AP5	5	0,75	220	98	
AP7	7	1	220	170	
AP10	10	1,5	380	190	
AP15	15	2	380	210	
AP20	20	3	380	260	
AP25	25	3	380	300	
AP30	30	4	380	320	
AP40	40	4	380	350	