

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE  
COMPRIMIDO DE UN CENTRO MINERO  
UBICADO A 3500 msnm**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**

**INGENIEROMECÁNICO ELECTRICISTA**

**DAVID MAXIMILIANO MEJÍA GOMERO**

**PROMOCIÓN 2007-I**

**LIMA-PERÚ**

**2 012**

## INDICE

PRÓLOGO	1
CAPÍTULO 1	4
INTRODUCCIÓN	4
1.1 RESEÑA HISTÓRICA	4
1.2 UBICACIÓN DEL ÁREA DE ESTUDIO	9
1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	9
1.4 OBJETIVOS	10
1.4.1 Objetivo general	10
1.4.2 Objetivos específicos	10
CAPÍTULO 2	11
FUNDAMENTO TEÓRICO	11
2.1 UNIDADES FÍSICAS	11
2.1.1 Presión	11
2.1.2 Temperatura	11
2.1.3 Capacidad térmica	12
2.1.4 Trabajo	13
2.1.5 Potencia	14

2.1.6	Tasa de flujo volumétrico	14
2.2	TERMODINÁMICA	15
2.2.1	Leyes de gases	15
2.2.2	Transferencia de calor	16
2.2.3	Cambios de estado	19
2.2.3.1	Proceso isocórico	20
2.2.3.2	Proceso isobárico	20
2.2.3.3	Proceso isotérmico	21
2.2.3.4	Proceso isoentrópico	21
2.2.3.5	Proceso politrópico	21
2.2.5	Flujo a través de tuberías	22
2.3	AIRE	23
2.3.1	Aire en general	23
2.3.2	Aire húmedo	23
2.4	TIPOS DE COMPRESIÓN	25
2.4.1	Dos principios básicos	25
2.4.2	Compresores de desplazamiento positivo	25
2.4.3	Compresores de tornillo de doble hélice	26
2.4.3.1	Compresores de tornillo libre de aceite	27
2.4.3.2	Compresores de tornillo de líquido inyectado	28
2.5	TRATAMIENTO DEL AIRE COMPRIMIDO	30
2.5.1	Secado del aire comprimido	30
2.5.1.1	Enfriadores	30
2.5.2	Filtros	31
2.6	SISTEMAS DE CONTROL Y REGULACIÓN	34
2.6.1	Regulación en general	34

2.6.2	Principios de regulación para compresores de desplazamiento	36
2.6.2.1	Alivio de la presión	36
2.6.2.2	Velocidad regulable	37
2.6.2.3	Carga – descarga – parada	37
2.6.3	Control y supervisión	37
2.6.3.1	General	37
2.6.3.2	Control de velocidad	38
2.6.4	Supervisión de datos	38
2.6.4.1	Medición de temperatura	39
2.6.4.2	Medición de la presión	39
2.6.4.3	Monitoreo	40
2.6.5	Sistema de control integral	41
2.6.5.1	Selector de la secuencia de inicio	42
	<b>CAPÍTULO 3</b>	<b>44</b>
	<b>ETAPA ACTUAL DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO</b>	<b>44</b>
3.1	INTRODUCCIÓN	44
3.1.1	Geología y exploraciones	44
3.1.2	Mina	46
3.2	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO ACTUAL.	54
3.2.1	Descripción del área de casa de máquinas.	54
3.2.2	Equipamiento de la sala de máquinas	54
3.2.2.1	Características de funcionamiento del compresor de tornillo rotativo	55
3.3	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPAMIENTO QUE UTILIZA AIRE COMPRIMIDO	82
3.3.1	Pala cargadora EIMCO 12B	82

3.3.2	Pala cargadora EIMCO 21B	83
3.3.3	Perforadora BBC 16W	84
3.3.4	Perforadora S250	85
3.3.5	Perforadora RD285Sandvik	86
CAPÍTULO 4		87
EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO		87
4.1	EQUIPAMIENTO A SER SUMINISTRADO POR AIRE COMPRIMIDO EN MINA CHILCAS	87
4.1.1	Requerimiento de aire comprimido	87
4.1.2	Cálculo de la caída de presión en el sistema	88
4.1.2.1	Determinación de las pérdidas primarias	88
4.1.2.2	Determinación de las pérdidas secundarias	90
4.2	DATOS DE LA CASA DE COMPRESORAS CHILCAS	92
4.3	CONDICIONES AMBIENTALES DE FUNCIONAMIENTO	93
4.4	CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE CONDENSADO DEL AIRE COMPRIMIDO	93
4.4.1	Cantidad de condensado por 1 kg de aire seco	95
4.4.1.1	Cantidad de agua antes de la compresión	95
4.4.1.2	Cantidad de agua después de la compresión	95
4.4.1.3	Cantidad de condensado generado	96
4.4.1.4	Cantidad de condensado por m <sup>3</sup> de aire inducido	96
4.5	COMPORTAMIENTO DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO A JULIO DEL 2011	96
4.5.1	Presión entregada a mina	97
4.5.2	Demanda de equipos	98
4.5.3	Generación de aire comprimido	98

4.5.4	Participación de compresores con motores diesel en la generación de aire comprimido	99
<b>CAPÍTULO 5</b>		<b>101</b>
<b>EVALUACIÓN ECONÓMICA</b>		<b>101</b>
5.1	<b>COSTO</b>	101
5.1.1	Costo de producción de aire comprimido	101
5.1.1.1	General	101
5.1.1.2	Costo de asignación	102
5.2	<b>OPORTUNIDADES DE AHORRO</b>	103
5.2.1	Requisitos de alimentación	103
5.2.2	Presión de trabajo	103
5.2.3	Consumo de aire	103
5.2.4	Método de regulación	104
5.2.5	La calidad del aire	105
5.2.6	Mantenimiento	105
5.2.6.1	Planificación de mantenimiento	106
5.3	<b>COSTO DE CICLO DE VIDA</b>	107
5.3.1	General	107
5.3.2	Cálculo de análisis de costos de ciclo de vida	107
5.4	<b>EVALUACIÓN ECONÓMICA PARA EL REEMPLAZO DE CINCO COMPRESORAS ELÉCTRICAS DE UNA ETAPA</b>	108
5.4.1	Evaluación de parámetros	108
5.5	<b>EVALUACIÓN DEL ECONÓMICA DEL PROYECTO</b>	110

5.5.1	Flujos de Caja	110
5.5.2	Resultados	112
CONCLUSIONES		121
BIBLIOGRAFÍA		123
PLANOS		125
ANEXOS		

## **PRÓLOGO**

La empresa Minera Aurífera Retamas S.A está ubicada a 3800 metros sobre el nivel del mar en el anexo de Llacuabamba, distrito de Parcoy, provincia de Pataz, departamento de La Libertad; en el flanco oeste de la Cordillera de los Andes.

En sus inicios, la empresa fue inaugurada con una planta de tratamiento de 50TM/día; con pocos recursos y como consecuencia de un arduo trabajo minero sostenido, de la inquebrantable fe minera de su fundador y de su equipo de colaboradores, se logró el crecimiento y desarrollo de MARSА; contando la empresa hoy en día con una planta de 1800TM/día de capacidad instalada.

MARSА es hoy en día una empresa moderna, eficiente, respetuosa de su entorno, que da trabajo a más de 3500 personas y que tiene un alto compromiso de responsabilidad social y ambiental.

Como empresa minera de explotación subterránea tiene la necesidad de contar con sistema de aire comprimido para ventilación y uso en sus equipos de perforación.

En la actualidad la empresa Marsa, en su estrategia de cumplir con demandas de producción cada vez mayores y mantener la innovación tecnológica, propuso realizar un estudio al sistema de aire comprimido actual.



La evaluación se basó en el estudio de funcionamiento actual del sistema de aire comprimido, obsolescencias de los componentes del sistema, así como en los requerimientos para la compra de nuevos equipos. Este estudio tiene la finalidad de facilitar un crecimiento progresivo y ordenado del sistema de aire comprimido a fin de que cumpla con las expectativas de las demandas proyectadas.

*En el Capítulo 1* en la introducción se presenta una reseña histórica de la Minera Aurífera Retamas S.A., la ubicación del área de estudio, el planteamiento del problema y los objetivos trazados.

*En el Capítulo 2* se presenta el fundamento teórico de las unidades físicas de presión, temperatura, trabajo y los principios termodinámicos para la ley de los gases, la transferencia de calor y los cambios de estado, asimismo se mencionan las propiedades del aire seco y húmedo y los tipos de compresores existentes en el mercado y sus sistemas de regulación y control.

*En el Capítulo 3* se hace una descripción del sistema actual del sistema de aire comprimido y se presenta los piques de la mina, se hace una descripción del área de casa de máquinas y su equipamiento, y se describe todas las características de funcionamiento del compresor de tornillo rotativo y su programa de mantenimiento también se hace una descripción del equipamiento que utiliza aire comprimido.

*En el Capítulo 4* se efectúa la evaluación del sistema de aire comprimido tomando en cuenta el equipamiento a ser suministrado por aire comprimido en mina chilcas, el requerimiento de aire comprimido, las condiciones ambientales de funcionamiento y la participación de compresores con motores diesel en la generación de aire comprimido.

*En el Capítulo 5* se ha efectuado la evaluación económica, partiendo del costo de producción de aire comprimido y las oportunidades de ahorro que se pueden tener, se ha hecho la evaluación económica para el reemplazo de cinco compresoras eléctricas de una etapa y se presenta el flujo de caja presentado resultados por ahorro de energía y el tiempo de recuperación de la inversión.

Finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

### 1.1 RESEÑA HISTÓRICA

Mínera Aurífera Retamas S.A. es una empresa de minería subterránea de capital íntegramente peruano. El yacimiento conocido como "Cerro El Gigante", que viene siendo explorado y explotado sostenidamente hace 30 años se encuentra ubicado en el "Batolito de Pataz", que forma parte del complejo geológico del Marañón, rico en concentraciones de oro y plata. Marsa fue fundada en 1981 por don Andrés Marsano Porras.



**Figura 1.1:** Vista panorámica de la Minera Aurífera Retamas S.A.

En sus inicios, la empresa fue inaugurada con una planta de tratamiento de 50TM/día; con pocos recursos y como consecuencia de un arduo trabajo minero sostenido, de la

inquebrantable fe minera de su fundador y de su equipo de colaboradores, se logró el crecimiento y desarrollo de MARSA; contando la empresa hoy en día con una planta de 1800TM/día de capacidad instalada.

MARSA es hoy en día una empresa moderna, eficiente, respetuosa de su entorno, que da trabajo a más de 3500 personas y que tiene un alto compromiso de responsabilidad social y ambiental.



**Figura 1.2:** Personal de la Minera Aurífera Retamas S.A.

- **Modernización de la Planta de Beneficio**

En la constante preocupación de contar con tecnología de punta y garantizar una adecuada producción, hemos iniciado la primera etapa de la modernización y optimización de nuestra Planta de Beneficio San Andrés, que actualmente tiene una capacidad instalada de 1800 TM/día. Para ello, se han adquirido modernos espesadores, celdas de flotación y equipos de clarificación, que reemplazarán a los antiguos de similar capacidad, pero con controles automatizados.

- **Sistemas**

A través de su Departamento de Sistemas, que cuenta con servidores propios y comunicación satelital punto a punto, MARSA, por medio de sus profesionales, ha desarrollado su propio software que le permite dar un soporte adecuado a todas las áreas de la empresa.



**Figura 1.3:** Departamento de Sistemas

- **Logística y Almacenes**

Debido a la lejanía de las operaciones y sus dificultades de acceso, MARSA ha desarrollado un eficiente sistema logístico con almacenes y niveles de stock adecuados que le permiten garantizar una operación con materiales y recursos de la más alta calidad y oportunidad.



**Figura 1.4:** Departamento de Logística y Almacenes

- **Mantenimiento**

Dadas la lejanía de las operaciones y la complejidad de las mismas, es necesario garantizar un alto índice de disponibilidad mecánica de sus equipos, por lo que MARSА ha implementado un Departamento de Mantenimiento que cuenta con un alto nivel profesional y dotado de los equipos y herramientas necesarios para lograr sus objetivos.

- **Responsabilidad ambiental**

MARSА tiene una política de responsabilidad ambiental orientada a prevenir y minimizar los impactos medio ambientales y de concientizar a sus trabajadores hacia el cuidado del medio ambiente. Para ellos se ha desarrollado los siguientes ejes medio ambientales:

- **Monitoreos ambientales**

Contamos con un programa de monitoreo ambiental, diseñado y ejecutado regularmente, con el fin de garantizar su eficiente desempeño ambiental. Así, se monitorean la calidad del agua, aire, suelos y ruidos con la finalidad de prever y minimizar cualquier impacto ambiental

- **Manejo de residuos sólidos**

Contamos con un "Plan de manejo de Residuos Sólidos", que se actualiza anualmente con el fin de mejorar la gestión integral de los residuos provenientes de las operaciones mineras, además de garantizar un ambiente saludable para sus trabajadores y las comunidades de su entorno. Ello ha permitido optimizar la utilización de los recursos naturales y minimizar los impactos negativos al ambiente.

- **Control de efluentes y emisiones**

Para mitigar los efectos ambientales, se ha implementado una serie de sistemas de tratamiento que obedecen a estudios técnicos y de ingeniería. Contamos con plantas de tratamiento de aguas residuales de minas, procesos metalúrgicos, aguas residuales domésticas y sistemas de control de sedimentos e hidrocarburos. Las emisiones de gases, de material particulado y de ruido son controladas a través de sistemas específicos que cumplen con minimizar posibles impactos al medio ambiente.

- **Educación Ambiental**

La empresa lleva a cabo un programa de capacitación y concientización en educación ambiental, dirigido al personal de la empresa, colaboradores y miembros de las comunidades aledañas con la finalidad de lograr el compromiso de todos ellos en la importante tarea del cuidado del medio ambiente.

Se vienen incrementando los conocimientos ambientales del recurso humano, logrando mejoras en el manejo de los residuos sólidos, control de los aspectos ambientales de cada actividad y reducción de los incidentes ambientales.

- **Conservación de la biodiversidad**

Poseemos un vivero para el crecimiento de plantas, lo que facilita la propagación de especies nativas, en especial las que se encuentran en vías de extinción, así como la reforestación y rehabilitación de las áreas perturbadas.

- **Cierre de minas**

Contamos con un plan de cierre de minas, que se implementará de manera progresiva y que tiene por finalidad rehabilitar las áreas disturbadas por la actividad

minera a fin de garantizar un ecosistema saludable. Este instrumento de gestión ambiental permitirá asegurar el alcance de niveles de calidad ambiental aceptables al cierre de la operación, bajo la premisa de "minería responsable".

## **1.2 UBICACIÓN DEL ÁREA DE ESTUDIO**

La empresa Minera Aurífera Retamas S.A, está ubicada a 3800 metros sobre el nivel del mar en el anexo de Llacuabamba, distrito de Parcoy, provincia de Pataz, departamento de La Libertad; en el flanco oeste de la Cordillera de los Andes.

## **1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

El sistema de aire comprimido de la casa de compresoras las Chilcas dispone de doce (12) compresores eléctricas de tipo tornillo, de una etapa, marca Ingersoll Rand a condiciones de trabajo de 200 kW (250 Hp), 1813 m<sup>3</sup>/h (1066 cfm), 7,5 barg (110 psig) y seis (06) compresores diesel de tipo tornillo, de una etapa, marca Ingersoll Rand a condiciones de trabajo de 221 kW (276 HP), 1241m<sup>3</sup>/h (730 cfm), 7,5 barg (110 psig).

El aire es tomado del ambiente, aspirado a través de 2 filtros (1° y 2°) a la presión y temperatura ambiente, y comprimido hasta las condiciones finales de 110 psi y 150 °C. Posteriormente, el aire comprimido es enviado por la tubería de 16 pulgadas al tanque pulmón y de allí será enviado a las rampas subterráneas para presurizarlas y ayudar a la ventilación y a la maquinaria utilizada en la explotación minera en las zonas de Tajos San Andrés, Chilcas, Inclinaados, San Vicente y Valencia I y II.

En la actualidad la empresa Marsa, en su estrategia de cumplir con demandas de producción cada vez mayores y mantener la innovación tecnológica, propuso realizar un estudio al sistema de aire comprimido actual.



La evaluación se basó en el estudio de funcionamiento actual del sistema de aire comprimido, obsolescencias de los componentes del sistema, así como en los requerimientos para la compra de nuevos equipos. Este estudio tiene la finalidad de facilitar un crecimiento progresivo y ordenado del sistema de aire comprimido a fin de que cumpla con las expectativas de las demandas proyectadas.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 Objetivo general**

Evaluación del sistema de aire comprimido actual de la empresa minera con base a sus futuros aumentos de producción.

### **1.4.2 Objetivos específicos**

1. Realizar el levantamiento de los diagramas de proceso e instrumentación del sistema de aire comprimido.
2. Proponer las mejoras del sistema de aire comprimido y posibles reemplazos de equipos por cumplir su vida útil
3. Realizar el estudio económico del proyecto considerando el tiempo de vida útil de las unidades de compresión.

## CAPÍTULO 2

### FUNDAMENTO TEÓRICO

#### 2.1 UNIDADES FÍSICAS

##### 2.1.1 Presión

La fuerza en un centímetro cuadrado de área de una columna de aire, que se extiende desde el nivel del mar al borde de la atmósfera, es aproximadamente de 10,13 N. Por lo tanto, la presión atmosférica absoluta a nivel del mar es aprox.  $10,13 \times 10^4$  N por metro cuadrado, lo que equivale a  $10,13 \times 10^4$  Pa. Expresada en otra unidad de uso frecuente:  $1 \text{ bar} = 1 \times 10^5$  Pa. Cuanto más alto(o abajo) se está con respecto al nivel de mar, la presión atmosférica será menor (o superior).

##### 2.1.2 Temperatura

La temperatura de un gas es más difícil de definir con claridad. La temperatura es una medida de la energía cinética de las moléculas. Las moléculas se mueven más rápidamente cuanto mayor sea la temperatura y el movimiento cesa completamente a una temperatura de cero absoluto.

La escala Kelvin (K) se basa en este fenómeno, sino es graduada de la misma manera en la escala de centígrados o Celsius (C):

$$T = t + 273,2$$

T = temperatura absoluta (K)

t = temperatura grados centígrado (C)

### 2.1.3 Capacidad térmica

El calor es una forma de energía, representado por la energía cinética de las moléculas desordenadas de una sustancia.

La capacidad térmica (también llamada capacidad calorífica o entropía) de un objeto se refiere a la cantidad de calor necesaria para producir una unidad de cambio de temperatura (1 K) y se expresa en J/K.

El calor específico o entropía específica de una sustancia es más comúnmente utilizada y se refiere a la cantidad de calor necesaria para producir una unidad de cambio de temperatura (1 K) en una unidad de masa de sustancia (1 kg).

El calor específico se expresa en J/(kg x K). Asimismo, se dimensiona la capacidad calorífica molar J/(mol x K).

La nomenclatura que se sigue es la siguiente:

$c_p$ : Calor específico a presión constante.

$c_v$ : Calor específico a volumen constante.

$C_p$ : Calor específico molar a presión constante.

$C_v$ : Calor específico molar a volumen constante.

El calor específico a presión constante es siempre mayor que el calor específico a volumen constante.

El calor específico de una sustancia no es una constante, pero se eleva, en general, cuando la temperatura se eleva.

Para fines prácticos, puede utilizarse un valor medio.

Para líquidos y sustancias sólidas  $c_p \approx c_v \approx c$ . Para calentar un flujo de masa ( $m$ ) de la temperatura  $T_1$  a  $T_2$ , se requerirá:

$$Q = m * c * (T_2 - T_1)$$

Q: Calor (W)

m: flujo másico (kg/s)

c: Calor específico (J/(kg x K))

T: Temperatura

La explicación de por qué  $c_p$  es mayor que el  $c_v$  es el trabajo de expansión que debe realizar el gas a una presión constante. La relación entre  $c_p$  y  $c_v$  se denomina exponente isoentrópico o exponente adiabático,  $k$ , y es una función del número de átomos en las moléculas de la sustancia.

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C_p}{C_v}$$

#### 2.1.4 **Trabajo**

El trabajo mecánico puede definirse como el producto de una fuerza y la distancia sobre la que opera la fuerza sobre un cuerpo. Exactamente como calor, el trabajo es energía que se transfiere de un cuerpo a otro. La diferencia es que ahora es un asunto de fuerza en lugar de temperatura.

El resultado del trabajo puede tener muchas formas, tales como cambios en la energía potencial, la energía cinética o la energía térmica.

La unidad en el SI para trabajo es el Joule:  $1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws}$ .

### 2.1.5 Potencia

La potencia es el trabajo realizado por unidad de tiempo. Es una medida de la rapidez con el que se puede hacer el trabajo.

La unidad de potencia es el Watt:  $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$

### 2.1.6 Tasa de flujo volumétrico

La tasa de flujo volumétrico de un sistema es una medida del volumen de líquido que fluye por unidad de tiempo.

Se puede calcular como el producto de la zona de seccional cruzada entre el caudal y la velocidad de flujo promedio. La unidad de tasa de volumen de flujo es  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Sin embargo, la unidad litros/segundo (l/s) también es frecuente cuando se refiere a la tasa de volumen de flujo (también llamado la capacidad) de un compresor. También se usa el Normal litros/segundo (NI/s) o salida de aire libre (l/s).

Para el NI/s se vuelve a calcular el caudal de aire en "estado normal", es decir, convencionalmente elegido como 1,013 bar(a) y  $0^\circ\text{C}$ . La unidad Normal NI/s se utiliza principalmente cuando se especifica un flujo de masa.

Para el caudal de salida de aire libre (FAD) del compresor se vuelve a calcular una tasa de volumen de aire libre en la condición de entrada estándar (presión de entrada 1bar(a) y temperatura de entrada  $20^\circ\text{C}$ ). La relación entre las tasas de dos volúmenes de flujo es (Observe que la fórmula simplificada siguiente no da cuenta de la humedad) es la siguiente:

$$q_{FAD} = q_N * \frac{T_{FAD}}{T_N} * \frac{P_N}{P_{FAD}}$$

$q_{FAD}$ : caudal de salida de aire libre (l/s)

$q_N$ : Flujo de aire normal (NI/s)

$T_{FAD}$ : Temperatura de entrada estándar (20°C)

$T_N$ : Temperatura de referencia Normal (0°C)

$P_{FAD}$ : Presión de entrada estándar (1 bar (a))

$P_N$ : Presión de referencia Normal (1,013 bar (a))

## 2.2 TERMODINÁMICA

### 2.2.1 Leyes de gases

La ley de Boyle establece que si la temperatura es constante (isoterma) entonces el producto de la presión y volumen son constantes.

La relación se escribe:

$$P_1 * V_1 = P_2 * V_2$$

P: Presión absoluta (Pa)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

La ley de Charles dice que a presión constante (isobárico), el volumen de un gas cambia en proporción directa con el cambio de temperatura. La relación se escribe:

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

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

T: Temperatura absoluta (K)

La ley general de estado para los gases es una combinación de las leyes de Boyle y de Charles. Esto indica cómo la presión, volumen y temperatura se afectarán mutuamente. Cuando se cambia una de estas variables, esto afecta al menos a una de las otras dos variables.

Esto se puede escribir:

$$\frac{P * v}{T} = R$$

P: Presión absoluta (Pa)

v: Volumen específico (m<sup>3</sup>/kg)

T: Temperatura absoluta (K)

R =  $\bar{R}/M$ : Constante individual del gas (J/(kg x K))

La constante individual del gas R, sólo depende de las propiedades de los gases.

Si una masa m de gas ocupa el volumen V, la relación puede escribirse:

$$P * V = n * \bar{R} * T$$

P: Presión absoluta (Pa)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

n: número de moles

$\bar{R}$ : Constante universal de los gases (8,314 J/(mol xK))

T: Temperatura absoluta (K)

### 2.2.2 Transferencia de calor

Cualquier diferencia de temperatura dentro de un cuerpo o entre distintos cuerpos o sistemas conduce a la transferencia de calor, hasta que se alcanza un

equilibrio de temperatura. Esta transferencia de calor puede realizarse de tres formas distintas: por conducción, convección o radiación. En situaciones reales, la transferencia de calor tiene lugar simultáneamente pero no igual en todas las tres formas.

La conducción es la transferencia de calor por contacto directo de las partículas. Tiene lugar entre cuerpos sólidos o capas finas de un líquido o gas. La vibración de átomos desprende una parte de su energía cinética a los átomos adyacentes que vibran menos.

$$Q = -\lambda * A * t * \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Q: calor transferido (J)

$\lambda$ : Coeficiente de conductividad térmica (W/m\*K)

A: Área de flujo de calor (m<sup>2</sup>)

t: tiempo (s)

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura (frío – caliente) (K)

$\Delta x$ : Distancia (m)

La convección es la transferencia de calor entre una superficie sólida caliente y el adyacente parado o en movimiento fluido (gas o líquido), mejorado por la mezcla de una parte del fluido con la otra. Puede ocurrir como convección libre, por el movimiento natural en un medio como consecuencia de las diferencias de densidad debido a las diferencias de temperatura. También puede ocurrir como convección forzada con movimiento fluido causada por agentes mecánicos, por ejemplo un ventilador o una bomba.



La convección forzada produce significativamente mayor transferencia de calor como resultado de mayores velocidades de mezclas.

$$Q = -h * A * t * \Delta T$$

Q: Calor transferido (J)

h: Coeficiente de transferencia de calor (W/(m<sup>2</sup>\*K))

A: Área de contacto (m<sup>2</sup>)

t: Tiempo (s)

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura (Frío – Caliente) (K)

La radiación es la transferencia de calor a través del espacio vacío. Todos los cuerpos con una temperatura superior a 0°K emiten calor por radiación electromagnética en todas las direcciones. Cuando los rayos de calor chocan en un cuerpo, parte de la energía es absorbida y transformada en calor en ese cuerpo. Los rayos que no son absorbidos pasan a través del cuerpo o son reflejados por él.

Generalmente, se aplica la siguiente relación de transmisión de calor:

$$Q = -k * A * t * \Delta T$$

Q: Calor total transmitido (J)

k: Coeficiente de transferencia de calor total (W/(m<sup>2</sup>\*K))

A: Área (m<sup>2</sup>)

t: Tiempo (s)

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura (Frío – Caliente) (K)

La transferencia de calor con frecuencia se produce entre dos cuerpos que están separados por una pared. El coeficiente de transferencia de calor total "k" depende del coeficiente de transferencia de calor de ambos lados de la pared y el coeficiente

de conductividad térmica para el muro propiamente dicho.

Para una pared plana y limpia se aplica la siguiente relación:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

$\alpha_1, \alpha_2$ : Coeficientes de transferencia de calor sobre cada lado de la pared ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

d: Espesor de la pared (m)

$\lambda$ : conductividad térmica de la pared ( $W/(m \cdot K)$ )

k: coeficiente total de transferencia de calor ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

La transmisión de calor en un intercambiador de calor es en cada punto de una función de la diferencia de temperatura imperante y el coeficiente de transferencia de calor total. Requiere el uso de una diferencia de temperatura media logarítmica  $\Theta_m$  en lugar de una aritmética lineal  $\Delta T$ .

La diferencia de temperatura media logarítmica se define como la relación entre las diferencias de temperatura en los lados de conexión del intercambiador de calor de acuerdo con la expresión:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}}$$

$\Theta_m$ : Diferencia de temperatura media logarítmica

### 2.2.3 Cambios de estado

Los cambios en el estado de un gas pueden ser seguidos de un punto a otro en un diagrama P/V. Para los casos de la vida real, es necesario el uso de tres ejes para las variables P, V y T.

Sin embargo, para simplificar, normalmente consideramos la proyección de la curva

en uno de los tres planos. Este es usualmente el plano P/V. Pueden considerarse cinco diferentes cambios de Estado:

- Proceso isocórico (volumen constante),
- Proceso isobárico (presión constante),
- Proceso isotérmico (temperatura constante)
- Proceso isentrópico (sin intercambio de calor con los alrededores),
- Proceso Politrópico (intercambio de calor total con el entorno).

### 2.2.3.1 Proceso isocórico

La calefacción de un gas en un recipiente cerrado es un ejemplo del proceso isocórico a volumen constante

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

Q: Cantidad de calor (J)

m: Masa (kg)

$c_v$ : Calor específico a volumen constante (J/(kg\*K))

T: Temperatura absoluta (K)

### 2.2.3.2 Proceso isobárico

La calefacción de un gas en un cilindro con una carga constante sobre el pistón es un ejemplo del proceso isobárico a presión constante.

$$Q = m * c_p * (T_2 - T_1)$$

Q: Cantidad de calor (J)

m: Masa (kg)

$c_p$ : Calor específico a presión constante (J/(kg\*K))

T: Temperatura absoluta (K)

### 2.2.3.3 Proceso isotérmico

Si un gas en un cilindro es comprimido isotérmicamente, una cantidad de calor igual al trabajo aplicado debe eliminarse gradualmente. Esto es impráctico porque el proceso no es lento.

$$Q = m * R * T * \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = P_1 * V_1 * \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Q: Cantidad de calor (J)

m: Masa (kg)

R. Constante particular del gas (J/(kg\*K))

T: Temperatura absoluta (K)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

P: Presión absoluta (Pa)

### 2.2.3.4 Proceso isoentrópico

Un proceso isentrópico existe si se comprime un gas en un cilindro aislado completamente sin ningún intercambio de calor con el entorno. También pueden existir si un gas es expandido a través de una boquilla tan rápidamente que no hay tiempo para producirse un intercambio de calor con los alrededores.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

P: Presión absoluta (Pa)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

T: Temperatura absoluta (K)

k = c<sub>p</sub>/c<sub>v</sub> : exponente isoentrópico

### 2.2.3.5 Proceso politrópico

El proceso isotérmico implica intercambio de calor total con el entorno y el

proceso isotrópico no implica ningún tipo de intercambio de calor. En realidad, todos los procesos se producen en algún lugar entre estos extremos: el proceso de politrópico. La relación para tal proceso es:

$$P * V^n = Constante$$

P: Presión absoluta (Pa)

V: Volumen (m<sup>3</sup>)

n = 0: Para proceso isobárico

n = 1: Para proceso isotérmico

n = k: Para proceso isoentrópico

n = ∞: Para proceso isocórico

### 2.2.5 Flujo a través de tuberías

El número de Reynolds es una relación adimensional entre la inercia y la fricción en un medio que fluye. Se define como:

$$R_e = D * w * \frac{\rho}{\mu}$$

D: Dimensión característica (m)

w: Velocidad media del flujo (m/s)

$\rho$ : Densidad media del flujo (kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$ : Viscosidad dinámica media (Pa\*s)

En principio, hay dos tipos de flujo en una tubería. Con  $Re < 2000$  las fuerzas viscosas dominan en el medio y se convierte en el flujo laminar. Esto significa que las diferentes capas del medio se mueven en relación entre sí en el orden adecuado. La distribución de velocidad a través de las capas laminares es generalmente de forma parabólica.

Con  $Re \geq 4000$  las fuerzas de inercia dominan el comportamiento del medio de flujo y el flujo se vuelve turbulento, con partículas que se mueven aleatoriamente a través de la corriente. La distribución de velocidad a través de una capa con flujo turbulento se convierte en difusa.

En el área crítica, entre  $Re \leq 2000$  y  $Re \geq 4000$ , son indeterminadas, las condiciones de flujo laminar, turbulento o una mezcla de los dos. Las condiciones se rigen por factores tales como la suavidad de superficie de la tubería o la presencia de otros trastornos. Para iniciar un flujo de una tubería requiere una diferencia de presión específicos para superar la fricción en la tubería y los acoplamientos. El importe de la diferencia de presión depende del diámetro de la tubería, su longitud y forma, así como la suavidad de superficie y número de Reynolds.

## 2.3 AIRE

### 2.3.1 Aire en general

El aire es una mezcla de gas incoloro, inodoro e insípido. Es una mezcla de muchos gases, pero está compuesta principalmente por nitrógeno (78%) y oxígeno (21%). Esta composición es relativamente constante, desde el nivel del mar hasta una altitud de 25 kilómetros.

Aire atmosférico siempre está más o menos contaminado con partículas sólidas, por ejemplo, polvo, arena, hollín y cristales de sal. El grado de contaminación es mayor en zonas pobladas y menor en las zonas rurales y a mayor altitud.

### 2.3.2 Aire húmedo

El aire puede considerarse como una mezcla de aire seco y vapor de agua.

El aire que contiene vapor de agua se llama aire húmedo, pero la humedad del aire puede variar dentro de amplios límites. Los extremos son completamente aire seco y aire saturado de humedad. La máxima presión de vapor de agua que el aire puede contener aumenta con el aumento de las temperaturas. Una presión de vapor de agua máxima corresponde a cada temperatura.

El aire no contiene normalmente tanto vapor de agua que el que se alcanza a la presión máxima. La presión de vapor relativa (también conocido como humedad relativa) es un estado entre la presión parcial de vapor real y la presión saturada a la misma temperatura.

El punto de rocío es la temperatura cuando el aire está saturado con vapor de agua. Posteriormente, si la temperatura cae, el agua se condensa. El punto de rocío atmosférico es la temperatura en que comienza a condensar el vapor de agua a presión atmosférica. La presión del punto de rocío es la temperatura equivalente con mayor presión. Se aplica la siguiente relación:

$$(P - \varphi * P_s) * V = R_a * m_a * T$$

$$\varphi * P_s * V = R_v * m_v * T$$

P: Presión total absoluta (Pa)

P<sub>s</sub>: Presión de saturación a la temperatura actual (Pa)

$\varphi$ : Presión relativa de vapor

V: Volumen total de la mezcla de aire (m<sup>3</sup>)

R<sub>a</sub>: Constante del gas para aire seco = 287 J/(kg\*K)

R<sub>v</sub>: Constante del gas para vapor de agua = 462 J/(kg\*K)

m<sub>a</sub>: Masa del aire seco (kg)

$m_v$ : Masa del vapor de agua

T: Temperatura absoluta de la mezcla de aire (K)

## 2.4 TIPOS DE COMPRESIÓN

### 2.4.1 Dos principios básicos

Existen dos principios genéricos para la compresión de aire (o gas): compresión dinámica y compresión de desplazamiento positivo. Compresores de desplazamiento positivo incluyen, por ejemplo, compresores reciprocantes (pistón), compresores de tipo orbital (scroll) y diferentes tipos de compresores rotativos (tornillo, diente, etc.).

En compresión de desplazamiento positivo, el aire se distribuye en una o más cámaras de compresión, los cuales son cerrados después de su ingreso. Gradualmente disminuye el volumen de cada cámara y el aire se comprime internamente. Cuando la presión ha alcanzado la relación de diseño, una válvula se abre y el aire se descarga en el sistema de salida debido a la continua reducción del volumen de la cámara de compresión.

En compresión dinámica, el aire se distribuye entre los módulos en un propulsor de compresión de rápida rotación y se acelera a una velocidad alta. El gas es luego descargado a través de un difusor, donde la energía cinética se transforma en presión estática. La mayoría de compresores dinámicos son turbocompresores con un patrón de flujo axial o radial. Todos están diseñados para caudales de gran volumen.

### 2.4.2 Compresores de desplazamiento positivo

Una bomba de bicicleta es la forma más simple de un compresor de



desplazamiento positivo, donde el aire se distribuye en un cilindro y es comprimido por un pistón móvil.

El compresor de pistón tiene el mismo principio de funcionamiento y utiliza un pistón, cuyo movimiento hacia adelante y hacia atrás se logra mediante una biela y una rotación del cigüeñal. Si sólo se utiliza uno de los lados del pistón de compresión se denomina un compresor de acción simple. Si se utilizan ambos lados del pistón, el compresor es de doble acción.

La relación de presión es la relación entre la presión absoluta en los lados de entrada y salida. En consecuencia, una máquina que ingresa aire a presión atmosférica (1 bar (a) y lo comprime a 7 bar tiene una relación de presión de  $(7 + 1) / 1 = 8$ .

Un compresor de desplazamiento positivo es una máquina con un caudal constante y una presión variable. Un compresor de desplazamiento proporciona una mayor relación de presión incluso a una velocidad baja.

Un compresor de desplazamiento encierra un volumen de gas o aire y, a continuación, aumenta la presión por la reducción del volumen cerrado mediante el desplazamiento de uno o más miembros en movimiento.

### **2.4.3 Compresores de tornillo de doble hélice**

El principio de un compresor rotativo de desplazamiento en forma de doble hélice fue desarrollado durante la década de 1930, cuando se requería un compresor rotativo con flujo estable bajo diferentes condiciones de presión y alto caudal.

Las partes principales del elemento de tornillo de doble hélice son los rotores machos y hembras, los cuales rotan en direcciones opuestas mientras el volumen

entre ellos disminuye. Cada elemento de tornillo tiene una relación fija en su construcción, la relación de presión que depende de su longitud, el tono de la hélice y la forma del puerto de descarga. Para lograr la máxima eficiencia, la proporción de generación de presión debe ser adaptada a la presión de trabajo necesaria.

El compresor de tornillo generalmente no está equipado con válvulas y no tiene fuerzas mecánicas que causan desequilibrio. Esto significa que puede trabajar a una velocidad de escape y puede combinar un gran caudal con pequeñas dimensiones exteriores. Una fuerza axial actuando, dependiente de la diferencia de presión entre la entrada y salida, debe superarse por los rodamientos.

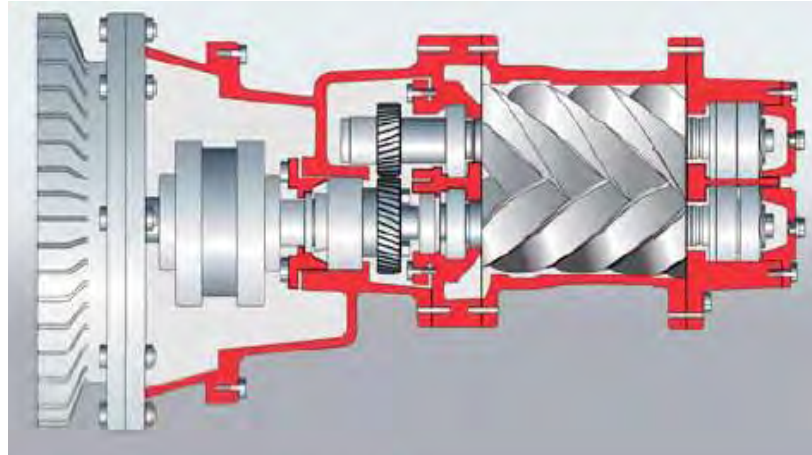
#### **2.4.3.1 Compresores de tornillo libre de aceite**

Los compresores de tornillo gemelos de doble hélice anteriores tenían un perfil de rotor simétrico y no utilizaron ningún líquido refrigerante dentro de la cámara de compresión. Estos fueron llamados compresores de tornillo libre de aceite o seco. Los modernos compresores de alta velocidad, sin aceite tienen perfiles de tornillo asimétricos, resultando en una insignificante mayor eficiencia energética, debido a la menor pérdida interna.

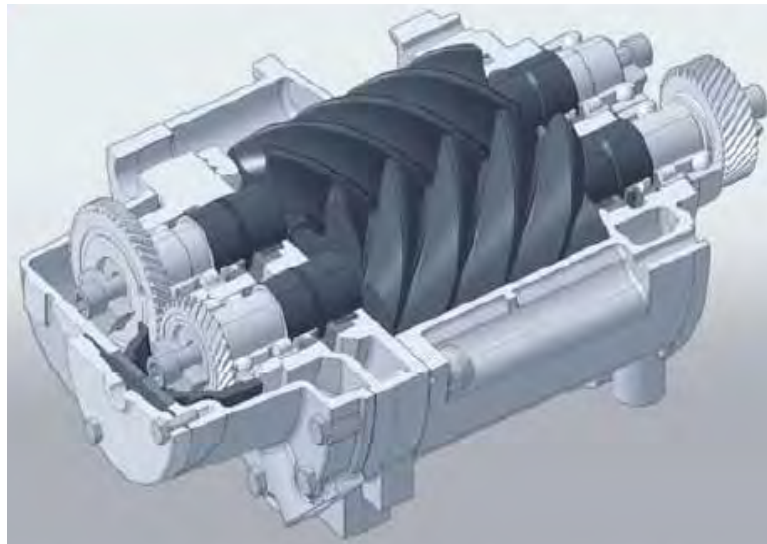
Los engranajes externos más a menudo se utilizan para sincronizar la posición de los rotores de contra rotación. Como los rotores ni entran en contacto entre ellos ni con la carcasa del compresor, la lubricación no es necesaria dentro de la cámara de compresión. En consecuencia, el aire comprimido es completamente libre de aceite.

Los rotores y el alojamiento son fabricados con la máxima precisión para minimizar la fuga desde el lado de presión a la entrada. La proporción de generación de presión está limitada por la limitante diferencia de temperatura entre la entrada y la descarga. Esto es debido a que los compresores de tornillo libre de aceite frecuentemente se

construyen con varias etapas y con interetapas de enfriamiento para llegar a mayores presiones.



**Figura 2.1:** Esquema típico de lubricación por aceite entre los elementos del compresor tipo tornillo

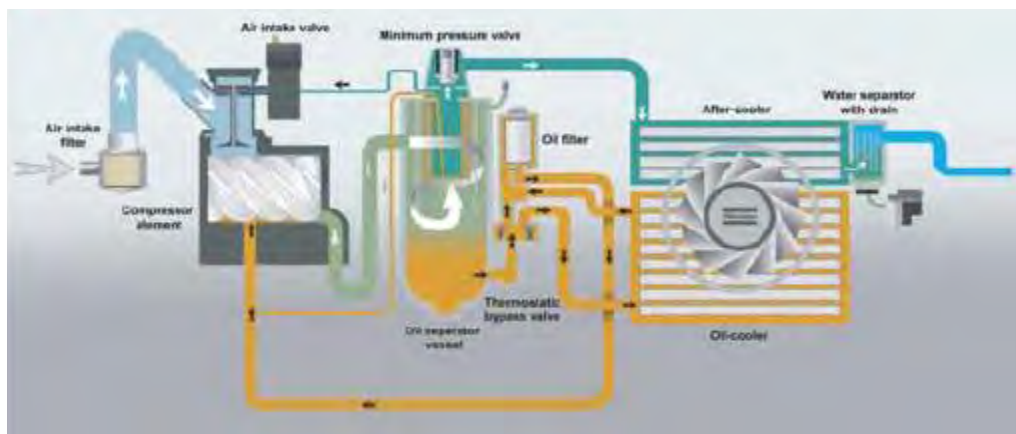


**Figura 2.2:** Compresor tipo tornillo de una etapa lubricado por aceite .

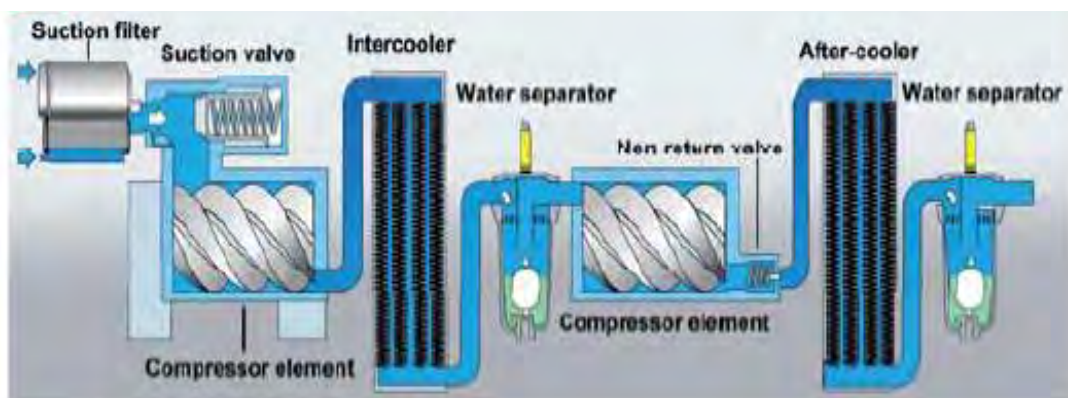
#### 2.4.3.2 Compresores de tornillo de líquido inyectado

En compresores de tornillo de líquido inyectado, un líquido se inyecta en la

cámara de compresión y a menudo en los cojinetes del compresor. Su función es enfriar y lubricar el elemento compresor de piezas en movimiento, enfriar el aire que está siendo comprimido internamente y para reducir la fuga de regreso a la entrada. Hoy el aceite es el líquido más comúnmente inyectado debido a sus buenas propiedades de lubricación y de sellado, sin embargo, otros líquidos también se utilizan, por ejemplo, agua o polímeros. Los elementos del compresor de tornillo con inyección de líquido pueden ser fabricados para alta relación de presión, una etapa de compresión suele ser suficiente para alcanzar una presión hasta 14 e incluso 17 bar, aunque a expensas de la reducción de la eficiencia energética.



**Figura 2.3:** Inyección de aceite para compresores de tornillo de líquido inyectado



**Figura 2.4:** Diagrama de flujo de aceite

La descarga tiene lugar cuando uno de los rotores abre el puerto de salida y el aire comprimido es forzado a salir de la cámara de compresión.

Ambos rotores se sincronizan a través de un conjunto de ruedas dentadas. La relación de presión máxima obtenible con un compresor de engranaje libre de aceite está limitada por la limitante diferencia de temperatura entre la entrada y la descarga. En consecuencia para presiones altas es necesario varias etapas con refrigeración intermedia.

## **2.5 TRATAMIENTO DEL AIRE COMPRIMIDO**

### **2.5.1 Secado del aire comprimido**

Todo aire atmosférico contiene vapor de agua: más a altas temperaturas y menos a temperaturas más bajas.

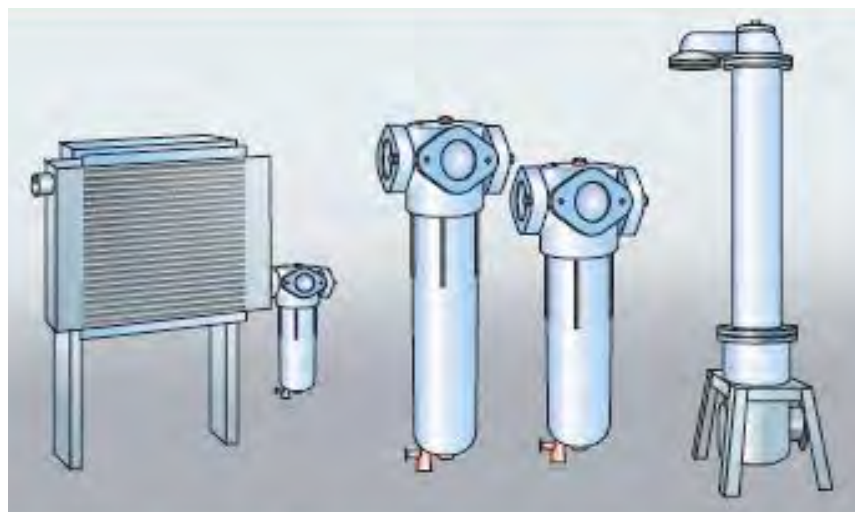
Cuando el aire se comprime la concentración de agua se incrementa. Por ejemplo, un compresor con una presión de trabajo de 7 bar y una capacidad de 200 l/s que comprime aire a 20 ° C con una humedad relativa del 80% lanzará 10 litros por hora de agua en la línea de aire comprimido. Para evitar problemas y disturbios debido a la precipitación de agua en las tuberías y el equipo conectado, el aire comprimido debe ser secado. Esta tiene lugar mediante postenfriadores y equipo de secado.

#### **2.5.1.1 Enfriadores**

Un enfriador es un intercambiador de calor que enfría el aire comprimido caliente para precipitar el agua que de lo contrario sería condensado en la tubería del sistema. Es enfriado o refrigerado por aire, generalmente está equipado con un separador de agua con drenaje automático y debe colocarse cerca del compresor.

Aproximadamente el 80-90% del agua de condensación precipitado se recopila

después del enfriador. Un valor común para la temperatura del aire comprimido después de pasar a través de los enfriadores es aproximadamente  $10^{\circ}\text{C}$  por encima de la temperatura del refrigerante, pero puede variar dependiendo del tipo de refrigerador. Un enfriador es usado en prácticamente todas las instalaciones fijas. En la mayoría de los casos, un refrigerador es incorporado en los compresores modernos.



**Figura 2.5:** Diferentes post-enfriadores y filtros separadores. Los separadores de agua pueden trabajar con ciclones o a través de cambios de dirección y velocidad en el proceso.

### 2.5.2 Filtros

Partículas en una corriente de aire que pasan a través de un filtro puede eliminarse en varias formas diferentes. Si las partículas son más grandes que las aberturas entre el material de filtro se separan mecánicamente ("tamizado"). Esto se aplica generalmente para partículas mayores de 1 mm. En este sentido, la eficiencia del filtro aumenta con un material de filtro más estricto, que consta de fibras más finas.

Las partículas menores a 1 mm se recopilan en material de fibra por 3 mecanismos

físicos: impacto inercial, intercepción y difusión.

Impacto se produce por partículas relativamente grandes y/o para velocidades altas de gas. Debido a la gran inercia de la partícula pesada, no siguen las líneas de corriente sino viajan hacia adelante y chocan con la fibra. Este mecanismo se produce principalmente en partículas por encima de  $1\mu\text{m}$  y se vuelve cada vez más importante con el creciente tamaño de las partículas.

Intercepción ocurre cuando una partícula sigue la línea de corriente, pero el radio de la partícula es más grande que la distancia entre la línea de corriente y el perímetro de la fibra.

La deposición de partículas debido a la difusión se produce cuando una partícula muy pequeña no sigue las líneas de corriente, sino que se mueve al azar a través del flujo debido al movimiento browniano. Se hace cada vez más importante con el menor tamaño de partícula y la baja velocidad de aire.

La capacidad de separar partículas de un filtro es el resultado de las sub-capacidades combinadas (por los diferentes tamaños de partículas) tal como se estableció anteriormente. En realidad, cada filtro es un compromiso, debido a que ningún filtro es eficaz en toda la gama de tamaño de partícula. Aun cuando el efecto de la velocidad de flujo en la capacidad de separación para tamaños de partículas diferentes no es un factor decisivo.

Generalmente, las partículas entre  $0,1\mu\text{m}$  y  $0,2\mu\text{m}$  son las más difíciles de separar (tamaño de partícula más penetrante).

Como se mencionó anteriormente, la eficiencia total de captura de un filtro de

coalescencia puede atribuirse a una combinación de todos los mecanismos que ocurren. Obviamente, la importancia de cada mecanismo, tamaños de las partículas para que se produzcan y el valor de la eficiencia total dependen fuertemente de la distribución del tamaño de partícula de los aerosoles, la velocidad de aire y la distribución media de diámetro de la fibra del filtro.

Aceite y agua en forma de aerosol se comportan similares a otras partículas y también pueden separarse mediante un filtro coalescente. En el filtro estos aerosoles líquidos se funden en gotas más grandes que se hunden en la parte inferior del filtro debido a las fuerzas gravitacionales. El filtro puede separar aceite en aerosol, así como en forma líquida.

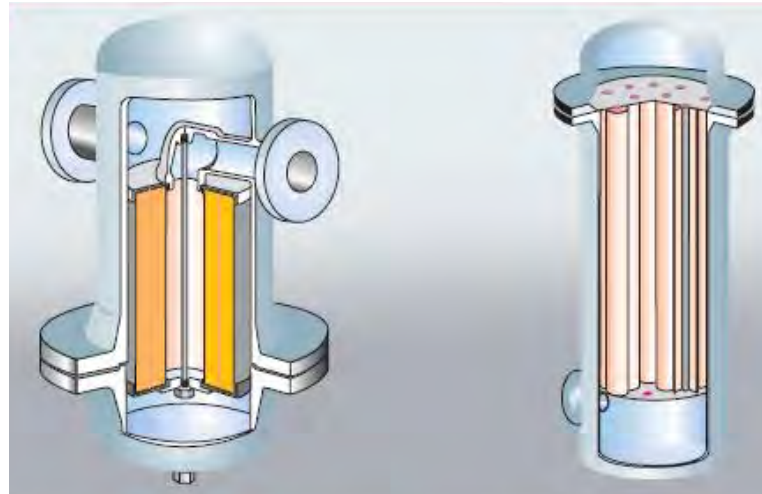
Sin embargo, el aceite en estado líquido, debido a la alta concentración inherente, resultará en una lata caída de presión. Si el aceite en forma de vapor debe ser separado, el filtro debe contener un material adecuado de adsorción, generalmente con carbón activado (véase también la sección 3.2.5).

Todo filtrado origina inevitablemente una caída de presión, que es una pérdida de energía en el sistema de aire comprimido. Los filtros más finos con una estructura más elaborada provocan una mayor caída de presión y pueden llegar a ser atascados más rápidamente, lo cual exige el reemplazo de filtro más frecuente y, en consecuencia, mayores costos de mantenimiento.

La calidad del aire con respecto de la cantidad de partículas y la presencia de agua y aceite se define en la norma ISO 8573-1, para el estándar industrial de pureza del aire.



Además, se deben dimensionar los filtros para que no sólo manejen correctamente la corriente nominal, sino también tengan un umbral de capacidad mayor a fin de manejar alguna caída de presión debido a cierta cantidad de bloqueo.



**Figura 2.6:** Vista del funcionamiento de un filtro. Éste separa partículas de agua, aceite y polvo a lo largo de su carcasa, disminuyendo la velocidad de las partículas, con la consiguiente caída de presión.

## 2.6 SISTEMAS DE CONTROL Y REGULACIÓN

### 2.6.1 Regulación en general

Con frecuencia, las aplicaciones requieren una presión constante en el sistema de aire comprimido. Esto, a su vez, requiere que el aire comprimido que fluye desde el centro de compresión debe regularse. Existen varios métodos de regulación de flujo, dependiendo del tipo de compresor, variaciones de presión aceptable, las variaciones de consumo de aire y las pérdidas de energía aceptable.

El consumo de energía representa aproximadamente el 80% del costo total de ciclo de vida del aire comprimido, lo que significa que la elección de un sistema de

regulación debe hacerse cuidadosamente. Esto es principalmente debido a diferencias significativas en el rendimiento general con respecto a los tipos de compresores o fabricantes.

En un escenario de caso ideal, la capacidad total del compresor podría precisamente coincidir con el consumo de aire, por ejemplo, eligiendo cuidadosamente la relación de transmisión de la caja de cambios (como esto es algo que con frecuencia se utiliza en aplicaciones de proceso).

Un número de aplicaciones son autorregulados, es decir, aumento de la presión crea un mayor caudal y como resultado un sistema estable. Hay dos grupos principales de sistemas de regulación:

1. Regulación continua de tasa de flujo que implica el control continuo de la válvula de entrada o del motor de acuerdo a las variaciones de presión. El resultado es pequeñas variaciones de presión, normalmente de (0,1 a 0,5 bar), dependiendo de la amplificación del sistema de regulación y su velocidad de regulación.
2. Regulación carga/descarga es el método más común de regulación e implica la aceptación de más grandes variaciones de presión entre dos valores límite. Esto se lleva a cabo para detener completamente el caudal a la mayor presión (descarga) y reanudar el caudal (carga) cuando ha bajado la presión al valor límite más bajo. Las variaciones de presión dependen de la cantidad permitida de ciclos de carga/descarga por unidad de tiempo, pero normalmente se encuentran dentro del rango de 0,3 a 1 bar.

## **2.6.2 Principios de regulación para compresores de desplazamiento**

### **2.6.2.1 Alivio de la presión**

El método original para regular compresores era utilizar una válvula de alivio de presión para liberar el exceso de presión de aire a la atmósfera. La válvula en su diseño más simple puede ser muelle cargado, por el cual la tensión del muelle determina la presión final.

Con frecuencia se utiliza un servo válvula controlada por un regulador. La presión puede ser fácilmente controlada y la válvula también puede actuar como una válvula de descarga al iniciar un compresor bajo presión.

El alivio de la presión crea un requerimiento de energía significativos, como el compresor debe funcionar continuamente contra la contrapresión completa.

Una variante, que se usa en compresores más pequeños, es descargar el compresor abriendo completamente la válvula para que el compresor trabaje contra la presión atmosférica. El consumo de energía es significativamente inferior utilizando este método.

### **2.6.2.2 Velocidad regulable**

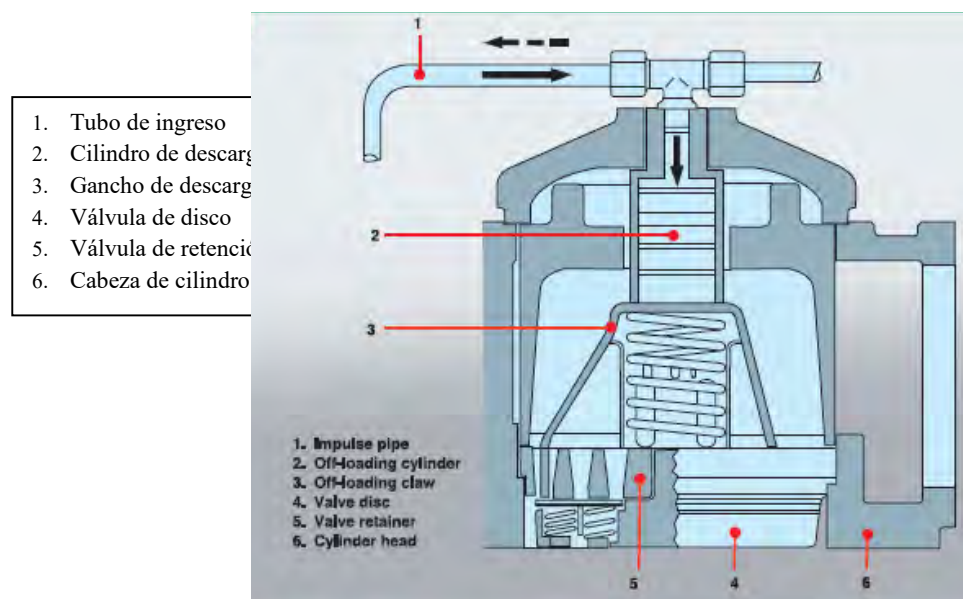
Un motor de combustión o un motor eléctrico de frecuencia variable controlan la velocidad del compresor y, en consecuencia, le tasa de flujo. Es un método eficaz para mantener una presión constante de salida y menor consumo de energía.

La gama de regulación varía según el tipo de compresor y es más grande para

compresores de líquido inyectado. Con frecuencia, la regulación de velocidad se combina con arranque – parada en bajos grados de carga y presión de alivio en reposo.

### 2.6.2.3 Carga–descarga–parada

Este es el método más común de regulación utilizado para compresores con capacidades mayores a 5 kW, y combina un rango grande de regulación con bajas pérdidas. En la práctica, es una combinación del método arranque/parada y de los diferentes sistemas de descargado.



**Figura 2.7:** Equipo de descarga, para compresores de pistón.

## 2.6.3 Control y supervisión

### 2.6.3.1 General

El control de compresores se puede efectuar con un sistema de regulación que puede utilizarse para un compresor individual o una instalación de compresión completa.

Los sistemas de regulación son cada vez más avanzados y su rápido desarrollo ofrece una variedad de nuevas soluciones. Los sistemas de relés han sido reemplazados por equipos programables (PLC), que, a su vez, actualmente está siendo reemplazado por sistemas adaptados de producto basados en microcomputadoras. Estos diseños apuntan más a menudo para optimizar las operaciones y los costos.

Aquí se presenta algunos sistemas de control y monitoreo para los tipos más comunes de compresores.

#### **2.6.3.2 Control de velocidad**

Los compresores con una fuente de alimentación cuya velocidad es controlada electrónicamente ofrecen una gran oportunidad para mantener el aire comprimido constante dentro de un rango de presión pequeña.

Un convertidor de frecuencia, que regula la velocidad de un motor de inducción convencional, es un ejemplo de una solución. La capacidad del compresor puede ser adaptada a las exigencia de aire precisa, por la continua y precisa medición de la presión del sistema, permitiendo que las señales de presión controlen el convertidor de frecuencia del motor y, consecuentemente, la velocidad del motor. La presión dentro del sistema puede mantenerse dentro de  $\pm 0,1$  bar.

#### **2.6.4 Supervisión de datos**

Todos los compresores cuentan con algún tipo de monitoreo de equipos para proteger el compresor y evitar las interrupciones de producción. El transductor se utiliza para detectar la condición actual de la instalación. Información de los transductores es procesada por el sistema de vigilancia, que da una señal a un

actuador, por ejemplo.

Un transductor para medir la presión o la temperatura a menudo consiste en un sensor y un convertidor de medición. El sensor detecta la cantidad a medir.

El convertidor de medición convierte la señal de salida del sensor en una señal eléctrica adecuada que pueda ser procesada por el sistema de control.

#### **2.6.4.1 Medición de temperatura**

Un termómetro de resistencia es normalmente utilizado para medir la temperatura. Tiene una resistencia de metal como un transductor cuya resistencia aumenta con la medida que aumenta la temperatura. El cambio en la resistencia se mide y se convierte a una señal de 4–20 mA. Pt100 es el termómetro de resistencia más común. La resistencia nominal a 0 °C es 100  $\Omega$ .

Un termistor es un semiconductor cuya resistencia cambia con la temperatura. Se puede usar como un controlador de temperatura, por ejemplo, en un motor eléctrico. PTC, coeficiente de temperatura positivo, es el tipo más común. El PTC tiene un cambio insignificante en resistencia con mayor temperatura hasta el punto de referencia, donde la resistencia se incrementa con un salto. El PTC es conectado a un controlador que detecta este salto de resistencia y da una señal para detener el motor.

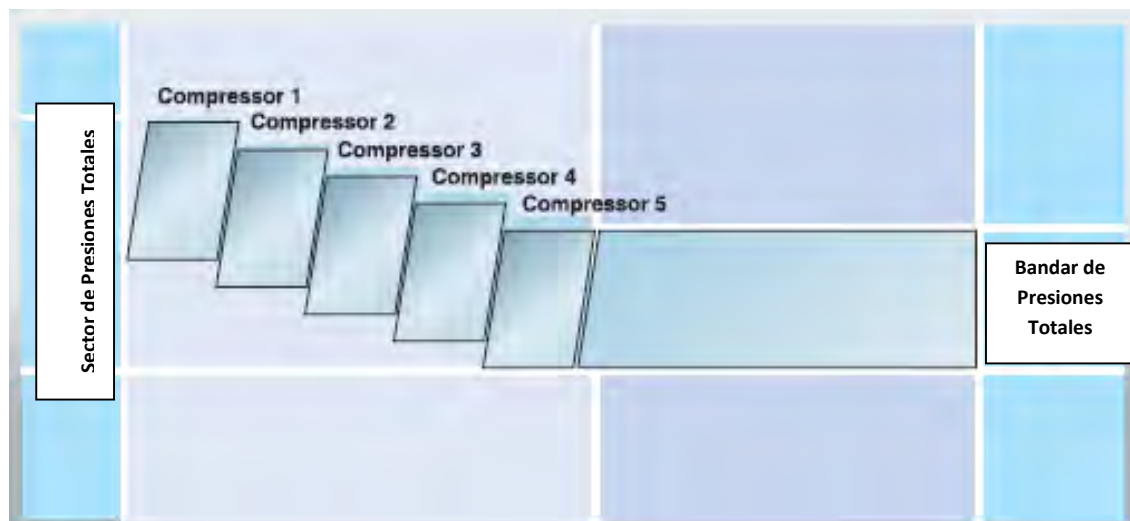
#### **2.6.4.2 Medición de la presión**

Una presión en el cuerpo, por ejemplo, un diafragma de detección se utiliza para medir la presión. La señal mecánica desde el diafragma, a continuación, se convierte en una señal eléctrica, mA 4–20 o 0-5 V.

La conversión de una señal mecánica en una señal eléctrica puede tener lugar en los diferentes sistemas de medición. En un sistema capacitivo, la presión se transfiere a un diafragma. La posición del diafragma de medición es percibida por un condensador tipo plato y se transforma en un convertidor de medición directa de voltaje o corriente que es proporcional a la presión.

### 2.6.4.3 Monitoreo

El equipo de supervisión está adaptado al tipo de compresor. Esto implica necesariamente una amplia gama de equipos para satisfacer todo tipo de compresores. Un compresor de pistón pequeño sólo está equipado contra una sobrecarga convencional de corte para el motor, mientras que un compresor de tornillo grande puede contar con un número de cortes/transductores de sobrecarga, temperatura, presión, etc.



**Figura 2.8:** Ilustración de las bandas de presión en cinco etapas de compresión vía sistemas de control convencional [sector izquierda] y las mismas máquinas controladas vía sistemas de regulación [sector derecha]

En máquinas más pequeñas, más básicas, el equipo de control apaga el compresor y la máquina no es capaz de reiniciar cuando el corte da un valor de alarma. Una lámpara de advertencia puede, en algunos casos, indicar la causa de la alarma.

Las operaciones de compresión pueden ser seguidas en un panel de control para compresores más avanzadas, por ejemplo, leyendo directamente la presión, la temperatura y el estado. Si el valor de un transductor acerca a un límite de alarma, el equipo de monitoreo emitirá una advertencia. Luego pueden tomarse medidas antes de que el compresor se apague. Si el compresor se apaga por una alarma, el reinicio del compresor se bloquea hasta que el fallo ha sido rectificado o el compresor se restablezca manualmente. Una solución de los problemas es facilitado considerablemente en compresores equipados con una memoria donde se registran los datos de temperatura, presión y estado de funcionamiento. La capacidad de la memoria puede cubrir las últimas 24 horas. Esta característica permite que las tendencias durante el último día sean analizadas y proponer la lógica de solución de problemas que se utilizará para identificar rápidamente la causa de la inactividad.

#### **2.6.5 Sistema de control integral**

Los compresores que forman parte de un sistema compuesto de varias máquinas deben tener las operaciones coordinadas de compresión. Hay muchos factores que hacen que un sistema de control integral sea ventajoso. La División de tiempos operativos entre las máquinas reduce el riesgo de paros inesperados. También es más fácil planificar el mantenimiento del compresor. Se pueden conectar máquinas en espera si algo debe ocurrir durante las operaciones.

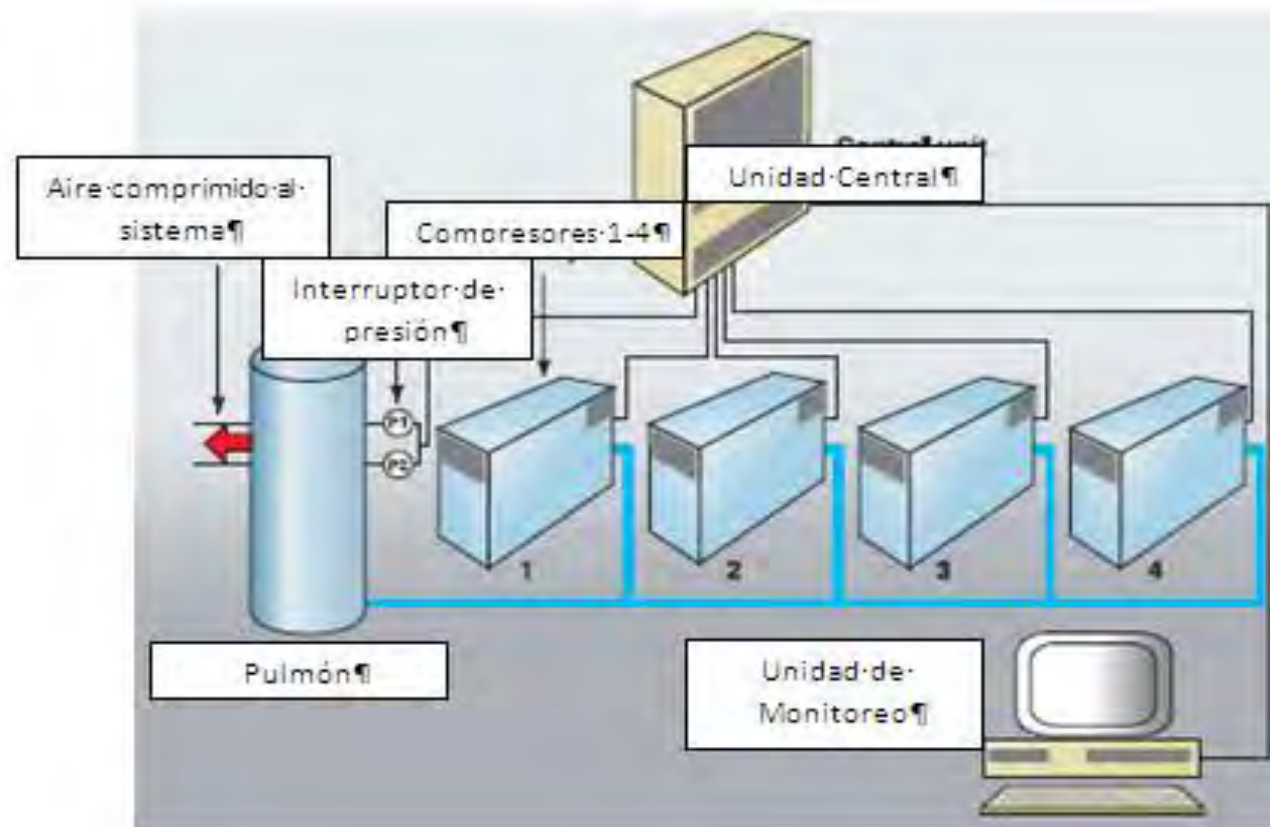


### 2.6.5.1 Selector de la secuencia de inicio

La forma más simple y más común del sistema de control maestro es el selector de la secuencia de inicio comúnmente utilizados y probados. Este selector igualmente divide los tiempos operativos y comienza entre los compresores conectados. La secuencia de inicio puede activarse manualmente o automáticamente, siguiendo un cronograma. Este selector básico utiliza un transductor de presión de encendido/apagado, con un transductor por compresor, como una solución simple y práctica.

La desventaja es que hay relativamente grandes pasos entre los diferentes niveles carga y descarga de los compresores. Esto resulta en bandas de presión relativamente amplias (el intervalo entre los niveles máximos y mínimos) para la instalación. Por lo tanto, este tipo de selector no debe utilizarse para controlar más de 2 ó 3 compresores.

Un tipo más avanzado de selector de la secuencia de inicio tiene el mismo tipo de control de secuencia, pero con sólo uno, transductor de presión analógico posicionado centralmente. Esto logra mantener la banda de presión total de la instalación dentro de unas pocas décimas de un bar y, como resultado, puede controlar máquinas de 2 a 7. Un selector de secuencia de inicio de este tipo, que selecciona las máquinas en secuencias fijas, no tener en cuenta la capacidad de los compresores. Los compresores conectados así todos deben ser aproximadamente del mismo tamaño.



**Figura 2.9:** Instalación de "Control Centralizado" para batería de compresores

## CAPÍTULO 3

### ETAPA ACTUAL DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

#### 3.1 INTRODUCCIÓN

##### 3.1.1 Geología y exploraciones

En el territorio del distrito minero de Parcoy, en el Batolito de Pataz, se encuentra el depósito mineral conocido como «El Gigante», donde MARSA desarrolla sus operaciones. Está emplazado en rocas intrusivas granitoides de la edad Paleozoica. Constituido por filones de cuarzo con concentraciones de sulfuros, la concentración de mineral se presenta en forma de un cuerpo mineralizado (ore shoot) controlado por estructuras del tipo lazo cimoide.



**Figura 3.1:** Laboratorio de geología



**Figura 3.2:** Departamento de Planificación

En las exploraciones y desarrollo, la política de MARSa es mantener el nivel de reservas, para lograr este objetivo se desarrolla un agresivo programa mensual de avances lineales de alrededor de 2 mil metros. Las exploraciones son vitales para encontrar y renovar nuestras reservas.

Este agresivo programa de exploraciones con labores mineras se viene ejecutando desde la cota 3220 hacia cotas más profundas, actualmente ya estamos explorando en la cota 2570. Este programa junto a los programas de perforación diamantina de largo alcance permiten incrementar nuevas áreas de exploración y una reevaluación de las áreas más antiguas.

En años anteriores las reservas y la producción provenían del sistema Esperanza que es una estructura con rumbo NNW – SSE y buzamiento NE, pero adicionalmente se tienen identificadas 14 estructuras al piso de Esperanza con el mismo rumbo y buzamiento. Con la profundización realizada en los últimos años se han interceptado las vetas Cabana 2, Cabana 3 y Daniela con valores de oro superiores al promedio de ley de las reservas actuales y que pertenecen a este sistema de estructuras

paralelas. Adicionalmente también se ha interceptado la veta Valeria que es una estructura tensional con valores de oro superiores. Los resultados que se vienen obteniendo son muy alentadores y esto ha permitido que manteniendo el programa de exploraciones las reservas se incrementen sustancialmente. Actualmente nuestras reservas alcanzan para una producción de 10 años. Con respecto al potencial de reservas las expectativas son inmejorables porque a profundidad con taladros diamantinos se ha interceptado, a 500 metros debajo de nuestro nivel inferior, en la cota 2000, la veta Garfio que es la catorceava estructura con valores de oro importantes y es altamente probable que en cotas superiores estas 14 estructuras también contengan mineralización económica.

### 3.1.2 Mina



**Figura 3.3:** Acarreo de Mineral



**Figura 3.4:** Trabajo de minería subterránea

La mina produce 1650 TMSD, mineral proveniente de la explotación, preparación y desarrollo. Los principales métodos de explotación son Cámaras y Pilares Mecanizados con rendimientos de 8 tm/h-g, Corte y Relleno Ascendente y el Long Wall (convencional), en perforación se utiliza perforadoras tipo jackleg, y para la limpieza winches eléctricos de arrastre en las labores convencionales y scoop en los tajos mecanizados, y para restablecer el macizo rocoso se usa el relleno hidráulico de alta densidad. Para desarrollar las labores de exploración, preparación se utilizan jumbos de electrohidráulicos de un brazo, scoops desde 1.5 yd<sup>3</sup> hasta 4.5 yd<sup>3</sup> de capacidad y palas neumáticas de 10 pies<sup>3</sup>. En todas las labores se emplea los ventiladores auxiliares desde 5,000 cfm hasta 18,000 cfm para expulsar el aire viciado hasta los tres circuitos principales de ventilación que está conformado por cruceros y chimeneas raiseboring de 6' y 8' de diámetro, en los extremos de los circuitos se tienen instalados extractores que suman 420,000 cfm.

MARSA, decidió profundizar la mina de manera mecanizada construyendo la rampa de 4.0 m por 4.5 m, que tiene un recorrido de 5500 m. y se viene ejecutando la profundización de la rampa II etapa, que tendrá una longitud de 4000 m. En la construcción de la Rampa se está utilizando jumbos electrohidráulico de dos brazos, scoop de 6 yd<sup>3</sup>, volquetes de 20 m<sup>3</sup> de capacidad, para el desagüe de las aguas subterráneas se viene empleando bombas de 300 hp de potencia y 50 l/s, y se está construyendo una cámara principal de bombeo donde se instalará la bomba de 400HP y 150 l/s de capacidad como medida de contingencia.

Tenemos una casa fuerza de energía neumática 16,000 cfm, y la red troncal de 22,000 m. para minimizar las caídas de presión el aire es conducido por tuberías de metálica de 16", 12", 10" y 8" de diámetro.

Los implementos de seguridad que se usa en la mina está dentro de los estándares internacionales y su cambio o reemplazo obedecen a la frecuencia de uso y el estado del EPP establecido en el estándar de la mina.



**Figura 3.4:** Perforación para voladura

- **Proyecto del pique principal**

Se ha iniciado la construcción de un Pique Circular con una longitud total de 730 m (incluido el castillo y zona de carga) y 4.20 m de diámetro, para optimizar la operatividad entre los niveles 3220 y 2620. A través del Pique, se podrá trasladar en el skip 3800 TM/día de material que incluye mineral y desmonte y contará además con una jaula de capacidad de 72 personas que permitirá dar acceso a 800 trabajadores por turno o trasladar a través de ella 5800 kilos de carga.



**Figura 3.5:** Trazo para voladura de pique principal

- **Proyecto Profundización Rampa Patrick 3**

Luego de haber concluido las dos primeras etapas en las que se construyeron la Rampa Patrick 1 entre las cotas 3200 y 2950 y Patrick 2 entre las cotas 2950 y 2570, que le han permitido garantizar un importante volumen de reservas y para seguir profundizando la mina, MARSA ha proyectado la Rampa Patrick 3.

La profundización de la Rampa Patrick 3 hacia niveles inferiores a partir del nivel 2620 permitirá a la empresa generar mayores reservas de mineral que aseguren la producción sostenida de los próximos años. Este proyecto de exploración a mediano plazo comprende un avance de 4 km. de longitud a 12% de gradiente con una sección de 4 m x 4 m en forma mecanizada, y significa abrir los nuevos niveles 2570, 2520, 2470, 2420, 2370, 2320, 2270, 2220, que permitirá explorar y desarrollar las vetas Cachaco, Valeria, Cabana, Daniela y Esperanza.





**Figura 3.6:** Sistema de ventilación



**Figura 3.7:** Ascensor de acceso al pique

- **Proyecto Sistema Integral de ventilación de la mina**

El proyecto integral de ventilación contempla cubrir los requerimientos y necesidades de ingreso de aire fresco a interior mina y salida de aire viciado a superficie así mismo forman parte del sistema de rutas de escape para casos de emergencias alineados al crecimiento a corto, mediano y largo plazo de la mina. Entre los principales proyectos se desarrollan:

- **Proyecto Rampa paralela Patrick 1** (circuito para succión de aire viciado de 110,000 CFM). Este proyecto se encuentra en la etapa final de su ejecución con un avance de 90%.

- **Proyecto Far West Nv. 2950**, culminado y en operación a un 100%, donde el resultado final es la succión de 115,000 CFM de aire viciado.
- **Proyecto Circuito RB.12**, permitirá extraer aire viciado (110,000 CFM) de los niveles más profundos de interior mina Nv.2620, Nv.2670, Nv.2770. Se viene ejecutando las labores de avance (raiseboring 12 (320 metros), crucero (160 metros) y chimenea por equipos alimak (190 metros)) para completar el circuito, avance de proyecto 70%.
- **Proyecto Circuito RB.11**, I etapa (430 metros) con equipo raiseborer con un diámetro de 2.40 metros desde la curva 13 carretera nacional al Nv.2950, circuito que se adaptará a las necesidades de la mina.



**Figura 3.8:** Proyecto de ventilación



**Figura 3.9:** Instalación de tuberías de aire comprimido

- **Proyecto Sistema de drenaje de aguas**
  - **El proyecto de drenaje de aguas de la profundización** comprende dos sistemas denominados sistema de bombeo auxiliar y el sistema principal de bombeo, el primero con una cabeza de 200 metros y el segundo con una cabeza de bombeo de 340 metros, ambos evacuarán las aguas hasta el nivel 2950 labor principal de drenaje a superficie hasta la planta de tratamiento FAR WEST 2950 R-2.
  - **Proyecto sistema de bombeo auxiliar**, considera la construcción de 2 pozas para sedimentación de sólidos con una capacidad de 960 m<sup>3</sup>, tuberías de 10" de diámetro y bombas de 300 HP, con una capacidad instalada de 100 litros/seg. Con una cabeza de 200 metros desde el nivel 2775 hasta el nivel 2950 Este proyecto se encuentra en un avance de 90%.
  - **Proyecto sistema de bombeo principal**, considera la construcción de tres pozas para sedimentación de sólidos con una capacidad de 600 m<sup>3</sup> cada una, dos redes de tubería de 10" de diámetro y tres bombas de 400 Hp con una capacidad instalada de 180 litros/seg. Con una cabeza de 340 metros desde el nivel 2637 hasta el nivel 2950.



**Figura 3.10:** Vista de la casa de compresoras



**Figura 3.11:** Instalación de las compresoras

Nuestra evaluación estará centrada en la generación y distribución de aire comprimido en el área denominada las Chilcas.

### 3.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO ACTUAL.

La generación del aire comprimido se realiza en la casa de máquinas y se distribuye por medio de un sistema de redes de tuberías de diferentes diámetros con sus respectivas válvulas de control y accesorios.

#### 3.2.1 Descripción del área de casa de máquinas.

En la casa de máquinas (ver figura 3.1) se genera toda la energía de aire comprimido que necesita el área Las Chilcas para realizar el proceso de excavación y presurización de la mina y cuenta con el siguiente equipamiento:

CASA COMPRESORAS LAS CHILCAS															
<b>Eléctrica</b> I.R #3 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1991	<b>Eléctrica</b> I.R #4 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1993	<b>Eléctrica</b> I.R #5 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1994	<b>Eléctrica</b> I.R #6 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1994	<b>Eléctrica</b> I.R #7 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1995	<b>Diesel</b> I.R #06 Pot : 276 HP CFM : 874 PSI : 110 Año Op.: 1990	<b>Diesel</b> I.R #08 Pot : 276 HP CFM : 730 PSI : 110 Año Op.: 1993	<b>Diesel</b> I.R #09 Pot : 276 HP CFM : 730 PSI : 110 Año Op.: 1993	<b>Eléctrica</b> I.R #8 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1995	<b>Eléctrica</b> I.R #9 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1995	<b>Eléctrica</b> I.R #10 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1998	<b>Eléctrica</b> I.R #11 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 1997	<b>Eléctrica</b> I.R #12 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 2004	<b>Diesel</b> I.R #10 Pot : 276 HP CFM : 730 PSI : 110 Año Op.: 1994	<b>Diesel</b> I.R #12 Pot : 276 HP CFM : 730 PSI : 110 Año Op.: 1998	<b>Diesel</b> I.R #14 Pot : 276 HP CFM : 730 PSI : 110 Año Op.: 1999
<b>Eléctrica</b> I.R #13 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 2004	<b>Eléctrica</b> I.R #14 Pot : 250 HP CFM : 1066 PSI : 110 Año Op.: 2005														

**Figura 3.12:** Equipamiento de la casa de máquinas Las Chilcas

#### 3.2.2 Equipamiento de la sala de máquinas

El sistema de aire comprimido de la casa de compresoras las Chilcas dispone de doce (12) compresores eléctricos de tipo tornillo, de una etapa, marca Ingersoll Rand a condiciones de trabajo de 200 kW (250 Hp), 1813 m<sup>3</sup>/h (1066 cfm), 7,5 barg (110 psig) y seis (06) compresores diesel de tipo tornillo, de una

etapa, marca Ingersoll Rand a condiciones de trabajo de 221 kW (276 HP), 1241m<sup>3</sup>/h (730 cfm), 7,5 barg (110 psig).

### **3.2.2.1 Características de funcionamiento del compresor de tornillo rotativo**

Los compresores de tornillo rotativo lubricados producen grandes cantidades de calor. Debido a esta gran producción de calor, el compresor se debe poner en un cuarto con ventilación adecuada.

Si se permite la recirculación a la admisión del aire caliente proveniente de la salida, el compresor se recalentará y se apagará. Este calor se debe evacuar de la sala de compresores. Tenga en cuenta que el mínimo espacio libre alrededor del compresor es de un metro para permitir el mantenimiento. Sin embargo en el frente de la puerta de la caja de arrancador se debe mantener 42" (1.06 m), o el mínimo requerido por la última edición del código NEC o códigos locales aplicables.

Se deben evitar tanto las temperaturas ambiente superiores a 115 °F (46 °C) como las áreas de alta humedad.

Considere también el ambiente alrededor o cercano al compresor. El área seleccionada para la instalación del compresor debe estar libre de polvo, sustancias químicas, limaduras metálicas, vapores de pintura y aerosoles.

- **Cimentación**

El compresor se puede instalar en cualquier piso que sea capaz de soportarlo. Los pesos del compresor están listados en el plano de cimentación.

Cuando la transmisión de ruido sea especialmente importante, es de ayuda instalar una lámina de caucho sintético o corcho debajo del compresor para reducir la posibilidad de resonancias que se puedan transmitir o amplificar a través del piso.

- **Tuberías**

El uso de recipientes de plástico en los filtros de línea sin guardas metálicas puede ser peligroso. La seguridad se puede ver afectada ya sea por lubricantes sintéticos o aditivos utilizados en los aceites minerales. Desde el punto de vista de seguridad, sólo se deben utilizar recipientes metálicos en cualquier sistema de aire a presión. Se recomienda una revisión del sistema de aire de su planta.

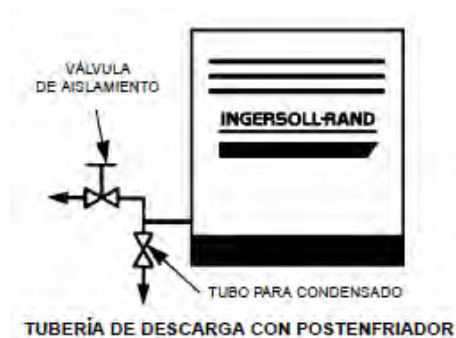
El post enfriador integrado reduce la temperatura de descarga del aire a una temperatura bastante por debajo de la del punto de rocío (para la mayoría de condiciones ambiente); debido a esto se condensa una cantidad considerable de agua. Para remover este condensado, cada compresor con post enfriador integrado está equipado con una combinación de separador/trampa de humedad.

Un ensamblaje de tubo para condensado y válvula de aislamiento se debe montar cerca de la descarga del compresor. Una línea de drenaje se debe conectar al drenaje de condensado en la base.

El agua líquida ocurre naturalmente en las líneas de agua como resultado de la compresión. El vapor de humedad en el aire ambiente se concentra cuando está presurizado y se condensa cuando se enfría en la tubería del aire descendente.

La humedad en el aire comprimido es responsable de problemas costosos en prácticamente todas las aplicaciones que dependen de aire comprimido. Algunos problemas comunes causados por la humedad son la oxidación y la formación de incrustaciones en la tubería, el taponamiento de los instrumentos, el atascamiento de las válvulas de control y el congelamiento de las líneas exteriores de aire comprimido. Cualquiera de estos problemas podría resultar en una parada parcial o total de la planta.

Los secadores de aire comprimido reducen la concentración de vapor de agua e impiden la formación de agua líquida en las líneas de aire comprimido. Los secadores deben necesariamente acompañar a los filtros, a los post enfriadores y a los drenajes automáticos para mejorar la productividad de los sistemas de aire comprimido.



**Figura 3.13:** Tubería de descarga con postenfriador

- **Protección a la intemperie**

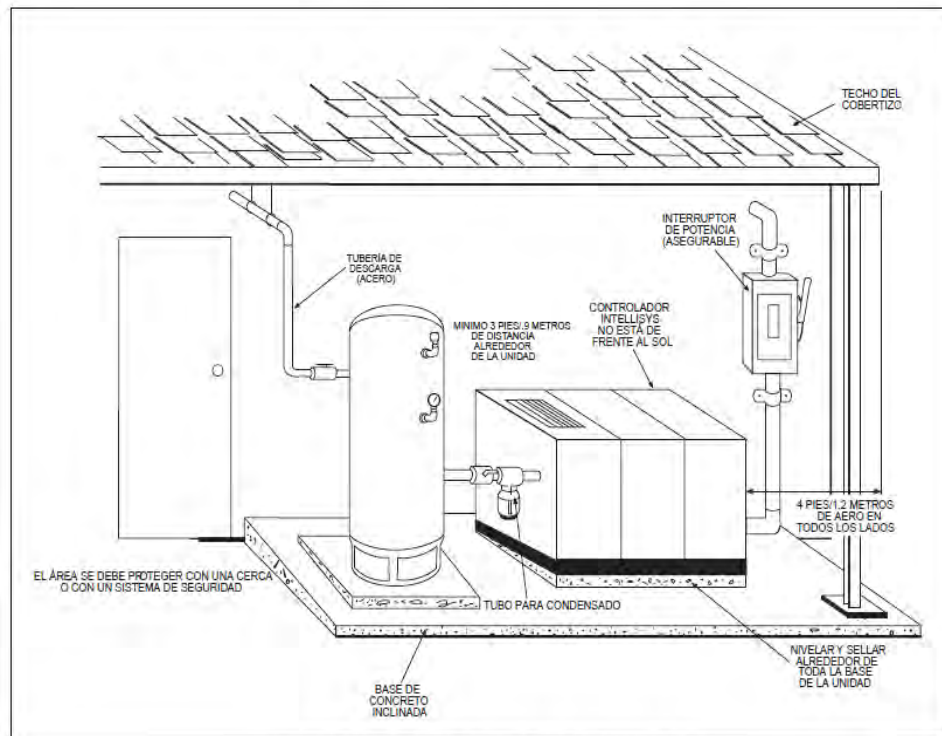
Muchas veces un compresor se debe instalar afuera debido a las condiciones del sitio o al espacio limitado en una fábrica. Cuando ocurre esto, hay ciertos ítems que se deben incorporar en la instalación para ayudar a asegurarse de que tenga un funcionamiento sin averías.



Estos ítems se indican en la lista de abajo, y además se ha incluido la Figura 3.14 para mostrar una instalación protegida al aire libre típica. La unidad debe comprarse con la Opción de modificación al aire libre para proporcionar equipos eléctricos NEMA 4 y un gabinete de escape en la parte posterior de la unidad en vez de la parte superior para impedir la recirculación del aire de enfriamiento.

- a) El compresor debe estar sobre una placa de concreto, diseñada para drenar el agua. Si la placa de concreto tiene una pendiente, entonces el compresor debe estar a nivel. Para poder extraer el aire de enfriamiento a través del postenfriador, la base/patín debe estar sellada a la placa de concreto.
- b) El techo de la caseta debe extenderse un mínimo de 4 pies (1.2 m.) alrededor de los costados del compresor para impedir que la lluvia y nieve caigan directamente sobre la unidad.
- c) Las máquinas enfriadas por aire se deben disponer en la caseta de manera que impidan la recirculación de aire (es decir, que el escape caliente regrese a la admisión de la unidad paquete).
- d) Si la instalación consta de más de un compresor, el aire caliente del escape no debe dirigirse directamente hacia la admisión de aire fresco de la segunda unidad o de un secador de aire.
- e) Si una máquina estándar debe instalarse fuera, la temperatura ambiente nunca debe ser inferior a 35°F (1.7°C).
- f) Disponga la máquina con la cubierta del arrancador/controlador Intellisys orientada alejada de los rayos solares ya que el calor radiante puede afectar el funcionamiento del arrancador o el Intellisys. Además, la luz solar directa y los rayos ultravioletas degradarán el panel táctil de membrana. Esta no es una situación garantizable.

- g) El interruptor de potencia debe estar en la visual y bastante cercano a la unidad. Los códigos eléctricos de N.E.C. (National Electric Code) y locales deben seguirse al hacer la instalación del interruptor de potencia.
- h) Nunca debe dejarse que los drenes de condensado descarguen en el suelo. Instale un sumidero adecuado para la recolección futura y desecho o separación de la mezcla de lubricante y agua.
- i) Las conexiones de potencia de entrada deben tener conexiones adecuadas para el servicio hermético a la intemperie.
- j) Un mínimo de 3 pies (0.9 m.) de luz se debe dejar en los 4 lados de la unidad para tener acceso durante el servicio. Si es posible, el acceso por una carretilla elevadora y/o una viga de izaje superior se debe tener en mente (para el servicio eventual de la unidad de aire o del motor).
- k) Si el área alrededor de la instalación contiene partículas de polvo fino o pelusas y fibras en suspensión en el aire, etc. entonces debe comprarse la unidad con la Opción de filtro de polvo alto, y el motor totalmente encerrado, enfriado por ventilador.
- l) Si en el área de operación hay desechos grandes en el aire, como hojas o basura, será necesario adquirir el accesorio de prefiltro del gabinete y agregarlo a la unidad.
- ll) Algún tipo de protección, como una cerca o sistema de seguridad, se debe proveer para impedir el acceso no autorizado.



**Figura 3.14:** Instalación exterior con cubierta típica

- **Controles de intellisys**

- **Detención de emergencia**

Al oprimir este conmutador el compresor se detiene de inmediato. No es posible volver a arrancarlo hasta tanto no se vuelve manualmente el conmutador a su posición original. Haga girar el botón conmutador hacia la derecha (en el sentido de las agujas del reloj) para reposicionarlo.

- **Luz de encendido "poweron"**

Indica que tanto el voltaje de control como el de línea están disponibles para el arranque. El panel del operador está dividido en dos áreas. La hilera inferior de cuatro botones permite el control directo del arranque, la detención, la descarga y la carga del compresor.

- **Arrancar (start)**

Al presionar este botón el compresor arrancará siempre que el indicador "ReadyToStart" (listo para el arranque) esté iluminado. El compresor arrancará y tomará carga si hay suficiente demanda de aire.

- **Detener (stop)**

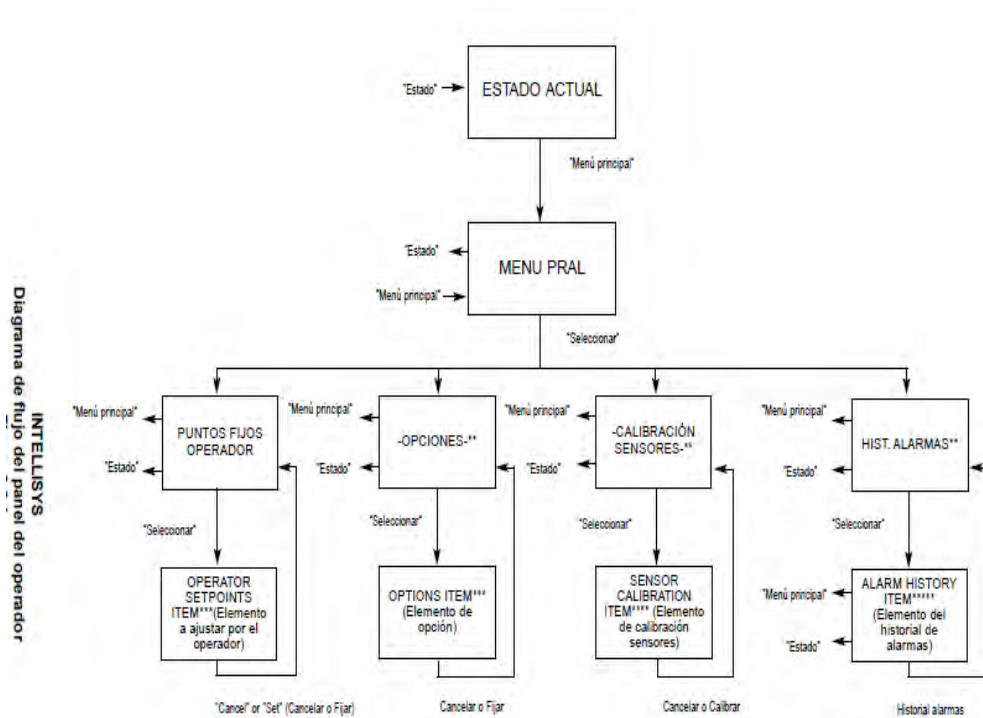
Al oprimir este botón se activa la secuencia de detención sin carga. Si el compresor está operando con carga, se descargará primero y continuará funcionando sin carga por un período ajustable de entre 10 y 30 segundos, y luego se detendrá. Si el compresor está funcionando sin carga, se detendrá inmediatamente.

- **Descargar (unload)**

Al oprimir este botón el compresor se descargará y permanecerá sin carga. La pantalla indicará que la máquina está funcionando sin carga ("RunningUnloaded") y en modalidad de descarga ("Mode: UNLOAD").

- **Cargar (load)**

Al oprimir este botón el compresor tomará carga si está funcionando y si la presión de descarga ("DischargePressure") es menor que la presión en línea ("Online Pressure"). Este botón también retorna la máquina al modo operativo especificado en el punto de ajuste "Mode of Operation".



NOTA – Utilice las flechas hacia arriba y hacia abajo para desplazarse de una selección a otra. Los elementos se verán resaltados inversamente al resto del texto.

- \* Al seleccionar el elemento resaltado se verá el menú correspondiente.
- \*\* - Al seleccionar el elemento resaltado el valor pasará automáticamente a la modalidad de "Edit" (modificar). Sólo el valor aparecerá resaltado en forma inversa, indicando que puede ser modificado.
- \*\*\* - Las flechas hacia arriba y hacia abajo modificarán el valor. Al oprimir "Cancel" (Cancelar) se saldrá del modo "Edit" y el valor no será modificado.
- \*\*\*\* - Al oprimir "Set" (Fijar) se registrará el nuevo valor y éste titilará en la pantalla indicando que ha sido aceptado.
- \*\*\*\*\* - Al oprimir "Cancel" (Cancelar) se saldrá del modo de calibración. Al oprimir "Calibrate" (Calibrar) se calibrará el sensor seleccionado.
- \*\*\*\*\* - Use las flechas hacia arriba y hacia abajo para desplazarse por la lista de los elementos de estado.

**Figura 3.15:** Diagrama de flujo del panel del operador

- **Mantenimiento preventivo programado**
- **Programa de mantenimiento**

El programa de mantenimiento especifica todo el mantenimiento recomendado necesario

Para mantener el compresor en buena condición de funcionamiento, **del servicio en los intervalos que aparecen en la lista o después del número de horas indicado, de ambos el que ocurra primero.**

Acción	Pieza o ítem	Horas de funcionamiento	Intervalo de tiempo (el que ocurra primero)						
			1 semana	1 mes	3 meses	6 meses	Cada año	Cada 2 años	
Inspeccione	Nivel de refrigerante	Semanal	x						
Inspeccione	Temp. de descarga (aire)	Semanal	x						
Inspeccione	Diferencial de elemento separador	Semanal	x						
Inspeccione	Filtro de aire Delta (a plena carga)	Semanal	x						
Inspeccione	Filtro de aceite Delta P	Semanal	x						
Cambie	Filtro* de refrigerante	150	x (sólo la carga inicial)						
Verifique	Sensor de temperatura	1000			x				
Cambie	Refrigerante de calidad apropiada para alimentos (cuando se use)	1000			x				
Inspeccione	Manueras	1200			x				
Cambie	Filtro* del refrigerante	2000					x (cambios subsiguientes)		
Limpie	Orificio y colador de barro del separador	4000						x	
Limpie	Núcleos** del enfriador	4000				x			
Cambie	Filtro* de aire	4000				x			
Cambie	Elemento* separador	*Vea la nota especial							
Cambie	Refrigerante SSR	6000						x	
Cambie	Ultra refrigerante*	8000						x	
Inspeccione	Contactores del arrancador	8000						x	
Dé servicio	Lubricación del motor impulsor							Vea la sección 5.15	

**Tabla 3.1:** Programa de mantenimiento

- \* En ambientes operacionales muy limpios y donde el filtro de entrada del aire se cambia en los intervalos prescritos anteriormente. En ambientes extremadamente sucios, cambie el refrigerante, los filtros y el elemento separador con mayor frecuencia.
- \*\* Limpie los núcleos del enfriador si la temperatura del aire de descarga es excesiva o si ocurre un apagado de la unidad bajo temperatura del aire alta.

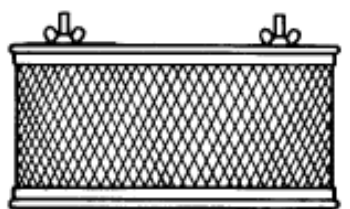
#### - **Registros de mantenimiento**

Es muy importante que usted, el dueño, mantenga registros precisos y detallados de todo el trabajo de mantenimiento que usted, el distribuidor de Ingersoll-Rand o el Centro de Aire desarrollen en el compresor.

Esto incluye, pero no se limita, al refrigerante, el filtro del refrigerante, el separador, el filtro de admisión de aire, etcétera. Esta información debe ser

mantenida por usted, el dueño, en caso de que llegara a necesitar servicio de garantía de su distribuidor de Ingersoll-Rand o del Centro de Aire.

- **Filtro de aire de succión**

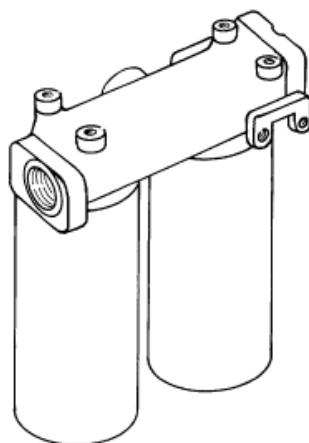


**FILTRO DEL AIRE DE SUCCIÓN**

**Figura 3.16:** Filtro de aire de succión

Para verificar la condición del filtro de succión, haga funcionar el compresor en la modalidad LOADED (con carga) y observe el indicador "InletFilter" en la pantalla -ESTADO ACTUAL-. Si la pantalla dice "InletFilter OK", no es necesario efectuar tareas de mantenimiento. Si la palabra "AVISO" titila en la pantalla y aparece la instrucción "CAMBIAR FILTRO ENTRAD", el filtro de succión debe ser reemplazado.

- **Filtros del refrigerante**



**Figura 3.17:** Filtros del refrigerante

Para verificar la condición de los filtros del refrigerante, el compresor debe estar funcionando. Observe el valor de "InjectedTemperature" en la pantalla -ESTADO ACTUAL-. Si la temperatura es menor de 120°F (49°C), continúe haciendo funcionar la máquina. Cuando la temperatura sea mayor de 120°F (49°C), observe "CoolantFilter" en la pantalla. Si la pantalla indica "CoolantFilter OK", los filtros están en buen estado y no requieren servicio de mantenimiento. Si la palabra "AVISO" titila en la pantalla y aparece la instrucción "CHANGE COOLANT FILTER", los filtros deben ser reemplazados.

- **Refrigerante**
  - a) Ultra Coolant SSR (Llenado estándar de fábrica)
  - b) Refrigerante SSR.
  - c) De calidad para alimentos SSR H1-F (Opcional)

El Ultra Coolant SSR es un refrigerante con base de poliglicol. Cambie el Ultra Coolant después de cada 8000 horas o cada 2 años, de ambos el que ocurra primero.

El refrigerante SSR es un refrigerante con base de diester. Cambie el refrigerante SSR después de cada 6000 horas o cada 2 años, de ambos el que ocurra primero.

El refrigerante de calidad para alimentos SSR es un refrigerante con base de polialfaolefina. Cambie después de cada 1000 horas o 6 meses, de ambos el que

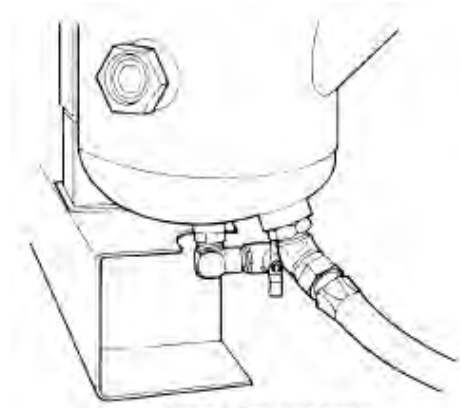


ocurra primero. No haga funcionar la unidad con lubricante que tenga más de 1000 horas ya que el lubricante se degradará.

#### Cantidad de refrigerante requerida

250 hp .....	29.0 galones (110 litros)
300 hp .....	29.0 galones (110 litros)
300E hp.....	33.0 galones (125 litros)
350 hp .....	36.0 galones (137 litros)
400 hp .....	36.0 galones (137 litros)
500 HP .....	36.0 galones (137 litros)

**Figura 3.18:** Cantidad de refrigerante requerida según la potencia del compresor



**Figura 3.19:** Drenaje de refrigerante

- **Lubricación del motor**

Los motores de inducción de jaula de ardilla tienen cojinetes antifricción de bolas o rodillos en el frente y en la parte posterior. A intervalos periódicos necesitan relubricación.

- **Intervalo de re-lubricación (ó 9 meses, el que ocurra primero)**

1000 horas. Todos los motores de impulsión totalmente cerrados, enfriados por ventilador 2000 horas. Todos los motores de impulsión abiertos a prueba de goteo y todos los motores de ventiladores

Tamaño del bastidor del motor	Cantidad de lubricante			
	pulg. <sup>3</sup>	cc	onzas	gramos
56-145*				
182-215	.5	8	.4	11
254-286	1.0	16	.8	23
324-365	1.5	25	1.2	34
404-449	2.5	40	2.0	57
5000 Serie de bastidor	1.0	16	.8	23

\* No requieren engrase (rodamientos de lubricación permanente)

**Figura 3.20:** Cantidad de relubricación

La lubricación incorrecta puede ser una causa de la falla de los cojinetes del motor. La cantidad de grasa agregada se debe controlar cuidadosamente.

- **Sistemas**

- **Información general del sistema**

El compresor SSR es un compresor de tornillo, conducido por un motor eléctrico - completo con accesorios conectados por tuberías y alambrado y montado en una placa base. Es un paquete de compresor de aire completamente autocontenido.

Un compresor estándar se compone de lo siguiente:

a) Filtración de aire de admisión

- b) Compresor y motor
- c) Sistema de refrigerante presurizado con enfriador
- d) Sistema de separación
- e) Sistema de control de capacidad con succión con motor paso a paso
- f) Sistema de control de arranque del motor
- g) Instrumentación
- h) Provisiones de seguridad
- i) Postenfriador
- j) Separador de humedad y trampa de drenaje

Se pueden suministrar accesorios opcionales tales como arranque y parada automática, arranque y parada remota y secuenciador.

El motor, el extremo del aire, el tanque separador y las tuberías están montados sobre soportes distintos. Estos soportes están aislados de la base con montajes aisladores de goma. Se utilizan mangueras flexibles en la descarga de refrigerante y aire del tanque separador para aislar el motor, el extremo del aire y el tanque.

- **Compresores enfriados por aire**

- **Temperaturas de diseño**

El compresor estándar está diseñado para operar a una temperatura ambiente de 35°F hasta 115°F (1.7°C hasta 46°C). Cuando se encuentren condiciones diferentes a los niveles de diseño ya descritos, le recomendamos contactar a su representante de Ingersoll-Rand más cercano para obtener información adicional.

La temperatura máxima estándar 115°F (46°C) se aplica hasta una elevación de 3300 ft. (1000 metros) sobre el nivel del mar. Por encima de esta altitud se requieren reducciones significativas en la temperatura ambiente si se usa un motor principal estándar.

- **Enfriador del refrigerante**

El enfriador es un conjunto integral de núcleo, ventilador y motor del ventilador, todos montados en la sección extrema del recinto del compresor. El aire de enfriamiento entra por el extremo izquierdo del recinto, a través del núcleo de montaje vertical del enfriador, y se descarga hacia arriba en el lado derecho del recinto.

- **Motor del ventilador de enfriamiento**

En un compresor estándar, los motores del ventilador de enfriamiento están cableados en la fábrica. Son motores trifásicos. Cada uno está protegido por un disyuntor de circuito apropiado y un relevo de sobrecarga. El motor del ventilador se energiza al mismo tiempo que se energiza el motor principal del compresor. La sobrecarga del motor del ventilador está cableada en serie con la sobrecarga del motor principal del compresor. Si ocurre una sobrecarga en el circuito del motor del ventilador, pararán tanto el motor del ventilador como el motor principal del compresor.

- **Post-enfriador**

El sistema de postenfriado del aire de descarga consiste de un intercambiador de calor (localizado en la descarga del aire de enfriamiento de la máquina), un separador de condensado y una trampa de drenaje automática.

Al enfriar el aire de descarga, mucho del vapor de agua contenido naturalmente en el aire se condensa y se elimina del equipo y de la línea de aire comprimido.

- **Sistema del refrigerante**

El refrigerante se introduce por presión desde el sumidero del tanque separador hasta el puerto de entrada del enfriador de refrigerante y al puerto de desvío de la válvula termostática de control.

La válvula termostática controla la cantidad de refrigerante necesaria para proveer una temperatura adecuada de inyección al compresor. Cuando el compresor arranca en frío, parte del refrigerante se desvía sin pasar por el enfriador. A medida que la temperatura del sistema sube por encima de la temperatura de la válvula, el refrigerante se dirige hacia el enfriador. Durante períodos de operación en temperaturas ambientes más altas, todo el flujo del refrigerante se dirigirá a través del enfriador.

La temperatura mínima de inyección al compresor se controla para impedir la posibilidad de que se condense vapor de agua en el tanque. Al inyectar refrigerante a una temperatura lo suficientemente alta, la temperatura de la mezcla aire/refrigerante en la descarga se mantendrá por encima del punto de rocío.

El refrigerante, a temperatura controlada, pasa a través de un filtro hacia la unidad de aire a presión constante.

- **Sistema de aire comprimido**

El sistema de aire se compone de:

1. Filtro de aire de admisión
2. Válvula de admisión / Motor paso a paso
3. Rotores
4. Separador refrigerante / aire
5. Válvula cheque de presión mínima
6. Postenfriador
7. Separador de humedad y trampa de drenaje

El aire entra al compresor pasando a través del filtro de aire de admisión y de la válvula de admisión.

La compresión en el compresor de aire tipo tornillo se crea por el entrelazamiento de dos rotores helicoidales (macho y hembra) en ejes paralelos encerrados en un alojamiento de hierro fundido para trabajo pesado, con puertos de admisión y salida de aire localizado en lados opuestos. Los canales del rotor hembra se entrelazan con, y están dirigidos por el rotor macho. Rodamientos de rodillos cónicos, en el lado de la descarga, previenen el movimiento axial de los rotores. La mezcla aire - refrigerante se descarga del compresor, a través de una válvula de cheque de descarga, hacia el sistema de separación. Este sistema, autocontenido en el tanque, remueve casi todo excepto unas pocas partes por millón (PPM) del refrigerante del aire de descarga. El refrigerante se devuelve al sistema y el aire pasa al postenfriador. El sistema de postenfriado consta de un intercambiador de calor, un separador de condensado y una trampa de

drenaje. Al enfriar el aire de descarga, mucho del vapor de agua naturalmente contenido en el aire se condensa y se elimina del equipo y de la línea de aire comprimido.

Durante la operación de descarga, la válvula de mariposa de admisión se cierra, a través del motor paso a paso y la válvula solenoide de alivio se abre, expulsando el aire comprimido de vuelta a la admisión del compresor.

- **Sistema de separación de aire / refrigerante**

El sistema de separación de aire / refrigerante está compuesto de un tanque especialmente diseñado, un elemento del separador tipo coalescente de dos etapas y un sistema para el retorno del fluido separado hacia él.

Los deflectores internos mantienen el flujo circunferencial de las pequeñas gotas restantes de refrigerante y de aire. En un cambio casi continuo de dirección de flujo, más y más gotas se remueven del aire por acción inercial y después son devueltas al sumidero.

La corriente de aire, ahora esencialmente una niebla muy fina, se dirige hacia el elemento separador.

El elemento del separador se construye con dos secciones cilíndricas concéntricas de fibras empacadas estrechamente, cada una sostenida en una malla de acero. Está montado en una brida en la cubierta de salida del separador.

La corriente de aire entra al elemento del separador radialmente y el vapor coalesce para formar gotas pequeñas. Las gotas pequeñas recogidas en la primera etapa externa caen en el sumidero del separador.

Aquellas recogidas en la segunda etapa interna se recogen cerca de la salida del elemento y son llevadas de vuelta a la admisión del compresor a través de un conjunto de filtro -malla y orificio instalado en la línea de barrido del separador.

La corriente de aire, ahora esencialmente libre de refrigerante, fluye desde el separador hacia el postenfriador, después al separador de condensado y sigue hacia el sistema de aire de la planta.

- **Sistema eléctrico**

El sistema eléctrico de los compresores SSR está construido alrededor del controlador Intellisys, con base en un microprocesador.

Los componentes eléctricos/electrónicos estándar que se incluyen en la cubierta de fácil acceso son:

- 1) Controlador Intellisys
- 2) Arrancador del motor del compresor con contactos auxiliares y relés de sobrecarga
- 3) Relés de sobrecarga del motor del ventilador de enfriamiento e interruptor automático de circuito o fusibles
- 4) Tablero de fuente de alimentación de Intellisys
- 5) Transformador de control y fusibles



Las funciones opcionales, tales como arranque y detención automáticos, arranque y detención remotos y re arranque luego de un fallo de alimentación, pueden habilitarse instalando módulos opcionales en el controlador Intellisys.

- **Operación**

El refrigerante y el aire de descarga del compresor fluyen hacia el separador a través de la descarga tangencial. Esta descarga dirige la mezcla a lo largo de la circunferencia interna del separador, permitiendo que la corriente del refrigerante sea atrapada y conducida al sumidero del separador.

- **Arrancador tipo estrella-triángulo**

Al utilizar un arrancador del tipo estrella-triángulo, el motor del compresor puede arrancar y acelerarse utilizando una corriente eléctrica de irrupción altamente reducida. El arrancador es totalmente automático y está controlado por el controlador Intellisys.

- **Control de entrada del motor paso a paso**

La apertura y el cierre de la válvula de succión están controlados por un motor paso a paso montado sobre la válvula. El controlador Intellisys regula el motor paso a paso para posicionar con precisión la válvula de succión de acuerdo con la demanda del sistema de aire de la planta.

El motor paso a paso no requiere mantenimiento. Las chumaceras se lubrican en la fábrica y están selladas de por vida.

El sistema de motor paso a paso/válvula de succión no requiere ningún ajuste.

- **Sistema de control de capacidad**

La versión estándar del compresor SSR viene provista de tres sistemas de control de capacidad seleccionables por el operador. Cada uno de ellos está diseñado para distintos requisitos de aire de la planta:

- a) MOD/ACS (Modulación/Selector automático de control)
- b) On-Off Line (En línea o fuera de línea)
- c) Modulation only (Modulación solamente)

El control deseado se selecciona en el panel de control Intellisys (consulte la sección 3.0).

- **Arranque automático sin carga**

El compresor arranca siempre en la modalidad sin carga.

Cuando está sin carga, la válvula de succión está casi cerrada, la válvula solenoide de despresurización está abierta (el tanque está ventilado) y el compresor está funcionando a la mínima potencia. El controlador Intellisys abrirá apenas la válvula de succión para mantener la presión apropiada en el colector y asegurar el flujo positivo del refrigerante y el funcionamiento regular y silencioso.

Cuando la temperatura del refrigerante inyectado es menor de 120°F (49°C), la presión del separador (sumidero) se mantendrá en 45-50 psig (3.1 - 3.4

bar). Cuando la temperatura del refrigerante inyectado supere los 120°F (49°C), la presión del receptor se mantendrá a 24-33 psig.

(1.7 -2.3 bar). La válvula de cheque de presión mínima evitará el flujo inverso de aire desde el sistema de aire de la planta durante la operación sin carga.

- **Control en línea - fuera de línea**

Para aquellas plantas que tienen una demanda de aire con amplia variación, el control en línea - fuera de línea entregará aire a la capacidad plena (condición de eficiencia máxima del compresor) o funcionará a capacidad cero (condición de mínima potencia del compresor). El compresor está controlado por el Intellisys, respondiendo a los cambios en la presión del aire de la planta. El Intellisys motor paso a paso abre la válvula de admisión y cierra la válvula de alivio (3SV) siempre que la presión del aire de la planta sea inferior al punto de control de presión en línea. Entonces, el compresor funcionará para entregar la capacidad plena de aire al sistema de la planta. Si la presión del sistema del aire de la planta es superior al punto de control fuera de línea del Intellisys, se cierra la válvula de admisión y la válvula de solenoide de alivio abre la línea de ventilación del separador, dejando que disminuya la presión del separador. El compresor continuará funcionando con la toma de potencia mínima.

- **Modulación/control ACS**

Para aquellas plantas que tienen una demanda de aire constante relativamente alta en comparación con la capacidad del compresor, el modo de control recomendado es el de modulación.

El sistema de control por modulación retiene las características del control en línea/fuera de línea, pero además brinda el estrangulamiento del flujo de succión hasta el punto de ajuste de modulación fuera de línea de la presión del aire.

La posición de estrangulamiento de la válvula de succión es controlada por el sistema Intellisys, permitiendo que el motor paso a paso "refine" la posición de la válvula de succión según lo dicta la presión de la línea.

El rango de la presión de modulación es 10 psig (0.7 bar). La modulación comienza cuando la presión de la línea alcanza el punto de fuera de línea menos 3 psig (0.2 bar), y continúa si la presión de la línea aumenta. La modulación se estabiliza cuando la salida del compresor es igual a la demanda de aire de la planta. Cuando la modulación está en el nivel fijado en la fábrica, la reducción máxima de capacidad llegará a aproximadamente 60% de la capacidad nominal del compresor. Si la demanda de aire cae por debajo de la salida modulada de 60%, la presión de línea aumentará levemente para activar el control Intellisys, descargando el compresor y ventilando el separador.

El selector de control automático (ACS) está diseñado para monitorear continuamente la demanda de aire de la planta y seleccionar la modalidad En Línea - Fuera de Línea o la modalidad Control por Modulación; la que sea más deseable en cualquier momento durante un día de operación.

Le permite al compresor operar en su modalidad más eficiente sin necesidad de vigilancia, reduciendo así los costos energéticos al mínimo.

Cuando el compresor opera en la modalidad de control En Línea - Fuera de Línea, la cantidad de tiempo que el compresor permanece en la condición “Fuera de Línea” es una indicación de la demanda de aire de la planta.

El controlador Intellisys está percibiendo y esperando una baja de presión de línea suficiente antes de señalar un cambio en la modalidad En Línea. Si el período de tiempo “Fuera de Línea” es relativamente corto, indicando así una alta demanda de aire, es preferible cambiar el sistema de control a una modulación de rango superior.

El Intellisys hace esto, y lo hace automáticamente, si el compresor descarga tres veces en un período de tiempo de tres minutos.

Si posteriormente disminuye la demanda de la planta, y aún bajo control modulado la presión de línea alcanza el ajuste del controlador Intellisys y el control cambia a la modalidad “Fuera de Línea”, el tiempo en esta modalidad todavía será monitoreado. Un largo período de tiempo “Fuera de Línea” indica una baja demanda de aire de la planta, lo que indica también la conveniencia de operar en la modalidad En Línea - Fuera de Línea.

El Intellisys hace esto, y lo hace automáticamente, si el compresor opera descargado por más de tres minutos.

- **Modulación solamente (modulationonly)**

Si se selecciona MODULATION ONLY en la rutina del punto de ajuste, la unidad pasará inmediatamente al modo de control de Modulación cuando esté funcionando.

Los 3 ciclos dentro del período de 3 minutos requeridos para que ACS pase a Modulación se pasan por alto. La unidad permanecerá en el modo Modulación hasta que se presione el botón UNLOAD (Descargar) o se cambie el punto de ajuste del Modo de Operación.

- **Tiempo de demora de carga**

Este es el período de tiempo durante el cual la presión de línea debe permanecer por debajo del punto de ajuste en línea antes de que el compresor tome carga o arranque (si es que la unidad se ha detenido a raíz de una situación de arranque o detención automática). Este timer no postergará la carga luego de un arranque o si el período seleccionado es 0. Cuando se activa el timer de demora de carga, la pantalla mostrará la cuenta regresiva del timer. Una vez que la cuenta regresiva llega a 0, la unidad tomará carga o arrancará

- **Funciones opcionales**

- **Control automático de arranque y detención**

Muchos sistemas de aire tienen demandas que varían grandemente, o gran capacidad de almacenamiento de aire que permite el control automático de la capacidad de aire en espera.

El sistema Intellisys ha sido diseñado para desempeñar esta función utilizando un módulo opcional de software.

El arranque y la detención automáticos están disponibles como una función opcional instalada en la fábrica, o puede ser instalada directamente en la planta.

Durante los períodos de poca demanda de aire, si la presión de línea sube hasta el punto de ajuste superior, el sistema Intellisys comienza una cuenta regresiva para la detención. Si la presión de línea permanece por encima del punto de ajuste inferior por el período de tiempo establecido en el ajuste, el compresor se detiene.

Al mismo tiempo, la pantalla indica que el compresor se ha detenido automáticamente y volverá a arrancar en forma también automática. El re arranque automático se producirá cuando la presión de línea caiga por debajo del punto de ajuste inferior.

Los puntos de ajuste superior e inferior y el tiempo de demora se fijan en el panel de control de Intellisys. Hay una demora de 10 segundos luego de la interrupción durante la cual el compresor no arrancará aun cuando la presión de línea caiga por debajo del punto de ajuste inferior. Esto es así para permitir que el motor se detenga completamente y que el controlador Intellisys recolecte los datos correspondientes a las condiciones actuales de funcionamiento. Si al final de los 10 segundos la presión de aire de línea es menor que el punto de ajuste inferior, la unidad arrancará a menos que el timer de demora de carga esté ajustado para más de 10 segundos.

- **Tiempo de demora para la toma de carga (Load Delay Time)**

Este es el período de tiempo durante el cual la presión de línea debe permanecer por debajo del punto de ajuste en línea antes de que el compresor tome carga o arranque (si es que la unidad se ha detenido a raíz de una situación de arranque o detención automática). Este timer no postergará la carga luego de un arranque o si el período seleccionado es 0. Cuando se activa el timer de demora de carga, la pantalla mostrará la cuenta regresiva del timer. Una vez que la cuenta regresiva llega a 0, la unidad tomará carga o arrancará.

- **Funcionamiento con arranque y detención automáticos**

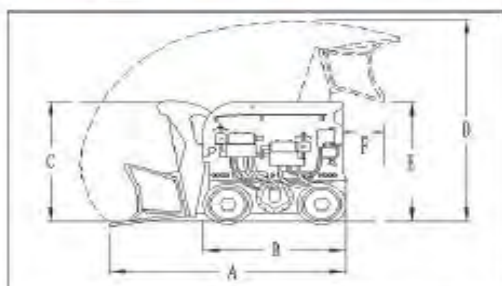
Siempre que está funcionando, el compresor debe cumplir con dos intervalos de tiempo específicos antes de que el controlador Intellisys detenga la unidad en una situación de arranque o detención automática.



### 3.3 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPAMIENTO QUE UTILIZA AIRE COMPRIMIDO

#### 3.3.1 Pala cargadora EIMCO 12B

#### **EIMCO 12B ROCKERSHOVEL**



A	OVERALL LENGTH	1910MM
B	BODY LENGTH	1080MM
C	MACHINE HEIGHT	1240MM
D	OVERALL HEIGHT	1970MM
E	DISCHARGE HEIGHT	1240MM
F	DISCHARGE LENGTH	450MM
	MACHINE WIDTH	670MM
	WIDTH WITH STEP PLATE	920MM
	CLEAN UP WIDTH	1980MM
	TRACK GAUGE	457-915MM
	TOTAL MASS	1950KG
	BUCKET CAPACITY	0.13 cu met
	LOADING CYCLE	6 seconds
	MOTORS	2*MOD 200
	AIR CONSUMPTION	7.08 cu met/m/min
	AIR PRESSURE RANGE	483-860Kpa
	AIR HOSE DIAMATER	38-50mm

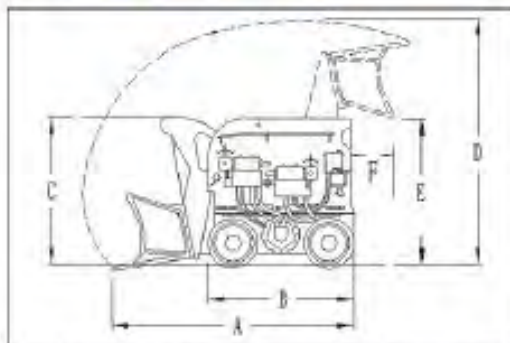


**goodman**

**Eimco  
Rocker Shovel**

### 3.3.2 Pala cargadora EIMCO 21B

## **EIMCO 21B ROCKERSHOVEL**



A	OVERALL LENGTH	2280MM
B	BODY LENGTH	1310MM
C	MACHINE HEIGHT	1490MM
D	OVERALL HEIGHT	2350MM
E	DISCHARGE HEIGHT	1390MM
F	DISCHARGE LENGTH	440MM
	MACHINE WIDTH	970MM
	WIDTH WITH STEP PLATE	1100MM
	CLEAN UP WIDTH	2380MM
	TRACK GAUGE	610-915MM
	TOTAL MASS	3275KG
	BUCKET CAPACITY	0.3 cu met
	LOADING CYCLE	7 seconds
	LOADING CAPACITY	1.4 cu met/min
	MOTORS	2*MOD 201
	AIR CONSUMPTION	8-9 cu met/min
	AIR PRESSURE RANGE	483-880Kpa
	AIR HOSE DIAMATER	50mm



**goodman**

**Eimco  
Rocker Shovel**



### 3.3.3 Perforadora BBC 16W

#### Martillo montado en empujador (roca semidura a dura)

B B C 1 6 W

8311 0401 10



[Crear hoja PDF](#)

[Solicitud de información](#)

Atlas Copco S.A.E.

+ 34 916 279 100

[Enviar un correo electrónico](#)

Vinculos rápidos

[Atlas Copco Print Shop](#)

[Atlas Copco Photo Archive](#)

Información del producto

Los martillos Atlas Copco montados en empujador y con barrido por agua están diseñados para el avance de galerías y túneles de pequeña sección transversal. Estos martillos de eficacia probada son conocidos por su alto rendimiento y fiabilidad. Están concebidos para su utilización en el rango de diámetros de barrenos de 27 a 41 mm (1-1 5/8 pulgadas) con buje de rotación hexagonal de 22 (7/8") de forma estándar. Cuando se usan con las brocas de botones cónicas Atlas Copco, la velocidad de penetración mejora en un 25-50% comparado con las barrenas integrales convencionales y duran de tres a cinco veces más. Este versátil martillo se puede usar en una amplia gama de aplicaciones. Tiene un robusto mecanismo de rotación por barra rifle, una gran longitud de carrera y una alta velocidad de penetración.

#### Características y ventajas

- Martillo de uso general, adecuado para la mayoría de las aplicaciones de perforación en roca semidura a dura
- Gran longitud de carrera, buena velocidad de penetración
- Robusto mecanismo de rotación por barra rifle
- Control del empujador situado en el cuerpo trasero del martillo

#### Aplicaciones

- Perforación de producción
- Minería y construcción
- Canteras de bloques

#### Datos técnicos

Unidades: [Métrica](#) | [Imperiales](#)

Technical Specifications	
Tipo de martillo	Martillo para perforación subterránea
Versión de martillo	Martillo montado en empujador
Peso	28.5 kg
Longitud	705 mm
Consumo de aire	60 l/s
Frecuencia de impacto	2340 blows/min
Diámetro del pistón	70 mm
Longitud de carrera	55 mm
Diámetro máximo de escariado	76 mm
Diámetro del barrenos	27 - 41 mm
Nivel de vibración 3 ejes (ISO 5349-2)*	16.6 m/s <sup>2</sup>
Nivel de potencia acústica garantizado, L <sub>w</sub> (ISO 15744)*	122 dB(A)
Nivel de presión acústica (ISO 15744)* L <sub>p</sub> , r=1m	111 dB(A)
Tamaño de culata (mm)	22x108
Tamaño de culata (pulgadas)	7/8x4 1/4
Suitable pusher leg	
Martillo montado en empujador	BMT 51, ALF 71, ALF 71-1, ALF 67/80

### 3.3.4 Perforadora S250

## S250 TECHNICAL INFORMATION

### Jackleg / Sinker Drill

Jackleg / Sinker Rock drill Specification:		
	Metric	U.S.
Bore	79.4 mm	3.126 in
Stroke	73.25 mm	2.884 in
Blows / Minute	2200 @ 6.2 bar	90 psi
Air Consumption	4.4 m <sup>3</sup> / min @ 6.2 bar	156 cfm @ 90 psi
Air Connection	-	1 in BSP
Water Connection	-	1/2 in BSP

#### Notes:

1. The figures in these tables have been calculated based on field experience, and may be reasonably expected.
2. Actual drilling capacity will depend on in-hole tools and conditions, drilling techniques and equipment used.

Supply Hose ID (required):		
	Metric	U.S.
Air	25 mm	1 in
Water	12 mm	1/2 in

Steel Size (HEX) - Chuck End:		
	Metric	U.S.
Standard	22 mm HEX x 108 mm long	7/8 in HEX x 4-1/4 in long
Optional	25 mm HEX x 108 mm long	1 in HEX x 4-1/4 in long

\* Drill designed to accept collared/tapered HEX steel to ISO standard 723

Standard S250 Airleg (Sold Separately):		
	Metric	U.S.
Bore Diameter	68 mm	2.677 in
Stroke Length	1295 mm	51 in
Thrust	230 kg at 6.2 bar	506 lb @ 90 psi

Optional S250 Airleg (Sold Separately):		
	Metric	U.S.
Stroke Length	991 mm	39 in
Stroke Length	762 mm	30 in

Noise Emissions*		
Muffled	- Noise Pressure	113.5 dB(A)
	- Power	126.5 dB(A)
Unmuffled	- Noise Pressure	116.0 dB(A)
	- Power	129.0 dB(A)

#### Notes:

1. Noise levels are measured in accordance with ISO3744 and SANS1470 (Part 4)
2. \*Boart Longyear has done extensive research and testing in noise reduction and have found that a proper hearing conservation program is an effective means of dealing with elevated noise levels.

### 3.3.5 Perforadora RD285Sandvik

## RD285

RD285 with its high drilling performance is most suited for quick drilling operations. Its powerful percussion and torque ensure a fast drilling speed in any rock formation. All internal parts are wear protected and highly durable which in turn results in low spare parts cost and enables the drill to maintain its high performance for a long period of time. The drill and the leg are well balanced which gives a stable operation with a minimum of recoil. RD285 operates with a high drilling speed and minimizes the operator's fatigue and the cost of drilling.

#### HIGH DRILLING SPEED

RD285 has a piston diameter of 76.2mm (3") and a tubular valve with high air efficiency. The drill with its strong percussion and torque is performing at its best in hard rock when drilling semi-long holes.

#### EASE OF OPERATION

A good balance between the rock drill and the leg ensures a stabilized operation with a minimum of

recoil. The exhaust deflector can be oriented in any direction to keep the exhaust air out of the way of the operator.

#### DURABILITY AND CONTINUOUS HIGH PERFORMANCE

The external parts of the drill are made of special steel of high rigidity and surface hardness, and the hard working internal parts are lubricated via a full-lubrication system. The long service life of the different parts is resulting in low maintenance and spare parts costs.

#### LIGHT SUPPORT LEG PROVIDING STABLE FEED PRESSURE

The RL85 Support Leg is designed to ideally match with RD285 making the drill to fully display its performance. Made of super duralumin, the leg is light in weight and very easy to handle. This leg is very convenient for drilling at high positions and for drilling with a long drill steel.



Technical specifications for RD285								
Shank	Water flushing	Air flushing	Weight (kg)	Length overall (mm)	Piston stroke (mm)	Piston Dia (mm)	Air cons. m <sup>3</sup> /min at 6 bar	Part No.
22x108	x	-	21	675	68	76.2	3.5	782100902F



Technical specifications for RL85 Support leg					
Weight (kg)	Length (mm)	Length (mm, extended)	Feed length (mm)	Feed cylinder Dia (mm)	Part No.
15.2	1750	2960	1210	62	782790800C

## **CAPÍTULO 4**

### **EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO**

#### **4.1 EQUIPAMIENTO A SER SUMINISTRADO POR AIRE COMPRIMIDO EN MINA CHILCAS**

La casa de compresoras Chilcas debe abastecer de aire comprimido a la mina para ayudar a la ventilación adecuada y al equipamiento utilizado en mina como: perforadoras y palas, cuyo número y características son las siguientes:

El número de perforadoras existente en la mina es de 240 unidades, de las cuales 10 son de marca Sandvick y 230 de marca Toyo. Durante un turno de 8 horas deben encontrarse operativas 60 perforadoras.

El número de palas existente en la mina es de 40 unidades, de las cuales 35 son de modelo 12B y 5 de modelo 21B. Durante un turno de 8 horas deben encontrarse operativas 8 palas.

##### **4.1.1 Requerimiento de aire comprimido**

El requerimiento de aire comprimido para un turno de 8 horas es el siguiente:

**Tabla 4.1:** El requerimiento de aire comprimido para un turno de 8 horas

CANTIDAD	EQUIPO	CONSUMO DE AIRE	PRESIÓN	CONSUMO TOTAL DE AIRE
6	Pala cargadora 12B	480,0 m <sup>3</sup> /h	90 psig	2880 m <sup>3</sup> /h
2	Pala cargadora 21B	540,0 m <sup>3</sup> /h	90 psig	1080 m <sup>3</sup> /h
25	Perforadora BBC 16W	21,6 m <sup>3</sup> /h	90 psig	540 m <sup>3</sup> /h
20	Perforadora S250	264,0 m <sup>3</sup> /h	90 psig	5280 m <sup>3</sup> /h
15	Perforadora RD285	210,0 m <sup>3</sup> /h	74psig	3150 m <sup>3</sup> /h
2	Comp. para ventilación	1806,0 m <sup>3</sup> /h	90 psig	3612 m <sup>3</sup> /h
<b>TOTAL DE CONSUMO</b>				<b>16542 m<sup>3</sup>/h</b>

El factor de seguridad, por concepto de pérdidas, se encuentra en el 10% y 20%, se elegirá un 15% con lo que la necesidad de aire comprimido será de: **19023,3 m<sup>3</sup>/h.**

#### **4.1.2 Cálculo de la caída de presión en el sistema**

De acuerdo a la instalación de tuberías, mostrado en el plano 01, que conducirán el aire comprimido hasta el punto de utilización, se tiene el siguiente resumen:

Tubería Alvenio de  $\varnothing$  16" = 50 metros, 1 codo de 90°.

Tubería Alvenio de  $\varnothing$  12" = 1720 metros, 3 codos de 90°.

Tubería Alvenio de  $\varnothing$  10" = 525 metros, 4 codos de 90°.

##### **4.1.2.1 Determinación de las pérdidas primarias**

Para la determinación de caída de presión estática en los diferentes tramos de la tubería se hará uso de la siguiente fórmula:

$$\Delta p = 450 * \frac{q_c^{1,85} * l}{d^5 * p}$$

$\Delta p$ : Caída de presión (bar)

$q_c$ : Flujo de aire (l/s)

$d$ : Diámetro interno de la tubería (mm)

$l$ : Longitud de la tubería (m)

$p$ : presión absoluta inicial (bar (a))

Las recomendaciones de caída de presión, según el fabricante Atlas Copco, son las siguientes:

**Tabla 4.2:** Recomendaciones de caída de presión, según el fabricante Atlas Copco

Caída de presión a través de tuberías de servicio	0,03 bar
Caída de presión a través de tuberías de distribución	0,05 bar
Caída de presión a través de accesorios	0,02 bar
<b>Caída de presión total en una instalación de tuberías fija</b>	<b>0,10 bar</b>

Por condiciones de seguridad en el servicio se asumirá que todo el flujo de aire comprimido (16542m<sup>3</sup>/h)/(4595 l/s) llegará hasta el final del tramo de  $\phi 10''$  (254,0 mm).

**Tabla 4.3:** Determinación de las pérdidas primarias

<b>DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS</b>				
<b>DIAMETRO</b>	<b>LONGITUD (m)</b>	<b>CAUDAL (m<sup>3</sup>/h)/(l/s)</b>	<b>p (bar(a))</b>	<b><math>\Delta p</math> (bar)</b>
$\phi 16'' = 406,4$ mm	50	16542/4595	9,1	$1,439 \cdot 10^{-3}$
$\phi 12'' = 304,8$ mm	1720	16542/4595	9,1	0,209
$\phi 10'' = 254,0$ mm	525	16542/4595	8,9	0,162
<b><math>\Delta p</math> TOTAL(bar)</b>				<b>0,372</b>

De acuerdo a lo calculado la pérdida de presión estática a través de las tuberías de distribución de  $\phi 12''$  y  $\phi 10''$  han superado las recomendaciones de caída de presión del fabricante de compresores Atlas Copco.



#### 4.1.2.2 Determinación de las pérdidas secundarias

Existen diversos métodos para calcular las pérdidas secundarias debido a los accesorios de una canalización, siendo el más usado en los manuales especializados, con muchos datos experimentales, que permiten con unas sencillas operaciones determinar su valor, el método del coeficiente “n”.

Este método se basa en calcular la pérdida de carga de un elemento de la conducción en función de la presión dinámica Pd del aire que circula y de unos coeficientes «n» de proporcionalidad, determinados experimentalmente, para cada uno según su forma y dimensiones. La fórmula usada es:

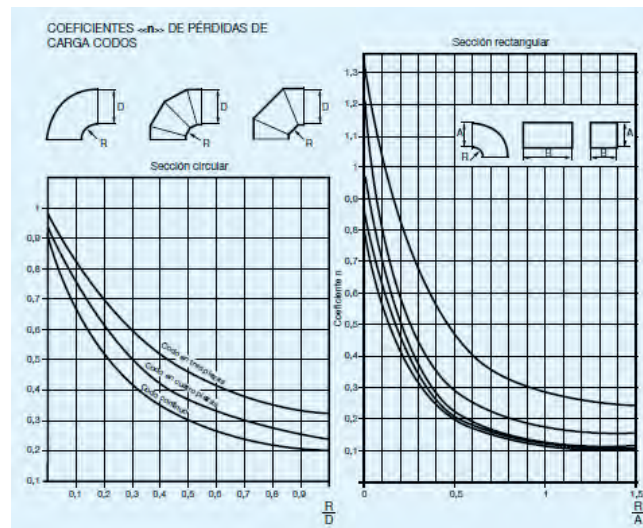
#### **Pérdida de carga**

$$\Delta P = n \times P_d \text{ [mmc.d.a.]}$$

De esta forma calcularemos uno a uno los accidentes de la conducción que, sumados a los de los tramos rectos, tendremos la pérdida de carga total del sistema de conducción.

La presión dinámica Pd que aparece en la fórmula puede hallarse fácilmente del siguiente modo. A partir del caudal de aire que circula Q(m<sup>3</sup>/h) y el área del conducto A(m<sup>2</sup>), determinaremos la velocidad v (m/s) del aire. Con este dato, y la fórmula  $P_d = (v^2/16.3)/10^4$  determinaremos la presión dinámica Pd (bar) que necesitamos para aplicar la fórmula de la pérdida de carga.

Como para la conducción del aire comprimido se han utilizado como accesorios codos de 90°, con relación de radio de curvatura con el diámetro de 1, utilizaremos la figura 4.1 para determinar el coeficiente “n”.



**Figura 4.1:** Coeficiente de “n” de pérdidas de carga en codos.

**Tabla 4.4:** Determinación de las pérdidas secundarias

DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS						
DIAMETRO/ CODOS	Nº	CAUDAL (m <sup>3</sup> /s)	AREA/VELOC. (m <sup>2</sup> )/(m/s)	Pd (bar)	n	ΔP (bar)
16" = 0,41 m/1		4,595	0,132/34,8	0,0074	0,2	0,00148
12" = 0,31 m/3		4,595	0,075/61,3	0,0204	0,2	0,01224
10" = 0,25 m/4		4,595	0,049/93,8	0,0539	0,2	0,04312
<b>ΔP TOTAL(kPa)</b>						<b>0,05684</b>

De acuerdo a las recomendaciones de Atlas Copco, la suma de las pérdidas de presión por accesorios calculadas ha superado a la presión recomendada.

Por consiguiente la pérdida total del sistema será: **0,372+ 0,05684 = 0,42884 bar.**

Un sistema bien diseñado no debería de tener más de 0,10 bar de caída de presión desde el compresor hasta la última aplicación. Nuestro cálculo demuestra que para satisfacer la demanda de aire comprimido por turno supera esta recomendación. Un sistema con mucha pérdida de presión obliga a presurizar a los compresores.

#### 4.2 DATOS DE LA CASA DE COMPRESORAS CHILCAS

La casa de compresoras Chilcas, a julio del 2011, cuenta con 12 compresoras de 200kW/276Hp de simple etapa, todas accionadas eléctricamente y 6 compresoras de 221kW/276Hp de simple etapa, accionadas por motor diesel, cuyas características son las siguientes:

**Tabla 4.5:** Características técnicas de casa de compresoras Chilcas

<b>COMPRESOR CON MOTOR ELECTRICO INGERSOLL RAND EP250-S</b>				
# C	Presión (bar(m)/psi(m))	Potencia Nominal (kW/HP)	Flujo (m <sup>3</sup> /h/cfm)	Flujo total (m <sup>3</sup> /h)
12	7,5/110	200/250	1806/1066	21756
<b>COMPRESOR CON MOTOR DIESEL INGERSOLL RAND</b>				
06	7,5/110	221/276	1241/730	7446
<b>CAPACIDAD INSTALADA</b>				<b>29202</b>

Nuestra demanda de aire comprimido incluyendo el factor de seguridad es de 19023,3 m<sup>3</sup>/hy nuestra capacidad instalada es de 29202 m<sup>3</sup>/h, 53.5% más de nuestra demanda.

Si nuestra demanda es sólo cubierta con compresores accionados por motores eléctricos nuestra capacidad instalada sería de 21756 m<sup>3</sup>/h, sólo un 14% más de nuestra demanda.

La demanda de aire comprimido para operaciones está en aumento, los compresores accionados por motores eléctricos, de una sola etapa, con más de 15 años de servicio son 7, los cuales han cumplido su ciclo de vida y necesitan reemplazo. Los compresores accionados con motores diesel con más de quince años de vida son 4 e igualmente han cumplido su ciclo de vida y necesitan ser reemplazados.

En cuanto a costo de generación de aire comprimido entre compresoras accionadas por motores eléctricos y compresoras accionadas por motores diesel es el siguiente:

**Tabla 4.6:** Costo de producción por m<sup>3</sup> de aire comprimido

<b>TIPO DE COMPRESORA</b>	<b>USAS/m<sup>3</sup></b>
Accionada por motor eléctrico	0,010
Accionada por motor diesel	0,020

Por lo que es conveniente en la medida de lo posible, usar sólo compresoras accionadas por motores eléctricos.

#### **4.3 CONDICIONES AMBIENTALES DE FUNCIONAMIENTO**

Temperatura ambiente normal: 12 ° C

Temperatura ambiente máxima: 22 ° C

Presión atmosférica: 0,6 bar(a)

Humedad: 60 %

#### **4.4 CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE CONDENSADO DEL AIRE COMPRIMIDO**

Para el cálculo de la cantidad de condensado generado en el proceso de compresión de aire se hará uso de la siguiente tabla:

**Tabla 4.7:** Características del aire húmedo saturado a presión atmosférica estándar para varias temperaturas.

T (°C)	Ps (kg/cm <sup>2</sup> )	Hs (mm Hg)	Vs (m <sup>3</sup> /kg aireseco)	Xs (kg agua/kg aire seco)
0	0,006228	4,58	0,7786	0,003772
1	0,006696	4,93	0,7817	0,004057
2	0,007194	5,29	0,7850	0,004361
3	0,007725	5,68	0,7882	0,004685
4	0,008290	6,10	0,7915	0,005031
5	0,008891	6,54	0,7948	0,005399
6	0,009531	7,01	0,7982	0,005791
7	0,010211	7,51	0,8016	0,006208
8	0,010933	8,04	0,8050	0,006652
9	0,011700	8,61	0,8085	0,007124
10	0,012514	9,20	0,8120	0,007625
11	0,013378	9,84	0,8155	0,008159
12	0,014294	10,5	0,8192	0,008725
13	0,015264	11,2	0,8228	0,009326
14	0,016292	12,0	0,8265	0,009964
15	0,017380	12,8	0,8303	0,01064
16	0,018531	13,6	0,8341	0,01136
17	0,019749	14,5	0,8380	0,01212
18	0,02104	15,5	0,8420	0,01293
19	0,02240	16,5	0,8460	0,01378
20	0,02383	17,5	0,8501	0,01469
21	0,02535	18,6	0,8543	0,01564
<b>22</b>	<b>0,02695</b>	<b>19,8</b>	<b>0,8585</b>	<b>0,01666</b>
23	0,02864	21,1	0,8629	0,01773
24	0,03042	22,4	0,8673	0,01887
25	0,03230	23,8	0,8719	0,02007
26	0,03427	25,2	0,8766	0,02134
27	0,03635	26,7	0,8813	0,02268
28	0,03854	28,3	0,8862	0,02410
29	0,04084	30,0	0,8912	0,02560
30	0,04327	31,8	0,8963	0,02718
31	0,04581	33,7	0,9016	0,02885
32	0,04849	35,7	0,9070	0,03063
33	0,05130	37,7	0,9126	0,03249
34	0,05425	39,9	0,9183	0,03447
35	0,05735	42,2	0,9242	0,03655
36	0,06059	44,6	0,9304	0,03875
37	0,06400	47,1	0,9367	0,04109
38	0,06757	49,7	0,9431	0,04352
39	0,07131	52,4	0,9499	0,04611
40	0,07523	56,3	0,9568	0,04884
41	0,07934	58,3	0,9640	0,05173
42	0,08363	61,5	0,9714	0,05478
43	0,08813	64,8	0,9792	0,05800
44	0,09284	68,3	0,9872	0,06140
45	0,09775	71,9	0,9955	0,06499
46	0,10288	75,7	1,004	0,06878
47	0,10825	79,6	1,013	0,07279
48	0,11386	83,7	1,022	0,07703
49	0,11972	88,0	1,032	0,08151
50	0,12583	92,5	1,042	0,08625

T: Temperatura, °C.

Ps: Presión parcial de vapor de agua, kg/cm<sup>2</sup> absoluto.

Hs: Presión parcial de vapor de agua, mm Hg absoluto.

Vs: volumen específico de la humedad del aire, m<sup>3</sup>/kg<sub>aire seco</sub>.

Xs: Humedad absoluta, kg<sub>agua</sub>/kg<sub>aire seco</sub>.

#### **4.4.1 Cantidad de condensado por 1 kg de aire seco**

El aire es admitido en el compresor a una temperatura ambiente máxima de 22°C y una humedad relativa de 60% y es comprimido hasta 8,5 bar(a) y llevado a un tanque pulmón de 4 m<sup>3</sup> expuesto al medio ambiente.

La cantidad de condensado generado del aire comprimido debido al enfriamiento puede ser encontrado como la diferencia entre el vapor de agua contenido en el aire antes y después de la compresión.

##### **4.4.1.1 Cantidad de agua antes de la compresión**

De la tabla 4.7, la humedad absoluta del aire saturado a 22°C es:

$$X_s = 0,01666 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

Entonces la humedad absoluta a 60% de humedad relativa es:

$$X = 0,01666 * 0,6 = 9,996 * 10^{-3} \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}} = 9,996 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

##### **4.4.1.2 Cantidad de agua después de la compresión**

De la tabla 4.7, la humedad absoluta del aire saturado a 22°C es:

$$X_s = 0,01666 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

La humedad absoluta del aire comprimido a 8,5 bar(a) a 22°C es:

$$X_o = 0,01666/8.5 = 1,96 * 10^{-3} \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}} = 1,96 \text{ g}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$$

#### 4.4.1.3 Cantidad de condensado generado

$$X_w = X_s - X_o = 9,996 - 1,96 = 8,036 \text{ g agua/kg aire seco}$$

#### 4.4.1.4 Cantidad de condensado por m<sup>3</sup> de aire inducido

De la tabla 4.7, el volumen específico del aire a 22°C es:

$$V_s = 0,8585 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

Entonces la cantidad de condensado en g/m<sup>3</sup> es:

$$8,036/0,8585 = 9,36 \text{ g/m}^3$$

Como la capacidad del compresor es de 1806 m<sup>3</sup>/h, la cantidad total de condensado es:

$$9,36 * 1806 = 16904,16 \text{ g/h}$$

## 4.5 COMPORTAMIENTO DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO A JULIO DEL 2011

El primer paso para reducir los costos y aumentar la productividad es comprender cómo se comporta el sistema, para esto se ha realizado un levantamiento de datos de las necesidades de aire comprimido en la situación actual y tomándose las mediciones de presión de compresión versus el tiempo y el número de compresoras encendidas versus el tiempo durante los meses de Febrero y Marzo del 2011, obteniéndose los siguientes resultados.

4.5.1 Presión entregada a mina

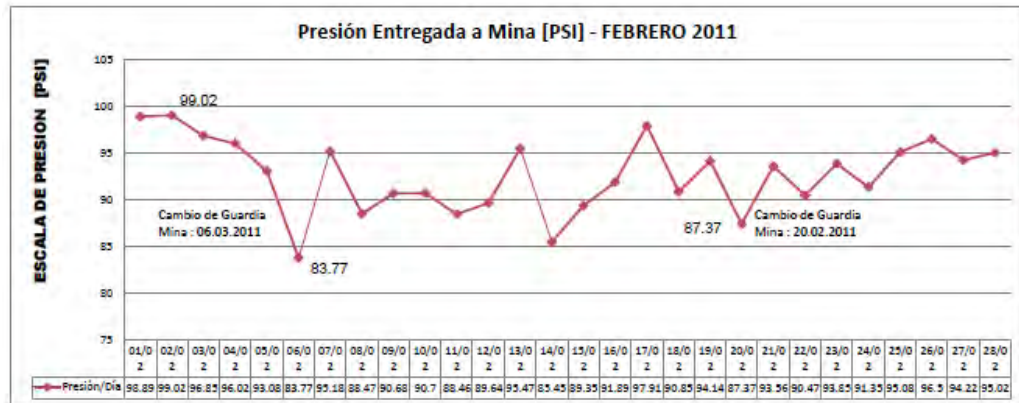


Figura 4.2: Presión entregada a mina versus tiempo

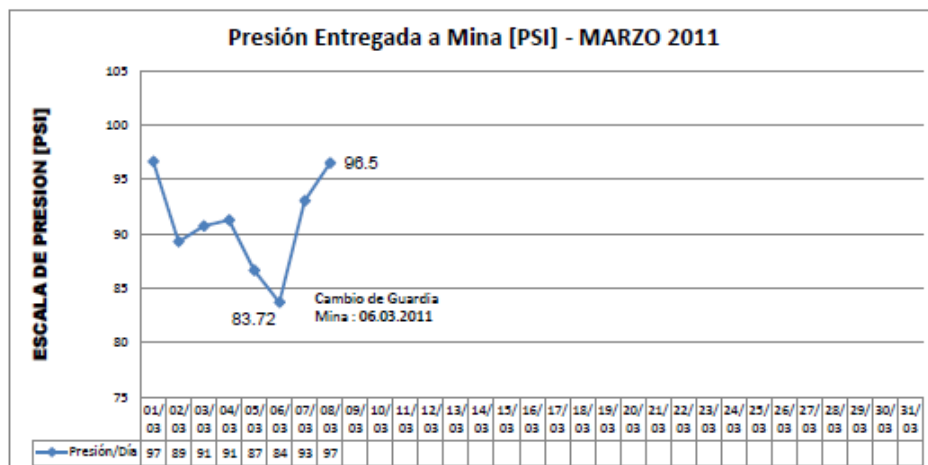


Figura 4.3: Presión entregada a mina versus tiempo

Un punto muchas veces pasado por alto es que la compresión tiene un costo y el usar aire a más presión de la requerida representa un sobrecosto. Como regla se puede tener que cada 2 psi de presión es 1% adicional de energía. Los compresores entregan el aire a 110 psig y el consumo de los equipos están entre 74 y 90 psig. El mes de febrero, presentó un pico de 99,02 psig y una presión mínima de 83,77 psig. Siendo la entrega de aire comprimido conformado por 11 compresores accionados con motor eléctrico y 4 compresores accionados con motor diesel.



4.5.2 Demanda de equipos

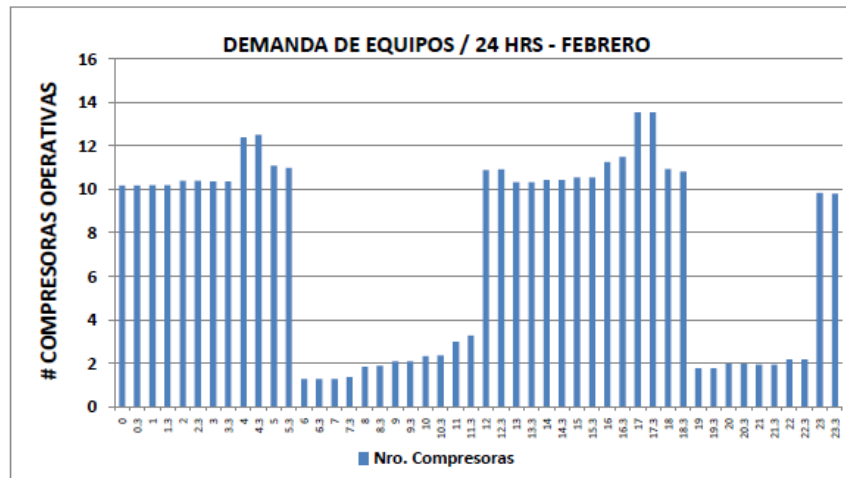


Figura 4.4: Número de compresoras encendidas versus tiempo

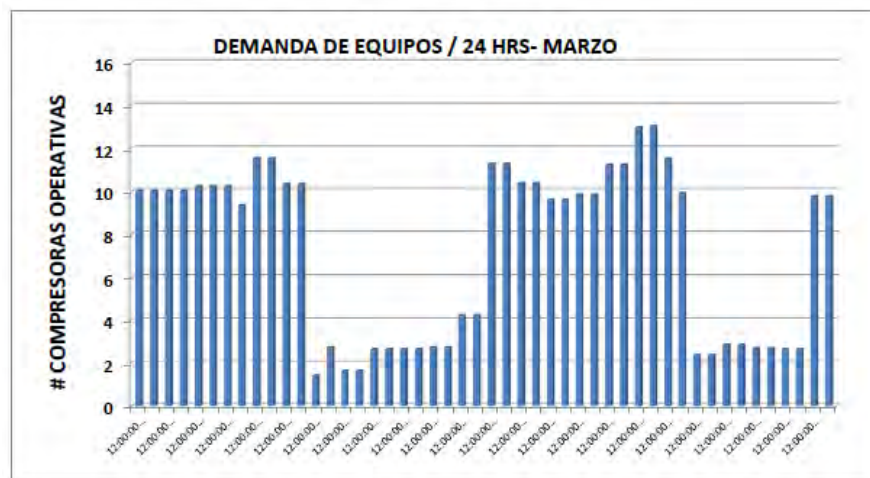
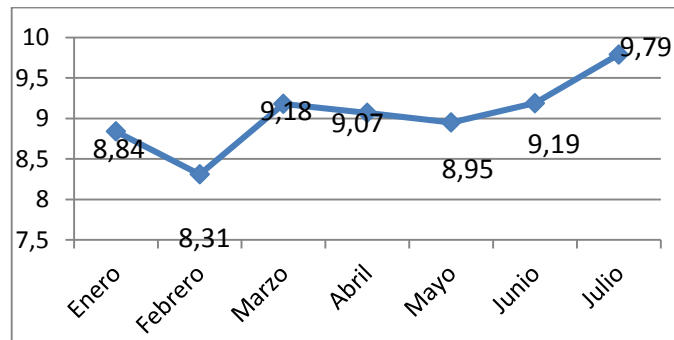


Figura 4.5: Número de compresoras encendidas versus tiempo

4.5.3 Generación de aire comprimido

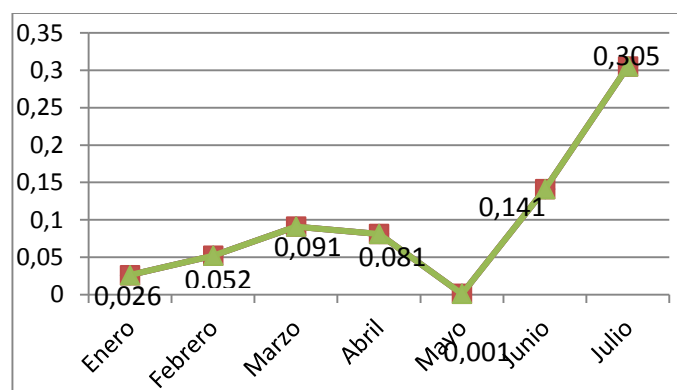
Las labores de explotación y avances orientados hacia la profundización del yacimiento han aumentado lo que conlleva a un incremento de la demanda del aire comprimido, como se muestra en el gráfico.



**Figura 4.6:** Generación de aire comprimido en  $m^3*10^6$  por mes

Esto origina una nueva necesidad de capacidad instalada de aire comprimido, de 13 compresoras en el año 2009 a 17 compresoras en el año 2010, las que se están cubriendo con compresoras diesel originando que se incremente la capacidad de operación de  $23025,7 m^3/h$  (13,542 CFM) a  $28126,6 m^3/h$  (16,542 CFM) y un incremento de necesidad por número de labores de  $58895,6 m^3/h$  (34,638 CFM) a  $86593,7 m^3/h$  (50,928 CFM) (sin considerar el factor de simultaneidad).

#### **4.5.4 Participación de compresores con motores diesel en la generación de aire comprimido**



**Figura 4.7:** Participación de compresores con motores diesel en la generación de aire comprimido, en  $m^3*10^6$  por mes

Con esta información tenemos una idea clara del funcionamiento del sistema de aire comprimido en diferentes horarios de operación en el estado actual. A partir de esta información se pueden plantear alternativas para poder reducir los costos operativos, aumentar la productividad y confiabilidad del sistema.

De las figuras 4.4 y 4.5 se puede observar que existe un desbalance de aire comprimido utilizado con el que proporcionan los compresores, deduciéndose que muchos compresores pasan gran parte del tiempo trabajando a carga parcial o existe gran cantidad de fugas, lo que significa hacer un uso ineficiente de energía.

Cuando se trabaja con múltiples compresores en paralelo, una correcta secuencia de control es fundamental para lograr la mayor eficiencia de energía. Para nuestro caso, como los compresores utilizados son de velocidad fija, la configuración más eficiente es realizar el encendido y apagado de compresores para satisfacer los volúmenes de demanda lo más cercana posible.

Las fugas de aire son por demás la causa más común de consumo excesivo de aire, a su vez generan demanda artificial que hace muy difícil estabilizar el sistema. Un porcentaje admisible de fugas no debe exceder del 10% del total. Las fugas son inevitables pero se deben mantener controladas. Para esto se recomienda medirlas y realizar un programa de detección y reparación de fugas cada seis meses. En nuestro caso esto no se ha realizado.

## **CAPÍTULO 5**

### **EVALUACIÓN ECONÓMICA**

#### **5.1 COSTO**

##### **5.1.1 Costo de producción de aire comprimido**

###### **5.1.1.1 General**

La energía eléctrica es la más frecuente fuente de energía para la producción de aire comprimido industrial. En muchas instalaciones de aire comprimido hay frecuentemente significativas y no utilizadas posibilidades de ahorro de energía incluyendo recuperación de energía, reducción de la presión, reducción de fugas y optimización de las operaciones a través de la correcta elección de un sistema de control y regulación, así como la elección del tamaño del compresor.

Al planear una nueva inversión, es mejor mirar tan lejos hacia el futuro como sea posible e intentar evaluar los impactos de las nuevas situaciones y demandas que podrían afectar a la instalación de aire comprimido.

Los costos de energía son claramente el factor dominante para el costo total de la instalación. Por lo tanto, es importante centrarse en encontrar soluciones que cumplan con las exigencias de rendimiento y calidad, así como la demanda para la utilización eficiente de la energía. El costo adicional asociado con la adquisición de

compresores y otros equipos que cumpla con ambas de estas demandas se percibirán con el tiempo como una buena inversión.

Como el consumo de energía a menudo representa aproximadamente el 80% del coste total, debe tenerse cuidado en la selección del sistema de regulación. La diferencia significativa en los sistemas de regulación disponible supera las diferencias significativas en los tipos de compresor. Una situación ideal es cuando la capacidad total del compresor corresponde precisamente al consumo de aire de la aplicación.

La regulación de velocidad ha demostrado ser un método de regulación popular debido a su considerable potencial de ahorro de energía. Pensar cuidadosamente y permitir que sus requerimientos de aplicación ayuden a la selección del equipo de regulación adecuado a fin de obtener buenos resultados.

#### **5.1.1.2 Costo de asignación**

Los costos de inversión son un costo fijo que incluye el precio de compra, construcción, seguros, instalación y los costos de infraestructura.

La proporción de los gastos de inversión como parte del coste total está determinada en parte por la selección del nivel de calidad de aire comprimido y en parte por el período de amortización y la tasa de interés aplicable.

La proporción de los costos de energía está determinada por el tiempo de funcionamiento anual, el grado de utilización de carga/descarga y la energía de la unidad de costos.

## **5.2 OPORTUNIDADES DE AHORRO**

### **5.2.1 Requisitos de alimentación**

Al hacer cálculos, es importante aplicar el concepto general de requerimiento de energía. Todos los consumidores de energía que pertenecen a una instalación de compresión deben contabilizarse: por ejemplo, filtros de entrada de ventiladores y bombas, secadores y separadores.

### **5.2.2 Presión de trabajo**

La presión de trabajo afecta directamente el requerimiento de energía. Presión superior significa mayor consumo de energía: en promedio 8% más de energía para 1 bar de presión superior. Aumentando la presión de trabajo para compensar una caída de presión siempre provoca deterioro a la economía de funcionamiento.

A pesar de este efecto económico adverso, aumentar la presión del compresor es un método utilizado comúnmente para superar caídas de presión causadas por un mal dimensionado del sistema de tubería o por atascos de los filtros.

### **5.2.3 Consumo de aire**

Mediante el análisis de rutinas y el uso de aire comprimido, pueden encontrarse soluciones para proporcionar una carga más equilibrada en el sistema de aire comprimido. Así puede evitarse la necesidad de producción de flujo de aire mayor para reducir los costos operativos.

El consumo no rentable, que generalmente es una consecuencia de fugas, equipos desgastados, procesos que no se ha configurado correctamente o el uso incorrecto de

aire comprimido, es mejor rectificado con el incremento de la conciencia general. Dividir el sistema de aire comprimido en las secciones que se pueden separar mediante válvulas de cierre puede servir para reducir el consumo durante la noche y durante los fines de semana.

Con frecuencia las fugas pueden equivaler a 10-15% del flujo de producción de aire comprimido.

Disminuir la presión por sólo 0,3 bar reduce fugas en un 4%. Si la fuga en una instalación de 100 m<sup>3</sup>/min es del 12% y la presión se reduce en 0,3 bar, esto representa un ahorro de aproximado de 3 kW.

#### **5.2.4 Método de regulación**

Mediante un sistema moderno de control principal, la planta central de compresor puede operar óptimamente para diferentes situaciones de funcionamiento mientras aumenta la seguridad y disponibilidad.

La selección del método adecuado de regulación alienta el ahorro de energía a través de la baja presión del sistema y un mejor grado de utilización, el cual es optimizado para cada máquina de la instalación. Al mismo tiempo aumenta la disponibilidad, reduciendo así el riesgo de inactividad no planificado. También, el control central permite la programación para la reducción de la presión automática en todo el sistema durante la operación por la noche y los fines de semana.

El consumo de aire comprimido rara vez es constante, la instalación de compresión debe tener un diseño flexible, utilizando una combinación de compresores. Los

compresores pueden operarse con control de velocidad y los compresores de tornillo son especialmente adecuados para ello, como su caudal y su consumo son prácticamente proporcionales a su velocidad.

### **5.2.5 La calidad del aire**

El aire comprimido de alta calidad reduce la necesidad de mantenimiento, incrementa la fiabilidad de operación del sistema neumático, del sistema de control e instrumentación limitando el desgaste de las máquinas de propulsión de aire.

Si el sistema de aire comprimido es concebido en seco, libre de aceite desde el principio, la instalación será menos costosa y más simple, como el sistema de tubería no tiene que estar equipado con un separador de agua. Cuando el aire es seco, no es necesario descargar el aire en la atmósfera para eliminar la condensación. Los drenajes de condensación en el sistema de tubería también no son necesarios, lo que significa menores costos de instalación y mantenimiento. La solución más económica puede obtenerse mediante la instalación de un secador central aire comprimido.

La experiencia ha demostrado que la reducción de costos de instalación y mantenimiento de un sistema con aire comprimido seco cubrirá el costo de inversión de los equipos de secado. La rentabilidad es muy alta, incluso cuando el equipo de secado debe agregarse a las instalaciones existentes.

### **5.2.6 Mantenimiento**

Como con todos los equipos, la instalación de un compresor requiere algún tipo de mantenimiento. Sin embargo, los costos de mantenimiento son bajos en



relación con otros costes y puede reducirse aún más mediante una cuidadosa planificación de las medidas. La elección del nivel de mantenimiento es determinada por la necesaria fiabilidad y el rendimiento de la instalación de aire comprimido.

El mantenimiento constituye la parte más pequeña del costo total de la instalación de la propiedad. Depende en general de cómo la instalación ha sido planificada y la elección particular de los compresores y equipos auxiliares.

El presupuesto total de mantenimiento se ve afectada por:

- a) El tipo de compresor
- b) El equipamiento auxiliar (secadores, filtros, equipamiento de control y regulación)
- c) Ciclo de operación carga/descarga
- d) Condiciones de la instalación
- e) La calidad del aire
- f) Planeamiento de mantenimiento
- g) Selección del nivel de seguridad
- h) Grado de utilización

El costo de mantenimiento anual es generalmente entre 5 a 10% del valor de la inversión de la máquina.

#### **5.2.6.1 Planificación de mantenimiento**

Un mantenimiento del compresor bien planificado permite prever los costos y la vida útil de la máquina y los equipos auxiliares. También se reducen los costos con la reparación de pequeñas averías y se acorta el tiempo de inactividad.

La necesidad de reacondicionamiento de los componentes puede ser descubierta en una etapa temprana antes de daños significativos, evitando mayores daños posteriores y pérdida de tiempo innecesario.

### **5.3 COSTO DE CICLO DE VIDA**

#### **5.3.1 General**

Una forma común de describir y analizar la inversión en un producto, un material o un servicio determinado en un modo sistemático y simplificado, es mediante un análisis de costos de ciclo de vida (LCC). Este análisis examina todas las etapas del ciclo de vida de la operación producto o del servicio.

Los resultados de un análisis de costos de ciclo de vida pueden servir como base para la toma de decisiones que minimizará el impacto sobre el medio ambiente del producto o el servicio en las operaciones.

#### **5.3.2 Cálculo de análisis de costos de ciclo de vida**

Cálculos de análisis de costos de ciclo de vida se utilizan cada vez más como una herramienta para evaluar varias opciones de inversión. Incluidos en el cálculo de análisis de costos de ciclo de vida son combinados los costos debido al producto de funcionamiento durante un período específico, que incluyen los gastos de capital, el costo de operación y el costo de servicio de mantenimiento.

Esto sirve como base para definir los requisitos para una instalación nueva. Sin embargo, cabe señalar que un cálculo de análisis de costos de ciclo de vida a menudo es sólo una estimación calificada de costos futuros y es algo limitado debido a que

está basada en el conocimiento actual de la condición del equipamiento y afectados por futuras evoluciones en los precios de energía.

#### **5.4 EVALUACIÓN ECONÓMICA PARA EL REEMPLAZO DE CINCO COMPRESORAS ELÉCTRICAS DE UNA ETAPA**

Atendiendo a las recomendaciones expuestas, se procederá a la evaluación económica para el reemplazo de cinco compresores eléctricos de una etapa, que tienen más de 15 años de operación en promedio, cuenta con desgastes internos, están originando incremento del consumo específico de energía, con una reducción de producción de aire comprimido, por dos compresoras eléctricas de dos etapas, con ello se espera reducir los consumos específicos de energía de 26,20 a 16,8 kW/100 SCFM y a la vez se espera incrementarlas eficiencias volumétricas de 87% a 98%.

##### **5.4.1 Evaluación de parámetros**

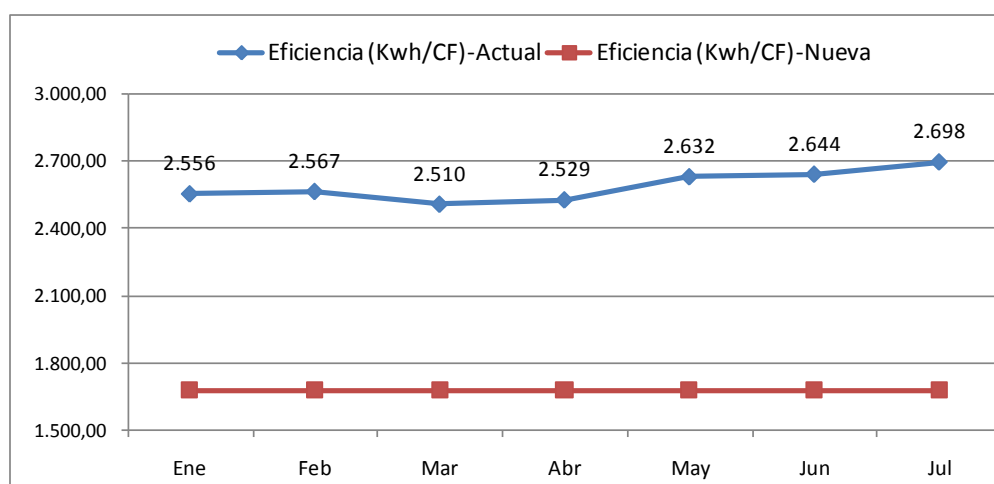
En la operación, evaluación y parámetros de medición, se observó que contamos con cinco compresoras para su reparación (Overhaul), por contar con elementos principales desgastados, se considera que su reparación es 46% de su valor de adquisición.

Las características técnicas de los compresores de una y dos etapas se presentan en la tabla 5.1.

**Tabla 5.1:** Características de los compresores de una y dos etapas

EQUIPO	EP 250	XFE 450 2S
Presión (bar(m)/psi(m))	7,5/110	8,5/125
Potencia nominal (kW/HP)	200/250	350/450
Generación nominal de aire (m <sup>3</sup> /h/cfm)	1806/1066	3204/1886
Potencia específica (kW/100 SCFM)	21,8	16,8
Generación real de aire (SCFM)	917	2405
Horas de operación mensual (h)	450	450
Generación de energía (kWh)	89.958	181.818
Costo de energía (US\$/kWh)	0,07	0,07
Costo de energía mensual (US\$/mes)	6.297	12.727
Costo de repuestos y materiales (US\$/año)	5.640	6.131
Inversión en overhaull (US\$/60000 h)	39.710	0
Generación real de aire (SCFM)	4585 (5 equipos)	4810 (2 equipos)

Reemplazando cinco compresoras de un etapa por dos compresoras de dos etapas nuevas, cubrimos la demanda de aire comprimido con menos energía (449,790 kWh a 363,636 kWh). Además se obtendría un caudal de aire 5% superior al actual, es decir 225 SCFM.



**Figura 5.1:** Eficiencia actual y con el reemplazo de cinco compresoras eléctricas en (kWh/CF)

## **5.5 EVALUACIÓN DEL ECONÓMICA DEL PROYECTO**

Como la categoría del proyecto es reemplazo de equipos, la evaluación económica se efectúa a través del flujo de caja diferencial, realizando dos flujos de caja; situación sin proyectos y situación con proyectos, sin considerar los costos irrelevantes al proyectos; mano de obra, supervisión.

En los flujos consideramos los beneficios, inversiones y costos relevantes; beneficios (compresora actual y nueva), inversiones (adquisición de compresora nueva, reparación general de compresora actual) y costos (consumos de energía, repuestos, depreciación de compresora nueva y repotenciación de compresora actual).

### **5.5.1 Flujos de Caja**

Se ha asumido como horizonte del proyecto de 10 años; vida útil de la compresora nueva. Además como valor de inversión en US\$ 164,705 y reparación general en US\$ 39,710 por cada compresora.

**EVALUACIÓN SIN REEMPLAZO (5 Compresoras de 1 Etapa CE)**

<b>Situación Base</b>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ventas		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costo de Energía		-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822	-377.822
Cto de Rptos. y Material		-28.200	-28.482	-28.767	-29.054	-29.345	-29.638	-29.935	-30.234	-30.537	-30.842
Depreciación (overhaul)		-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710	-39.710
Valor residual		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Utilidad		-445.732	-446.014	-446.299	-446.587	-446.877	-447.171	-447.467	-447.767	-448.069	-448.374
Impuestos (Ahorro)		133.720	133.804	133.890	133.976	134.063	134.151	134.240	134.330	134.421	134.512
Utilidad Neta		-312.013	-312.210	-312.409	-312.611	-312.814	-313.020	-313.227	-313.437	-313.648	-313.862
Depreciación (overhaul)		39.710	39.710	39.710	39.710	39.710	39.710	39.710	39.710	39.710	39.710
Overhaul	-198.550					-198.550					
<b>Flujo Caja</b>	<b>-198.550</b>	<b>-272.303</b>	<b>-272.500</b>	<b>-272.699</b>	<b>-272.901</b>	<b>-471.654</b>	<b>-273.310</b>	<b>-273.517</b>	<b>-273.727</b>	<b>-273.938</b>	<b>-274.152</b>

**EVALUACIÓN CON REEMPLAZO (2 Compresoras de 2 Etapas XFE 450 2S)**

<b>Con Proyecto</b>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ventas	60.000										
Valor residual											82.353
Costo de Energía		-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454	-305.454
Cto de Rptos. y Material		-12.262	-12.385	-12.508	-12.634	-12.760	-12.887	-13.016	-13.147	-13.278	-13.411
Depreciación		-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941	-32.941
Utilidad	60.000	-350.657	-350.780	-350.904	-351.029	-351.155	-351.283	-351.412	-351.542	-351.673	-269.454
Impuestos	-18.000	105.197	105.234	105.271	105.309	105.347	105.385	105.423	105.463	105.502	80.836
Utilidad Neta	42.000	-245.460	-245.546	-245.633	-245.720	-245.809	-245.898	-245.988	-246.079	-246.171	-188.617
Depreciación		32.941	32.941	32.941	32.941	32.941	32.941	32.941	32.941	32.941	32.941
Valor residual											82.353
Inversión	-329.410										
<b>Flujo Caja</b>	<b>-287.410</b>	<b>-212.519</b>	<b>-212.605</b>	<b>-212.692</b>	<b>-212.779</b>	<b>-212.868</b>	<b>-212.957</b>	<b>-213.047</b>	<b>-213.138</b>	<b>-213.230</b>	<b>-73.324</b>

### **5.5.2 Resultados**

Como se aprecia, los indicadores de evaluación económica, proyectan resultados positivos, influenciado principalmente por el ahorro anual de consumos de energía con valor económico de US\$ 72,368 anual.

Además los beneficios netos futuros actualizados (ahorro de costos de US\$ 408,983), superan la inversión diferencial de US\$ 88,860 programada para el año cero (0).

El tiempo de recuperación de la inversión es de 1.74 años.

**Flujo Diferencial (US\$)**

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Con reemplazo	-287.410	-212.519	-212.605	-212.692	-212.779	-212.868	-212.957	-213.047	-213.138	-213.230	-73.324
Sin reemplazo	-198.550	-272.303	-272.500	-272.699	-272.901	-471.654	-273.310	-273.517	-273.727	-273.938	-274.152
<b>Saldo Diferencial</b>	<b>-88.860</b>	<b>59.784</b>	<b>59.895</b>	<b>60.008</b>	<b>60.122</b>	<b>258.787</b>	<b>60.353</b>	<b>60.470</b>	<b>60.588</b>	<b>60.708</b>	<b>200.828</b>

<b>VAN</b>	12,00%	<b>408.983</b>
<b>TIR</b>		<b>77%</b>
<b>PAY BACK (años)</b>		<b>1,74</b>



## **CONCLUSIONES**

Se culminado el estudio de funcionamiento actual del sistema de aire comprimido identificándose la obsolescencia de componentes del sistema de aire comprimido.

Este estudio permite facilitar el crecimiento progresivo y ordenado del sistema de aire comprimido a fin de que se cumpla con las expectativas de las demandas proyectadas.

Se ha presentado la propuesta de mejora del sistema de aire comprimido con un análisis económico del proyecto.

La evaluación se ha apoyado en el fundamento teórico de la termodinámica, conocimientos que han sido fundamentales para el desarrollo de la presente Tesis.

Se ha seleccionado el compresor de tornillo de dos etapas por sus características técnicas, el ahorro de energía que representa y por los antecedentes de funcionamiento que se tenían cuando se usaban compresores de tornillo de una etapa.

La descripción detallada de las rampas de perforación ha permitido realizar la evaluación del sistema de aire comprimido en forma adecuada y por la gran movilidad de las máquinas que utilizan aire comprimido se ha simulado, para la evaluación, que el uso total aire comprimido se encuentra al final del sistema de tuberías.

La vida útil de los compresores depende fundamentalmente del mantenimiento de éstos, por lo que se ha establecido un mantenimiento preventivo programado, atendiendo las recomendaciones del fabricante y las experiencias obtenidas en mina.

Del estudio realizado al sistema actual se desprende que las pérdidas totales de presión estática han superado los límites recomendados por los fabricantes de compresoras, lo que lleva a trabajar al sistema con presiones superiores para poder vencer estas pérdidas de presión, con la consiguiente pérdida económica.

La demanda actual de aire comprimido de la mina obliga al funcionamiento total de las compresoras, accionadas por motores eléctricos y motores por combustión interna, lo cual encarece la generación de aire comprimido.

El remplazo de compresoras, de acuerdo a los indicadores económicos, proyectan resultados positivos, influenciado principalmente por el ahorro anual de consumos de energía con un valor económico de US\$ 72,368 anual.

Además los beneficios netos futuros actualizados (ahorro de costos de US\$ 408,983), superan la inversión diferencial de US\$ 88,860 programada para el año cero (0).

El tiempo de recuperación de la inversión es de 1.74 años,

## **BIBLIOGRAFÍA**

1. EN ISO 12100-1:2003 AMD 1 2009, Safety of Machinery – Basic concepts, General principles for design – Part 1: Basic Terminology, Methodology
2. EN ISO 12100-2:2003 AMD 1 2009, Safety of Machinery – Basic concepts, General principles for design – Part 2: Technical Principles
3. EN ISO 3744:2009, Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure –
4. Engineering method
5. EN 60034- Part 1 to 30, Rotating Electrical Machines – Rating and Performance
6. EN 60204-1:2009, Safety of Machinery – Electrical Equipment of Machines – Part 1: General Requirements
7. EN 60439-1:2004, Low-voltage switchgear and control gear assemblies – Part 1: Type tested and partially type tested assemblies
8. ISO 3857-1:1977, Compressors, pneumatic tools and machines - Vocabulary - Part 1: General
9. ISO 3857-2:1977, Compressors, pneumatic tools and machines - Vocabulary - Part 2: Compressors
10. ISO 5390:1977, Compressors - Classification
11. ISO 1217:2009, Displacement compressors – Acceptance tests
12. ISO 5389:2005, Turbo-compressors – Performance test code
13. ISO 7183:2007, Compressed air dryers – Specifications and testing

14. ISO 12500:2007-Part 1 to 3, Filters for Compressed Air – Test Methods
15. ISO 8573-Part 1 to 9, Compressed Air – Contaminants and purity classes – Test Methods
16. Guía técnica sistemas de aire comprimido comisión nacional para ahorro de energía [www.conae.gob.mx](http://www.conae.gob.mx)
17. Ventilación en minas subterráneas Curso de capacitación Compañía peruana de uso minero ecológico y técnico [compumet\\_ingenieros@yahoo.com](mailto:compumet_ingenieros@yahoo.com)
18. Método para el control automatizado de los parámetros de ventilación y seguridad en una mina subterránea de carbón en Boyacá. Universidad Tecnológica y Pedagógica de Colombia
19. Eficiencia en sistemas de aire comprimido Proenergía SAC [proenergía@speedy.com.pe](mailto:proenergía@speedy.com.pe)