

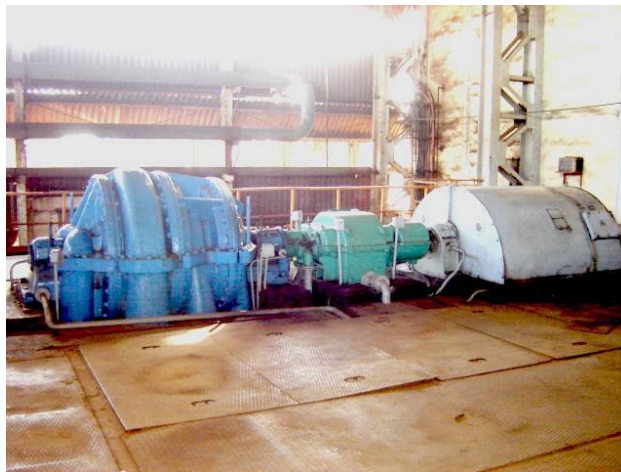


República de Cuba  
Ministerio de Educación Superior  
Instituto Superior Minero Metalúrgico  
Dr. Antonio Núñez Jiménez  
Facultad de Metalurgia y Electromecánica  
Departamento de Ingeniería Mecánica

---

## **TESIS EN OPCIÓN AL TÍTULO DE MÁSTER EN CIENCIAS TÉCNICAS**

**TÍTULO:** Evaluación de la eficiencia energética de la instalación de aire comprimido de los compresores modelo K-500 de la Empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”



Autor: Ing. Roberto Hinojosa Rivera

Tutor: Dr. Alberto Turro Breff  
Departamento de Ingeniería Mecánica  
Facultad de Metalurgia y Electromecánica  
Instituto Superior Minero Metalúrgico.

**Consultante:**

Dr. Luis García Faure  
Departamento de Ingeniería Mecánica  
Facultad de Mecánica  
Instituto Superior Politécnico “Julio Antonio Mella”

---

## ***PENSAMIENTOS***

---

*“Creo en el milagro de lo que puede hacer el trabajo, de lo que puede hacer la ciencia y de lo que pueden hacer los hombres”.*

***Fidel Castro Ruz***

*“El conocimiento es experiencia, todo lo demás es información”.*

***Albert Einstein.***

*“Revolución es cambiar todo lo que debe ser cambiado,  
Es igualdad y libertad plena,  
Es ser tratado y tratar a los demás como seres humano.  
Revolución, es no mentir jamás ni violar principios éticos.”*

***Fidel Castro Ruz.***

## *Agradecimientos:*

---

Agradezco especialmente a todas aquellas personas que me apoyaron para la realización de esta tesis:

- ✚ A los estudiantes Edivan Sablón y Juan Manuel Guilarte por su dedicación, sacrificio y buen resultado obtenido en la tesis de Ingeniería.
- ✚ A los Doctores (Alberto Turro Breff, Luis Garcia Faure, Manuel Garcia Rente, Felix Morales, Secundino Marrero R, Raul Izquierdo Pupo, etc.), por su incondicionalidad, exigencia, colaboración, apoyo, paciencia y sobre todo ser fieles consejeros en el desarrollo de este trabajo.
- ✚ A mis dos hijas; Viviana y Yohandra por ser lo más lindo de mi vida.
- ✚ A mis Padres, hermanas, hermano, a toda mi familia, a todas mis amistades, a todos los que desinteresadamente me mostraron el camino del éxito.
- ✚ A mi esposa Dania, Dianita, Armandito, por su apoyo en todo momento, su amor y dedicación incondicional.
- ✚ A todos los trabajadores de la Empresa Cmdte. “Ernesto Che Guevara” que me brindaron su ayuda, especialmente a Ifrain Abad Chávez, Antonio M. Urgellez, Juan Manuel Olivares, Oniel Rodriguez García, Ricardo Rodríguez, Miguel Ángel Martínez Sarduy, Oscar Pérez Arguelles, Herley Ricardo Sánchez, Ramón Baquero Arias, David Luperón Lafita, Carlos Rafael Rodríguez, Ariel Díaz Puig, Julio M. Alba Tejeda, Armando Matos López, Joel Pelegrín Rodríguez, Ignacio Ávila Domínguez, Héctor Villafañe, Alejandro Betancourt, Milagros Castañeda, Nidia Palacios, Isabel Rosales, Orlando Vega Áreas, Cleudis de la Cruz, Ilde de la cruz; Miladis Alvarez, Gerardo Reyes Matos, a todos muchas gracias.
- ✚ A todos los profesores del Departamento de Mecánica del ISMM de Moa, sobre todo a los profesores MSc. Mario Feliu Rosado, MSc. Isnel Rodriguez, MSc. Yoalbis Torres, Jorge Luís Rodriguez, por preocuparse por la calidad y terminación de la tesis.

# ÍNDICE

CONTENIDO	PÁG
<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo I Marco teórico de la investigación</b>	
1.1 Introducción	7
1.2 Trabajos precedentes	7
1.3 Clasificación de las máquinas de aire comprimido.	9
1.3.1 Clasificación atendiendo a la presión de trabajo.	9
1.3.2 Clasificación atendiendo al número de etapas.	9
1.3.2.1 Compresores Dinámicos (Centrífugos).	10
1.3.2.1.1 Características generales de los Compresores Centrífugos.	11
1.3.2.1.2 Regulación de la capacidad de los compresores centrífugos.	13
1.3.2.1.3 Regulación con variación de la característica de la red.	13
1.3.2.3.4 Análisis del tipo de regulación en las máquinas centrífugas.	13
1.4 Características del aire comprimido.	14
1.5 Principales parámetros que caracterizan el transporte de aire comprimido por tuberías.	15
1.5.1 Caudal volumétrico del compresor.	15
1.5.2 Presiones de trabajo.	16
1.5.3 Frecuencia de rotación en el árbol del compresor.	16
1.5.4 Potencia en el árbol del compresor.	16
1.5.5 Otros parámetros que caracterizan el transporte de aire comprimido por tuberías.	16
1.5.5.1 Velocidad del gas.	16
1.5.5.2 Diámetro de las tuberías en la instalación de aire comprimido.	17
1.5.5.3 Temperatura del gas a la entrada del compresor.	17
1.5.5.4 Humedad del aire.	17
1.6 Sistema de lubricación.	18
1.6.1 Tipos de Lubricantes.	18
1.7 Conclusiones del Capítulo I.	19
<b>Capítulo II Materiales y Métodos utilizados en el diseño de la investigación</b>	
2.1 Introducción	20
2.2 Materiales y técnicas utilizadas	20
2.2.1 Instrumentos de medición instalados y utilizados	20
2.2.2 Otros Materiales y documentos de referencia a utilizar.	22
2.3 Diseño experimental	22
2.3.1 Se aplicaran las siguientes técnicas experimentales	23
2.4 Metodología para la realización de las investigaciones experimentales en la instalación industrial objeto de estudio.	25
2.4.1 Diferentes experimentos a realizar.	25
2.5 Métodos de investigación utilizados.	27
2.5.1 Método de investigación documental y bibliográfica.	27
2.5.2 Método de investigación experimental.	27
2.5.3 Método inductivo-deductivo.	27
2.5.4 Método de investigación teórico	27

## ÍNDICE

2.5.5	Método práctico de observación científico y medición.	28
2.5.6	Método de investigación estadístico y técnicas computacionales.	
2.6	Sistema de lubricación.	28
2.6.1	Principio de funcionamiento	28
2.7	Metodología de cálculo de los parámetros de flujo de aire comprimido para compresores centrífugos.	30
2.7.2	Pérdidas de presión para el transporte de aire por tramos de tuberías.	46
2.7.3	Pérdidas por fugas en la red de distribución de aire comprimido.	48
3.7	Conclusiones del Capítulo 2.	51
<b>Capítulo III</b>	<b>Resultados de los experimentos, Valoración Económica e Impacto Ambiental del Objeto de Estudio.</b>	
3.1	Introducción	52
3.2	Resultados de los experimentos realizados en la instalación industrial.	52
3.3	Evaluación de la instalación en explotación.	64
3.4	Construcción de las curvas del sistema.	65
3.5	Propuesta de recomendaciones para el mejoramiento de la eficiencia de la instalación en explotación.	68
3.6	Evaluación Económica de las Variantes Propuestas.	69
3.7	Evaluación que ejerce el sistema de transportación de aire comprimido al medio ambiente. Afectaciones medioambientales.	72
3.7.1	Impacto ambiental asociado al proceso.	74
3.7.2	Pérdidas de la sensibilidad auditiva.	75
3.7.3	Pérdidas por la mala calidad del aire succionado.	76
3.7.4	Pérdidas por mantenimientos no planificados.	77
3.7.5	Pérdidas por consumo de energía eléctrica.	77
3.7.6	Pérdidas metalúrgicas.	78
3.7.7	Impacto ambiental asociado al proceso.	78
3.7.8	Mediciones de polvo en suspensión.	78
3.7.9	Impacto social.	80
3.8	Conclusiones del Capítulo III.	80
	Conclusiones Generales	82
	<b>Recomendaciones</b>	83
	<b>Bibliografía</b>	
	<b>Anexos</b>	

## RESUMEN

En el trabajo se desarrolla una metodología de cálculo para compresores centrífugos de 3 etapas con enfriadores intermedios que permitió establecer la influencia de los parámetros de trabajo que intervienen en este sistema.

Mediante el cálculo verificativo de la red de tuberías de distribución de aire y las corridas experimentales se comprobó que existe un mal dimensionamiento, desde la salida de los compresores hasta los consumidores, por la existencia de muchos accesorios y grandes distancias, provocando excesivas caídas de la presión de aire.

Se determinó la eficiencia volumétrica en la salida de los compresores K-500 para diferentes regímenes de trabajo en distintos horarios del día y meses del año.

Se propusieron dos variantes factibles desde el punto de vista económico, las cuales permiten mejorar el estado actual de la instalación. Estas incluyen modificaciones e inversión de nuevos compresores.

Con el desmontaje del material aislante en los enfriadores intermedios y tuberías de succión y descarga, se logró mejorar la calidad del aire, aumentando su densidad en la salida del compresor en  $0.06 \text{ kg/m}^3$ . La temperatura del aire en la línea de salida de los compresores disminuyó en  $3.04^\circ\text{C}$ , reduciendo el consumo de energía en  $18,64 \text{ kJ/s}$ . La temperatura del agua disminuyó en  $12.98^\circ\text{C}$  como promedio, disminuyendo el consumo de energía en  $4,92 \text{ kJ/s}$ . El consumo de energía eléctrica se redujo en  $28 \text{ kW/h}$ .

La aplicación de los cambios propuestos produce un impacto económico de 1,16 millones de CUC anualmente.



## SUMMARY

In the present work, all the proposed objectives were completed satisfactorily. A calculation methodology was developed for 3-stage centrifugal compressors with intermediate coolers that allowed establishing the influence of the work parameters involved in this system.

Through the confirmative calculation of the air distribution pipeline and experimental runs it was verified that there is a poor size from the compressors outlet to the consumers due to the existence of several accessories and big distances, resulting in excessive drops of air pressure.

With the installation of a flowmeter (orifice plate system) it was possible to determine the volumetric efficiency at the K-500 compressors outlet for different work regimens in different hours of the day and months of the year. There were reduced imports in respect of its purchase.

Two variants were proposed and that both are feasible from the economic point of view and they allowed improving the current conditions of the installation. These include modifications in that installation and investment of new compressors.

The disassembly of the insulating material in intermediate coolers, suction pipelines and discharge pipelines allowed to improve the air quality, increasing its density in the outlet in  $0.04 \text{ kg/m}^3$ . It was possible to diminish the air temperature at the compressors outlet line on  $3.04^\circ \text{C}$ , reducing the energy consumption in  $18.64 \text{ kJ/s}$  and it was possible to diminish the water temperature on  $12.98^\circ \text{C}$  as average, reducing the energy consumption in  $4.92 \text{ kJ/s}$ .

According to measurements of active power before and after the solution provided, the electric power consumption in the motor was reduced in  $28 \text{ kW/h}$ .

Economic calculation provided 1.16 millions of CUC yearly.

## INTRODUCCIÓN

El níquel es uno de los principales renglones de la economía de nuestro país. Por tal motivo esta industria cada año exige el incremento de la producción y la diversificación de productos derivados en aras de lograr mejores precios y consolidar el incremento de la eficiencia tecnológica, metalúrgica y energética.

El aire comprimido es una forma de energía de grandes aplicaciones y por sus múltiples ventajas constituye uno de los más avanzados medios de accionamiento de máquinas y equipos neumáticos.

Solo a modo de ejemplo es importante resaltar que el costo de energía para producir un  $\text{m}^3/\text{min}$  de aire a  $3,4 \text{ kgf/cm}^2$  ( $345158 \text{ Pa}$ ) por un compresor K-500 es de 0,015 CUC que equivale en un día a 21,6 CUC y 78894 CUC al año. Se puede estimar lo que le cuesta a la empresa la producción de aire comprimido, si conoce la potencia de sus compresores. Para estos compresores centrífugos con 2,5 MW de potencia, se conoce que el costo estimado de la energía eléctrica consumida asciende a 196,85 CUC, atendiendo a que cada MW cuesta 78,74 CUC, en el sector empresarial.

En la empresa Comandante “Ernesto Che Guevara” el suministro del flujo de aire tiene gran importancia e influencia en la obtención del níquel, por lo que para producir cada tonelada de níquel se necesitan  $45000 \text{ m}^3$  de aire, lo que representa que para las 30 000 toneladas de níquel planificadas al año se necesitan  $1\,350\,000\,000 \text{ m}^3/\text{aire}$ .

Este volumen de aire en la empresa se distribuye de la siguiente forma:

* Aire de transporte neumático	47,7 %	-	643 950 000 $\text{m}^3/\text{año}$
* Aire de servicio	3,88 %	-	52 380 000 $\text{m}^3/\text{año}$
* Aire Instrumento	2,66 %	-	35 910 000 $\text{m}^3/\text{año}$
* Aire tecnológico	45,76 %	-	617 760 000 $\text{m}^3/\text{año}$
Total	100 %	-	1 350 000 000 $\text{m}^3/\text{año}$



Como se puede apreciar el aire de transporte neumático es el que mayor influencia tiene en la producción de la empresa “Ernesto Che Guevara” y en el mismo inciden los siguientes compresores:

- \* Dos compresores K-500, uno de reserva y uno trabajando, ambos con capacidad volumétrica de 30 000 m<sup>3</sup>/h. Esto representa el 32 % del flujo total de transporte neumático de la empresa que es 206 064 000 m<sup>3</sup>.
- \* Cinco compresores 5HK, uno averiado y cuatro disponibles con capacidad volumétrica de 15 900 m<sup>3</sup>/h lo cual representa el 17 % del flujo de transporte neumático de la empresa por cada uno que es de 109 471 500 m<sup>3</sup>/año. Para los cuatro el flujo total es de 437 886 000 m<sup>3</sup>/año.

Este equipamiento es considerado como un puesto clave ya que es un equipo específico que tiene gran incidencia en el consumo real de energía de la termoeléctrica y esta entidad. Además, según datos obtenidos en el cierre del año 2006 el área de compresores resultó la de mayor incidencia en el consumo de energía eléctrica de la empresa con un 26,103 %, teniendo en cuenta los MW/m<sup>3</sup> de aire (SEN). Los compresores de aire que están destinados para el transporte neumático representan el 68 % del total de la energía de los compresores de la empresa y constituyen el objeto de estudio de esta investigación.

### **Proceso tecnológico de la instalación de aire comprimido en la Empresa “Ernesto Che Guevara”.**

#### **Estado de la instalación por diseño.**

Esta instalación cuenta con dos compresores centrífugos de tres etapas tipo K-500-61-1 y modelo CTD-2500-3800T4, los cuales aspiran aire atmosférico a través de una cámara de succión, independiente para cada compresor, a una temperatura de 30 °C, con humedad relativa promedio de 80%, produciendo aire comprimido a una presión máxima de hasta 8 kgf/cm<sup>2</sup> (810600 Pa) y a un caudal de 30000 m<sup>3</sup>/h (500 m<sup>3</sup>/min). Estos equipos fueron fabricados en la antigua URSS en el año 1980 y se pusieron en operación en el área de servicios energéticos de la planta Termoeléctrica en el año 1986 con el objetivo de suministrar aire caliente para la planta de gas

situada en Hornos de reducción de la empresa “Ernesto Che Guevara” (ver anexos 1 y 2).

Existe una cámara de succión para cada compresor, las cuales están situadas fuera del edificio en una zona libre, protegida de los rayos solares y del polvo o gases por una tela filtrante (ver anexo 3).

La tubería de succión es de 600 mm y no constituye una gran resistencia. La instalación cuenta con un motor tipo CI - 2500 - 3600 -T4 para cada compresor teniendo como características las siguientes: 3 fases, potencia de 2,5 MW, frecuencia de 60 Hz, voltaje en el estator de 10 kV y corriente de 166 amperes, 3600 revoluciones por minuto, voltaje de excitación de 70 kV y corriente 218 amperes. Cada motor se acopla directamente a un multiplicador de velocidad el cual alcanza en el árbol de salida 7585 revoluciones por minuto para una relación de transmisión de 2,107.

El aire succionado penetra al primer rodete de la primera etapa de compresión, luego pasa al segundo rodete y sale a una temperatura no mayor de 150 °C; al salir de la primera etapa de compresión pasa al enfriador intermedio numero uno y el aire sale a una temperatura no mayor de 55 °C. Después el aire penetra rodete 3 y 4 (segunda etapa de compresión) y sale a una temperatura no mayor de 150 °C. Al salir de esta etapa el aire llega al segundo enfriador intermedio y sale una temperatura no mayor de 65 °C. Luego el aire penetra al rodete 5 y 6 de la tercera etapa de compresión y sale a una temperatura no mayor de 135 °C, a una presión máxima de 8,0 kgf/cm<sup>2</sup> (810600 Pa). Posteriormente el aire pasa a través de dos enfriadores verticales instalados en paralelo, lográndose enfriar el aire hasta (40 o 42) °C.

Existe un colector final que realiza la función de uniformar la presión en la red. Tiene en su parte superior una válvula de seguridad, en la parte mas baja una válvula para la evacuación del agua. La red de tuberías de distribución hasta el colector tiene una longitud actual de 57,5 metros.

Según proyecto original la tubería de succión, pantalones, enfriadores intermedios y una zona de la tubería de descarga fueron protegidos con material aislante con el objetivo de mantener una alta temperatura del aire debido el servicio que se requería

en la planta de gas (ver en el anexo 4, figuras 1.4 (a, b y c)).

Debido a la demolición de la antigua Planta de gas en el año 1992 se comenzó a utilizar el aire para el servicio de transporte neumático y aire para la instrumentación y equipos auxiliares de servicio. En los últimos años la producción se ha incrementado gradualmente con las nuevas exigencias y retos hasta alcanzar actualmente un 47,7 % del volumen total del aire comprimido y utilizado en la entidad, lo que representa 643 950 000 m<sup>3</sup>/año en transporte neumático y un 3,88 % para el aire de servicio, el cual representa 52 380 000 m<sup>3</sup>/año.

### **Deficiencias de la instalación**

- ❖ Insuficiente control y desconocimiento de los parámetros de trabajo.
- ❖ Mala calidad del aire suministrado.
- ❖ Inadecuada red de suministro de aire mantenida con elevadas fugas.
- ❖ Existencia de aislamiento térmico en tuberías y enfriadores de aire.
- ❖ Ausencia de tela para filtrar el aire en la cámara de succión e instrumentos de medición.
- ❖ Inadecuada reserva de aire para los consumidores.

### **Situación problemática**

En la instalación de aire comprimido de los compresores modelo K-500 de servicios energéticos de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara se están presentando dificultades en el funcionamiento debido al insuficiente control y desconocimiento de los parámetros de trabajo, la mala calidad del aire suministrado, la inadecuada red de suministro de aire mantenida con elevadas fugas, dificultades en el aislamiento térmico en enfriadores intermedios y tuberías de aire, ausencia de dispositivos de filtración del aire en la cámara de succión e instrumentos de medición; así como la inadecuada reserva de aire para los consumidores, desconociéndose los volúmenes reales de entrega y demanda, todos estos factores conducen a elevadas pérdidas, trabajo inestable de los consumidores y un alto consumo de energía eléctrica de la instalación, trayendo consigo grandes dilapidaciones de recursos en la empresa.

**Problema**

Inexistencia de una metodología de cálculo que posibilite el conocimiento de los parámetros de trabajo y de la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores K-500 de la empresa “Ernesto Che Guevara”.

**Hipótesis**

Es posible evaluar la eficiencia energética y tecnológica de la instalación de aire comprimido de los compresores K-500 de la empresa “Ernesto Che Guevara”, estableciendo una metodología de cálculo del sistema.

**Objetivo General**

Establecer la metodología de cálculo que posibilite evaluar la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores K-500, así como analizar la red de distribución hasta el colector de salida.

**Objeto de la investigación**

Compresores K-500 y el sistema de tuberías con accesorios hasta el colector de salida de la instalación de aire comprimido, de la planta termoenergética de la empresa “Ernesto Che Guevara”.

**Campo de la investigación**

Parámetros de eficiencia energética y tecnológica de los compresores centrífugos de tres etapas modelo K-500 de la instalación de suministro de aire de la planta termoenergética de la empresa “Ernesto Che Guevara”.

**Objetivos específicos**

1. Diagnosticar los parámetros principales de la instalación de aire comprimido en la planta termoenergética de la Empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”, así como realizar un defectado de los instrumentos y equipos.
2. Establecer una metodología de cálculo que posibilite evaluar la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores K-500 y analizar la red de distribución hasta el colector de salida.



3. Realizar una valoración técnica del esquema de medición del fluido en la instalación y proponer mejoras técnicas para incrementar la eficiencia de la instalación.

### **Tareas del trabajo**

1. Establecer el estado del arte y sistematizar los conocimientos y teorías relacionadas con la instalación de aire comprimido.
2. Desarrollar una metodología de cálculo para evaluar la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores K-500 y verificar la eficiencia volumétrica de la instalación.
3. Realizar mediciones de los parámetros fundamentales de la instalación y obtener la correlación y validación de las variables que intervienen en los experimentos.
4. Analizar los resultados obtenidos y realizar las recomendaciones técnicas para el conjunto del sistema, así como la valoración económica y medioambiental.

A continuación se nombran los métodos de investigación utilizados en este trabajo.

- ✓ Método de investigación documental y bibliográfica
- ✓ Método de investigación experimental
- ✓ Método práctico de observación científico y medición.
- ✓ Método de investigación estadístico y técnicas computacionales

## Capítulo I: Marco teórico de la Investigación

### 1.1 Introducción

Es de vital importancia realizar una investigación acerca de los principales trabajos abordados por diferentes autores para definir los conceptos fundamentales, teóricos y prácticos.

**Objetivo principal:** Analizar los aspectos teóricos que caracterizan el transporte de aire comprimido por tuberías y establecer el estado del arte.

### 1.2. Trabajos Precedentes

Numerosos estudios se han realizado desde el punto de vista tecnológico para lograr mayor eficiencia en la generación, tratamiento, transporte y uso del aire comprimido. González (1997), expone el cálculo de una red de tuberías para la distribución del aire comprimido, donde recomiendan para instalaciones grandes, caídas de presión no mayor de  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$ , desde la central compresora hasta el punto de consumo más alejado.

Neerken y Parsons (1986), presentan un análisis de las características de los compresores para la producción de aire comprimido, para hacer una selección preliminar del tipo de compresor y tamaño adecuado. Kern (1988), expone como obtener la mejor distribución física de una planta para bombas y compresores con vista a economizar tuberías y estructuras junto con la facilidad de operación y mantenimiento e instalaciones de unidades motrices y componentes auxiliares. Piter y Burke (1975), desarrollan una metodología para predecir el funcionamiento de los interenfriadores y posenfriadores de compresores en condiciones de servicios diferentes a las de diseño. Sisson (2000), ha desarrollado una forma fácil de tomar las temperaturas de compresión usando un método gráfico en sistemas de aire comprimido. Winters (1995), recomienda la forma de elegir los aceites para la lubricación de los compresores y analiza los posibles riesgos de incendio por el uso de aceites inadecuados y el mal manejo del compresor.

Según Pacheco (1984), las teorías más divulgadas sobre el transporte neumático por tuberías horizontales, verticales y codos que aparecen en la literatura, establecen

relaciones entre sus datos experimentales y cierto coeficiente que vincula las pérdidas por fricción debido al gas, que en esta investigación es el aire limpio.

De los últimos trabajos revisados en el campo tecnológico podemos resaltar el de Dynamic Air (2002), donde se expone una explicación detallada de las aplicaciones y ventajas de los sistemas de transporte neumático en fase densa para manipular materiales sólidos de diferentes características ya sean abrasivos, frágiles o difíciles de manejar. Se incluye en este artículo el diseño de ajustadores de presión (Boosters) para un completo control del material a través de la tubería de transporte.

No menos importante resulta el trabajo desarrollado por Lady (1998), donde refiere el método para una adquisición correcta de compresores teniendo en cuenta que la comparación entre diferentes ofertas se haga sobre la base de aplicar la relación de eficiencias de trabajo igual, pues de otra forma podría resultar engañosa si se considera solamente los rendimientos adiabáticos e isotérmicos como parámetros de comparación.

En la empresa Ernesto Che Guevara (2003), se realizó un proyecto de desarrollo tecnológico, el que tuvo como objetivo fundamental la sustitución de las bombas de transporte neumático por bombas de dobles cabezales que operan con mayor eficiencia y estabilidad, el incremento de los volúmenes de transportación del mineral y la sustitución del sistema de aire centralizado, para disminuir el consumo de energía e incrementar la productividad, sin embargo no se contemplaron los suministradores iniciales (compresores modelo K-500).

Cherkasski (1971) y Church (1987), establecen una metodología de cálculo, pero solo para una etapa de compresión y no tienen en cuenta el cálculo de algunos parámetros en el caso de que la instalación incluya enfriadores intermedios.

Faires (1969), analiza los procesos termodinámicos que influyen en los compresores según su clasificación con lo que el autor concuerda.

Torres, 2002 estableció un modelo empírico – teórico para el transporte neumático del mineral laterítico en fases fluidas y densa que permite, mediante la simulación, predecir los parámetros racionales de trabajo de los sistemas industriales en la empresa

Comandante “Ernesto Che Guevara” pero no hace un análisis del sistema de aire comprimido.

### **1.3 Clasificación de las máquinas de aire comprimido**

Las máquinas soplantes centrífugas se clasifican por la presión y por el número de etapas.

#### **1.3.1 Clasificación atendiendo a la presión de trabajo.**

La presión es un parámetro que caracteriza el trabajo de los compresores y su valor depende del grado de elevación. Atendiendo a la presión de trabajo en la salida se clasifican en:

- Ventiladores: Máquinas que sirven para la aspiración e inyección de aire y gases a una baja presión, comprendida entre 111457.5 y 151987.5 Pa.
- Máquinas de impulsión mediana (Sopladores de aire y de gas): Se utilizan para inyectar aire y gases sin enfriamiento a una presión comprendida entre 111457.5 y 354637.5 Pa.
- Máquinas de alta presión (turbocompresores): Se utilizan en la compresión de aire y gases hasta cargas mayores del orden de 405300 a 1013250 Pa. Estas maquinas van provistas de refrigeración. Existen otras de construcción especial para trabajar a una presión de 2533125 a 3039750 Pa.
- Máquinas de vacío (ventiladores radiales o centrífugos): Sirven para aspirar gases de los aparatos que se encuentran bajo calefacción y para la compresión de estos gases hasta la presión atmosférica. Se denominan ventiladores radiales o centrífugos

#### **1.3.2 Clasificación atendiendo al número de etapas.**

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y al caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos de construcción. Cherkasski (1971) divide los compresores en grupos de acuerdo con el género de gas que se desplaza, del tipo de transmisión y de la destinación del compresor.



Atendiendo al número de etapas y al tipo de construcción se distinguen dos grandes grupos de compresores (ver el anexo 1-1):

- Compresores de Desplazamiento Positivo o Volumétricos
- Compresores Dinámicos (Centrífugos).

### 1.3.2.1 Compresores Dinámicos (Centrífugos).

El compresor dinámico (centrífugo) trabaja basado en el principio de la dinámica de los fluidos. El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina).

Estas máquinas destinadas a la compresión del gas cuando el gasto medido a las condiciones de la succión es de 800 a 1200 veces la relación de compresión planteada, o cuando en el gas no se permite presencia alguna de lubricante.

Los compresores centrífugos industriales, alcanzan altas presiones de trabajo, con el aumento de la presión, también aumenta la temperatura, existiendo límites tecnológicos para dichas temperaturas del final de la compresión. Por esta razón, la compresión generalmente debe hacerse en varias etapas con el enfriamiento intermedio del gas (ver figura 1).

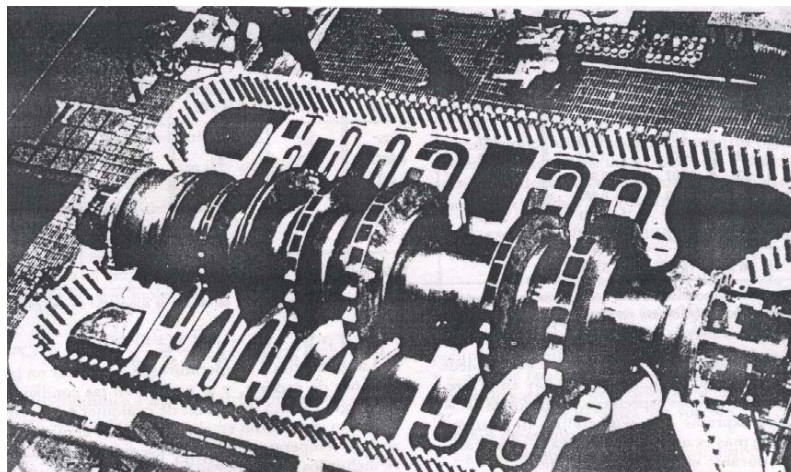


Figura 1 Vista superior de la sección inferior de un compresor centrífugo de 3 etapas con el conjunto de eje y rodetes.

En la estructura de la máquina centrífuga, además de la rueda de trabajo, entran los siguientes elementos principales: El conducto de admisión (cavidad de entrada) 5, el conducto de expulsión (cavidad de salida) 4, En algunas máquinas los conductos de admisión y de expulsión se hacen en forma de dispositivos especiales de paletas, que dirigen el flujo (ver figura 2).

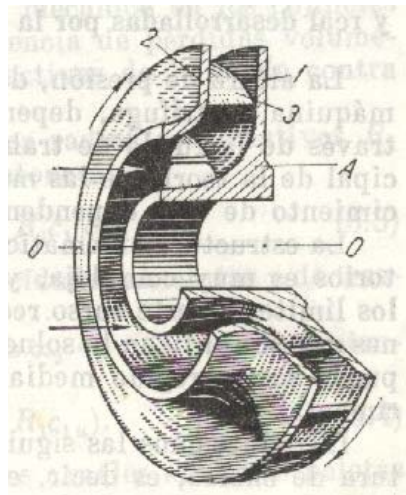


Figura 2 Rueda de trabajo de una máquina centrífuga (A – sección axial)

En el caso de los turbocompresores trabajan según el principio de la dinámica de los fluidos, y son muy apropiados para grandes caudales y presiones moderadas. Se fabrican de tipo axial y radial. El aire se pone en circulación por medio de una o varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión. La rotación de los alabes acelera el aire en sentido axial de flujo (ver anexo 1-2). A la salida de la primera y segunda etapa existe un enfriador intermedio que disminuye la temperatura del gas cercana a la temperatura de succión. El cálculo de cada etapa es el mismo, las diferencias pueden estar en las dimensiones de los rodetes por encontrarse el gas más comprimido que inicialmente.

#### **1.3.2.1.1 Características generales de los Compresores Centrífugos.**

Las máquinas soplantes centrífugas tanto para gas como para aire, suelen ser monoetápicos con entrada del gas unilateral o bilateral y multietápicos. Las máquinas soplantes centrífugas de gas se distinguen de las de aire en que van provista de

empaquetaduras exteriores con cierres hidráulicos o gaseosos, particularmente cuando se trata de comprimir gases tóxicos y deflagrantes, de grifos especiales, para lavar las instalaciones y eliminar las impurezas sedimentadas. El material que se usa para fabricar las máquinas soplantes centrífugas se determina de acuerdo con las cualidades de los gases que hay que comprimir.

Si se comparan las máquinas soplantes centrífugas con las de émbolo, se puede señalar que tienen las mismas ventajas que las bombas centrífugas antes las de émbolo:

- El diseño de las máquinas soplantes centrífugas es relativamente sencillo.
- Estas máquinas son mas seguras en el funcionamiento, fáciles de atender, aspiran e impulsan uniforme e interrumpidamente y carecen de las válvulas distribuidoras y de las partes que ejecutan movimiento alternativo.
- En estas máquinas no hay lubricación interior de los cilindros; se lubrican con aceite solo los cojinetes y si van provisto de reductores, entonces se lubrican sus engranes. Esto da la posibilidad de obtener un gas puro, sin impurezas de aceite.
- Se acoplan con un propulsor de gran velocidad (turbina de vapor o motor eléctrico), directamente con ayuda de un semiacoplamiento.
- Si el número de revoluciones es insuficiente para el acoplamiento directo, entonces entre el motor y la máquina soplante se coloca un multiplicador para elevar el número de revoluciones.
- Por eso, cualquier instalación soplante se hace sobre un basamento más ligero y resulta extraordinariamente simplificada y compacta.
- Como inconveniente, en estas máquinas la presión final que se crea es limitada y el cambio de presión va acompañado del cambio de rendimiento.
- Presentan enfriamiento con aire o con agua (ver anexo 1.3)

### **1.3.2.1.2 Regulación de la capacidad de los compresores centrífugos**

La necesidad de regular surge cuando hay que variar los parámetros de trabajos establecidos o cuando se quieren mantener estos parámetros y ha cambiado la característica de la red o de la máquina.

De acuerdo con la aplicación que tenga la máquina, su regulación suele ser, fundamentalmente, a una presión constante siendo el caudal variable, además de esto para algunos usos sería indispensable que la máquina variara a un mismo tiempo la presión y el caudal del flujo que suministra. Esta regulación se lleva a cabo mediante el cambio del número de revoluciones y la estrangulación (ver anexo 1-4), según sea el tipo de motor de la máquina.

Se denomina regulación al cambio artificial del régimen de trabajo de una instalación dada. Como el régimen de trabajo esta dado por la intersección de las características de la máquina con las características de la red, la regulación se puede llevar a cabo por dos formas: Variando la característica de la red y variando la característica de la máquina. (Puede ser a velocidad periférica variable o constante).

### **1.3.2.1.3 Regulación con variación de la característica de la red**

La variación de la característica de la red se lleva a cabo introduciendo o retirando resistencias locales en la red; esto se consigue en la práctica cerrando o abriendo una válvula. Al introducir una resistencia adicional el caudal que entrega la máquina disminuye, se producen pérdidas de energía para superar la resistencia; por esta razón este método no es económico.

### **1.3.2.3.4 Análisis del tipo de regulación en las máquinas centrífugas.**

Inicialmente el régimen de trabajo esta determinado por el punto M, al cual le corresponden los siguientes parámetros. QM, HM, y NM. Si se aumenta la resistencia de la red, ( $R' > R$ ) , el régimen de trabajo pasa al punto N al cual le corresponde los siguientes parámetro QN, HN y NN.

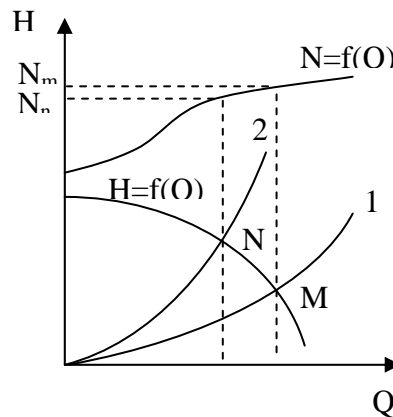


Figura 3 Regulación en máquinas centrífugas

De la figura 3 se hace evidente que para garantizar el caudal  $Q_N$  es suficiente la altura  $H_N$ , entonces la cantidad de energía que se pierde en la válvula será  $\Delta H = H_N - H_M$ , y la potencia que corresponde a esta pérdida será.

$$\Delta N = Q_n * \Delta H * \gamma / 1000 * \eta; \quad \text{KW} \quad (1.1)$$

La potencia que es necesario aplicar en el árbol después de la regulación en las máquinas centrífuga disminuye.

En las máquinas axiales no solo se pierde energía en la válvula, sino que la potencia total que hay que aplicar después de la regulación es mayor, por esta causa este tipo de regulación prácticamente no se utiliza para máquinas axiales.

La principal desventaja del método de regulación variando las características de la red lo representa la baja economía por lo que no es recomendable, sin embargo la sencillez de aplicación es tal que el método se encuentra ampliamente difundido para pequeñas instalaciones.

#### 1.4 Características del aire comprimido

En la práctica se presentan muy a menudo los casos en que la calidad del aire comprimido desempeña un papel primordial. Las impurezas en forma de partículas

de suciedad u óxidos, residuos de aceite lubricante y humedad dan origen muchas veces a averías en las instalaciones neumáticas y a la destrucción de los elementos neumáticos. Mientras que la mayor separación del agua de condensación tiene lugar en el separador, después de la refrigeración, la separación fina, el filtrado y otros tratamientos del aire comprimido se efectúan en el puesto de aplicación. Hay que dedicar especial atención a la humedad que contiene el aire comprimido.

El agua (humedad) llega al interior de la red con el aire que aspira el compresor. La cantidad de humedad depende en primer lugar de la humedad relativa del aire, que a su vez depende de la temperatura del aire y de las condiciones climatológicas. La humedad absoluta es la cantidad de agua contenida en un  $\text{m}^3$  de aire.

El grado de saturación es la cantidad de agua que un  $\text{m}^3$  de aire puede absorber, como máximo, a la temperatura considerada. La humedad es entonces del 100%, como máximo (temperatura del punto de rocío).

Es muy importante tener en cuenta los diferentes tipos de secado para eliminar la humedad del aire (ver anexo 1-5).

## **1.5 Principales parámetros que caracterizan el transporte de aire comprimido por tuberías.**

Es necesario hacer referencia a los principales parámetros que caracterizan el funcionamiento de un compresor: Caudal volumétrico del compresor, presiones de trabajo, frecuencia de rotación en el árbol del compresor y potencia en el árbol del compresor.

### **1.5.1 Caudal volumétrico del compresor**

Por caudal se entiende la cantidad de aire que suministra el compresor a la presión dada. Existen dos conceptos. El Caudal Teórico y el Caudal Efectivo o real.

En el compresor de émbolo oscilante, el caudal teórico es igual al producto de cilindrada \* velocidad de rotación. El caudal efectivo depende de la construcción del compresor y de la presión. En este caso, el rendimiento volumétrico es muy importante. Es interesante conocer el caudal efectivo del compresor, solo este es el que acciona y regula los equipos neumáticos. El caudal se expresa en  $\text{m}^3/\text{min}$  ó

m<sup>3</sup>/h. No obstante, son numerosos los fabricantes que solamente indican el caudal teórico. Ver en el capítulo II, la expresión matemática. (Q<sub>1</sub>); m<sup>3</sup>/min

### **1.5.2 Presiones de trabajo**

La presión influye directamente en el trabajo realizado para la compresión de cada m<sup>3</sup> de aire. A menores presiones de trabajo el consumo de energía será menor, y menor será el desgaste del compresor, por esta razón se debe trabajar a la presión requerida por los consumidores. Además, las presiones de salida dependen de la presión de entrada y de la relación de compresión o grado de elevación de la presión. Es necesario tener en cuenta las pérdidas de presión

### **1.5.3 Frecuencia de rotación en el árbol del compresor**

Por lo general el conjunto del sistema motriz cuenta con un motor eléctrico, un reductor o multiplicador cuya potencia depende de la capacidad y flujo a suministrar en la instalación. Las frecuencias de rotación en el árbol del compresor, generalmente son elevadas cuando estos son centrífugos. En otros tipos varia según el método de compresión.

### **1.5.4 Potencia en el árbol del compresor**

La potencia del árbol del compresor (N) depende de la densidad, el flujo y la carga del gas, teniendo en cuenta la eficiencia volumétrica y mecánica para vencer las resistencias producidas por la transmisión y partes mecánicas. Ver en el capítulo III la expresión matemática (N); KW.

### **1.5.5 Otros parámetros que caracterizan el transporte de aire comprimido por tuberías.**

En el proceso de transporte de aire comprimido intervienen otros parámetros que caracterizan a dicho proceso por tuberías. Dentro de ellos se pueden mencionar la velocidad del gas, el diámetro de las tuberías, temperatura y humedad del gas.

#### **1.5.5.1 Velocidad del gas**

La velocidad del gas es un parámetro muy importante si se tiene en cuenta que las pérdidas de presión son directamente proporcionales a la velocidad del fluido en la



tubería, esta debe ser lo suficientemente baja para evitar el arrastre de condensado a los consumidores. A continuación se muestran los valores prácticos de velocidades del aire recomendados en redes de tuberías.

Aspiración ----- 5 - 7 m/s

Mangueras ----- Menor de 30 m/s

Colectores principales ----- Menor de 8 m/s

Tuberías secundarias ----- 10 - 15 m/s

### **1.5.5.2 Diámetro de las tuberías en la instalación de aire comprimido**

El dimensionado de los conductos es de suma importancia, las pérdidas de presión están directamente relacionadas con el diámetro de la tubería; se ha establecido que para grandes instalaciones las pérdidas de presión desde la central compresora hasta el consumidor más alejado sea como máximo  $0,5 \text{ Kg/cm}^2$ .

El diámetro óptimo de la tubería ( $D_{\text{opt}}$ ; m), depende del flujo de gas y de la velocidad específica.

### **1.5.5.3 Temperatura del gas a la entrada del compresor**

La temperatura del gas en la entrada del compresor influye directamente en el flujo másico de gas entregado por el compresor, la temperatura del gas debe ser lo más baja posible, se recomienda que las tomas de aire estén protegidas de la influencia de fuentes de calor, humedad y partículas extrañas. Este valor se toma en la cámara de succión y oscila en el rango de  $28$  a  $33^\circ\text{C}$ .

### **1.5.5.4 Humedad del aire**

La humedad del aire influye sobre el flujo másico de gas entregado por el compresor, la humedad del gas debe ser lo más baja posible, se recomienda que existan trampas de vapor y drenajes para el condensado del aire, las cuales permitirán disminuir pérdidas metalúrgicas por el concepto de la mezcla gas y mineral a transportar.

Una disminución de la humedad permite disminuir el consumo de energía por concepto de transportación neumática.



## 1.6 Sistema de lubricación

La lubricación es un factor crítico en la operación de un compresor. Todo tipo de compresor tiene piezas en movimiento que necesitan recibir un lubricante para evitar el desgaste y su corrosión. Es fácil comprender que el lubricante durante su trabajo entra en contacto con aire a altas temperaturas y muchas veces al estado de fina niebla. Este hecho lleva a la conclusión de que al referirse a la resistencia a la oxidación del lubricante, esta es una propiedad crítica que compromete su funcionamiento, debido a la posibilidad de que se generen lacas o residuos de carbón.

Un exceso de aceite aumenta el riesgo de depósitos carbonosos o lacas mientras que un defecto de lubricante generará un exceso de temperatura.

El tipo de construcción del compresor es quien define el tipo de lubricante. Por tal motivo, es habitual que el fabricante del equipo sea quien especifique según las presiones y temperaturas que se alcancen cual es el tipo de aceite que debe ser usado.

### 1.6.1 Tipos de Lubricantes

Los lubricantes empleados en los sistemas de aire comprimido pueden ser de dos tipos: Lubricantes de base mineral y Lubricantes de base sintética. Los de base mineral son aquellos que cuyo componente principal es un aceite obtenido de la destilación y refinación del petróleo, los que están disponibles en distintos grados ISO de viscosidad y se solubilizan aditivos para cumplir distintas funciones y de esta manera encuadrar dentro de las propiedades descritas por los fabricantes. Entre las características y beneficios más importantes de estos se pueden mencionar las siguientes:

- Buena estabilidad química y el uso continuado durante prolongados períodos de tiempo.
- Características antioxidantes, anticorrosivos, antiespumante y buena resistencia a la formación de emulsiones y rápida separación del agua.
- Duran casi indefinidamente incluso en condiciones de calor y humedad.

- Amplio rango de viscosidad.
- Capaces de separar el agua en suspensión para su drenaje y continuar su trabajo con efectividad.

### **Conclusiones del Capítulo I**

1. Se estableció el estado del arte y se definieron los conceptos principales de los sistemas de aire comprimido.
2. Se exponen los aspectos teóricos de los principales parámetros que intervienen en el proceso de compresión de aire por tuberías.

## **Capítulo II. Materiales y métodos utilizados en el diseño de la investigación**

### **2.1 Introducción**

Las corridas experimentales permiten evaluar el comportamiento de las variables que intervienen en el proceso de producción, tratamiento, transporte, consumo del aire comprimido y las interacciones.

El **objetivo de este capítulo** es establecer una metodología de cálculo que posibilite evaluar la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores centrífugos de tres etapas, modelo K-500 y analizar la red de distribución hasta el colector de salida. Además, realizar el diseño de experimentos para la obtención de las mediciones de los parámetros de la instalación, obtener la correlación y validación de las variables que intervienen en el sistema, analizando las características de toda la instrumentación instalada y los equipos de medición.

### **2.2 Materiales y técnicas utilizadas**

#### **2.2.1 Instrumentos de medición instalados y utilizados**

La instrumentación en todo sistema es vital ya que permite conocer los parámetros reales de funcionamiento en los equipos, determinar posibles anomalías y tomar acciones para corregir errores.

Según (Heinze, Díaz y Galetto; 1998), se adopta una definición vigente para sistemas de medición: Son todos los factores materializados por el enfoque de las 6M de Ishikawa: Método, Mano de Obra, Mediciones, Materiales, Medio Ambiente y Máquina. Dentro de ese contexto se analiza la variabilidad de los procesos y de los resultados como así también, al de sus causas.

Resulta de vital importancia señalar que todos los instrumentos instalados y a utilizar están debidamente calibrados, con sus respectivos sellos de apto para el uso en el sistema de aire comprimido, objeto de estudio (ver tabla 2.31).

Tabla 2.1 Instrumentos de medición instalados y utilizados

Descripción del instrumento de medición	Parámetro a medir	Observaciones
Manómetro marca EKM (URSS)	Presión de aire	Instrumento instalado y calibrado
Manómetro marca EKM (URSS)	Presión de aire	Instrumento instalado (De contacto eléctrico) y calibrado
Manómetro de contacto eléctrico (marca 7KM)	Presión de aceite	Instrumento instalado y calibrado
Termómetro (marca KCM2)	Temperatura de agua de enfriamiento	Instrumento instalado y calibrado
Termómetro (marca KCM2) de puente electrónico	Temperatura del aire	Instrumento instalado y Calibrado
Pirómetro PCE-880 Ligero pirómetro con rayo láser rojo para mediciones de temperaturas superficiales sin contacto	Temperatura del aire y del agua de enfriamiento	Instrumento empleado y Calibrado Tecnología moderna
Sistema de placa de orificio	Flujo de aire	Instrumento empleado y Calibrado
Sonómetro Digital Sound Level Meter (Radio Shack)	Nivel de ruido	Instrumento empleado Tecnología moderna Nota: Ver en Informe de los niveles de ruido, fecha 23 de Mayo, especificaciones técnicas
(PQM) Sistema para mediciones y procesamiento de datos.	Potencia activa (kW) factor de potencia voltaje, amperaje, consumo de energía, etc.	Instrumento empleado Tecnología moderna
Vibration meter modelo (TV300)	Vibraciones	Instrumento empleado Tecnología moderna
VIBXpert Sistema operativo: Linux – 2.4.19-rmk6 Próxima calibración: 14.01.2008 2001-06 PRÜFTECHNIK	Diagnóstico y Vibraciones	Instrumento empleado Tecnología moderna
GILAIR 5 y GILIBRATOR 2 Conjunto Bomba manual, calibrador y accesorios para el pesaje del polvo.	Concentración de polvo	Instrumento empleado Tecnología moderna
Conjunto Easy-Láser	Alineación	Instrumento empleado Tecnología moderna

### 2.2.2 Otros Materiales y documentos de referencia a utilizar.

- El modelo 328-RPR-1/IP-02, anexo 1 figura 2.1, el cual cada operador debe completar con los valores reales, según instrucciones específicas y como reporte diario de operación en el horario establecido. (cada 2 horas).
- Las curvas del sistema contempladas en el plano 1317.ΠC (flujo – potencia, flujo – eficiencia y flujo – presión de aire) anexo 10.
- Condiciones del régimen normal de los compresores K-500 (ver anexo 2 tabla 2.2).
- Parámetros de trabajo con el sistema de bloqueo, señalización y control. Esto incluye además, los aspectos a tener en cuenta para las paradas y arrancada del equipamiento, la arrancada normal, la parada normal del equipo, la parada de emergencia, la atención al equipo durante su funcionamiento (ver anexo 3 tabla 2.3).
- Según las especificaciones British Standard 489. Termoxidación ASTM 943 con 2000 horas minutos, se le realizan diferentes pruebas a los lubricantes (anexo 4 y 5).
- Modelo de Solicitud de Servicio de Ingeniería 008-RTE-1/PO-37 (ver anexo 11).

### 2.3 Diseño experimental

Para el desarrollo experimental de la investigación se utilizaran los Compresores Centrífugos de tres etapas modelo K-500, los enfriadores intermedios y exteriores, las redes de tuberías de aire hasta el colector, situado en la salida de la instalación para los suministradores de las plantas de Hornos de reducción y Secaderos.

Las mediciones se realizaran durante tres meses a un intervalo de una hora. En el caso de las mediciones de potencia, voltaje, corriente, energía y factor de potencia se podrán prefijar y obtener según intervalos deseados. Posteriormente se calcularan los valores promedios, teniendo en cuenta el tamaño de las muestras, poblaciones y los procedimientos de selección. (Fisher, tómbola, números aleatorios y selección sistemática de elementos muestrales).

### 2.3.1 Se aplicaran las siguientes técnicas experimentales.

Todos los instrumentos cuentan con las certificaciones de calibración actualizadas y están aptos para la realización de las mediciones. Los valores se tomaran cada una hora y a la misma vez para identificar su correlación y variación.

1. Se instalará un instrumento de medición, en el platillo de orificio de diafragma existente en el conducto de descarga con el objetivo de obtener y registrar los valores. (ver anexo 6, figuras 2.2 a, b, c y d).
2. Mediciones de presión en la salida del compresor, en la entrada y salida de los enfriadores intermedios y verticales y además, en la salida del colector a la par del flujo con vista a determinar las posibles caídas de presión y el caudal suministrado. (ver anexo 7, figura 2.3 a).
3. Se realizará un monitoreo continuo cada una hora, de control de la potencia, voltajes, corrientes, factor de potencia, frecuencia, energía; conjuntamente con las mediciones de flujo y presión de salida en cada compresor. Esto se realizará con un instrumento de tecnología moderna (*PQM*) por un período de 3 meses durante las 24 horas diarias, para los cuales corresponderán diferentes regímenes de consumo, a fin de evaluar la influencia de los diferentes factores que inciden en la calidad del aire suministrado (ver anexo 7, figura 2.3 b).
4. Se realizará un monitoreo de los valores de vibración en los 9 puntos de apoyo del conjunto motor, multiplicador, compresor con el instrumento *VIBXpert* de tecnología moderna con el objetivo de comprobar el estado técnico o comportamiento del conjunto que incluye vibraciones por flojedad, desgaste o desajuste en alguno de los componentes del sistema (ver anexo 7, figura 2.3 c).
5. Se realizará un monitoreo de los valores de los niveles de ruido en los diferentes locales donde deben permanecer los operadores de los compresores K-500. Esto incluye el nivel inferior o nivel cero, el área frente a los compresores, el panel de control y el área de los enfriadores de aire. Se utilizará el instrumento *RadioShack* de tecnología moderna (ver anexo 8, figura 2.4 a).

6. Se realizará un monitoreo de comprobación de los valores de alineación en los acoplamientos del motor – multiplicador y multiplicador - compresor con el instrumento *Easy Láser* de tecnología moderna con el objetivo de comprobar el estado técnico de la alineación del conjunto y en caso que existan valores anormales, proceder a la corrección, entregando informe técnico del dictamen final (ver anexo 8, figura 2.4 b).
7. Se realizará un monitoreo continuo con el conjunto bomba manual, calibrador y accesorios para el pesaje del polvo (*GILAIR 5* y *GILIBRATOR 2*) en la cámara de succión de aire según procedimiento de uso y experiencia de especialistas de seguridad y medio ambiente con el objetivo de determinar el % de polvo que aspiran los compresores en la succión por la falta de una tela filtrante, la cual fue proyectada por diseño. También, se comprobarán otros datos técnicos que pueden incidir negativamente, en el correcto funcionamiento de la instalación. Los instrumentos de medición a utilizar son de tecnología avanzada (ver anexo 8, figura 2.4 c).
8. Se realizará un monitoreo continuo con el instrumento (Pirómetro PCE-880), ligero pirómetro con rayo láser rojo para mediciones de temperaturas superficiales sin contacto, calibrado y de tecnología moderna para determinar los valores reales de temperatura del aire en la entrada y salida de los enfriadores intermedios y en la línea de descarga de los compresores. Además, la temperatura del agua en la salida de cada enfriador (ver anexo 9, figura 2,5 a).

Las mediciones se realizarán conjuntamente con algún especialista del departamento técnico de la Unidad Básica de Servicios técnicos a la producción, con personal técnico de la planta y especializado con el objetivo de validar el procedimiento y los resultados de las mediciones, teniendo en cuenta las características de las tuberías y conductos, el tipo de material aislante térmico o insulación y los procedimientos existentes de cálculo de transferencia y balance de energía.

Teniendo en cuenta todas las mediciones que se deben obtener se deben confeccionar los correspondientes gráficos que ilustren el resultado final y en todos los casos se debe hacer una valoración final de la influencia en la eficiencia integral de la instalación.

## **2.4 Metodología para la realización de las investigaciones experimentales en la instalación industrial objeto de estudio.**

Se planteo la posibilidad de realizar un estudio de diagnóstico en la instalación de aire comprimido de los compresores de aire modelo K-500 con el objetivo de diagnosticar, analizar y proponer posibles variantes de mejoras para aumentar la eficiencia energética y metalúrgica, teniendo en cuenta que se esta en presencia de uno de los puesto clave que mas inciden en la empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”.

Conjuntamente con el personal de dirección de la planta termoeléctrica se debe definir y debatir cada problema detectado en esta instalación, para así aprobar una propuesta de trabajo para la realización de las investigaciones experimentales.

En el desarrollo del trabajo se aplicaran procedimientos establecidos en el Sistema de Gestión de la Calidad y procedimientos específicos de la dirección de mantenimiento de nuestra empresa (008-RTE-1/PO-37).

### **2.4.1 Diferentes experimentos a realizar.**

Para la medición del flujo con el sistema de platillo de orificio de diafragma se revisaran las dimensiones de la tubería de descarga, puntualizando la posibilidad real de instalar los aditamentos en un lugar idóneo (platillos de orificio con conexión de mangueras a trasmisor, flujómetro de rango 0 a 30 000 metros cúbico por hora y un trasmisor con conexión de mangueras al platillo orificio. Conjuntamente con los especialistas del grupo de instrumentistas de la termoeléctrica se programará el sistema de control y finalmente se ajustará hasta realizar un monitoreo continuo a razón de una hora y por un periodo de 3 meses, para los cuales corresponderán, diferentes regimenes de consumo.

Con respecto a las presiones de aire en la línea de salida se registraran los valores de las lecturas de los instrumentos instalados en la pizarra de control de dicha instalación, los cuales deben ser tomados al mismo intervalo de tiempo de registrar los otros parámetros de trabajo.

Los valores de potencia, voltaje, frecuencia, corriente y energía se registraran con un instrumento de monitoreo continuo (PQM), una vez analizado con la dirección del Taller



eléctrico de esta entidad la posibilidad de instalarlo para recopilar los valores de los parámetros de trabajo antes mencionados. Previamente se debe colegiar el día y antes de su instalación, chequear su posibilidad real de montaje con el personal del despacho eléctrico.

Con la aplicación de la norma DIN ISO 10816-3 se obtendrán los valores reales de vibración en el conjunto de la instalación. Para la realización del monitoreo de los valores de vibración y alineación se debe tener en cuenta que el mantenimiento actual que se está llevando a cabo es por diagnóstico, debido a la falta de recursos y también por los 20 años de explotación del equipamiento objeto de estudio.

En cuanto a la medición y/o comprobación del estado de alineación del conjunto motor-multiplicador y multiplicador-compresor, se realizará un informe técnico final con los datos registrados y/o corregidos. Se deben tener en cuenta los datos permisibles según los parámetros de operación correspondiente.

Para el monitoreo de los valores de los niveles de ruido en los diferentes locales de la instalación se solicitará al personal del Departamento de Seguridad y Medio ambiente la realización de las mediciones con la utilización de un instrumento de tecnología moderna.

Para el monitoreo de los valores de concentración de polvo se debe solicitar al personal del Departamento de Seguridad y Medio ambiente la realización de las mediciones. Se plantea la necesidad de tomar las mediciones en la cámara de succión de aire con el objetivo de determinar el % de polvo que aspiran estos compresores.

Para la realización de las mediciones de los valores de temperatura se debe planificar la participación de un especialista del departamento técnico de la Unidad Básica de Servicios técnicos a la producción, algún personal técnico del Departamento de Metalurgia de la Universidad de Moa o especialista del área. Se debe revisar la instrumentación existente en el panel de control de la sala de los compresores y la posibilidad de tomar los valores de temperatura, colateralmente con un Pirómetro digital que existe en el Departamento de Ingeniería. Se debe tener en cuenta las características de las tuberías, conductos y el tipo de material aislante térmico. Estas

mediciones se realizaran antes y después del desmontaje de la insulación en los enfriadores intermedios y tuberías.

## **2.5 Métodos de investigación utilizados**

Durante este trabajo se utilizaron varios métodos de investigación. Entre ellos podemos nombrar los siguientes:

### **2.5.1 Método de investigación documental y bibliográfica**

El objetivo de este método es la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio para el tema analizado. (Histórico-lógico). En el mismo se revisaran diferentes literaturas técnicas que incluyen pasaporte del equipo, documentos clásicos de años anteriores y de tecnología moderna, documentos en internet y manuales de instrumentos de medición. Además, se revisarán diferentes trabajos realizados anteriormente que tienen correspondencia con el tema analizado, los cuales abordan de cierta manera alguna de las técnicas utilizadas en este trabajo.

### **2.5.2 Método de investigación experimental**

Este método se utiliza para describir, caracterizar el objeto de estudio y sus principales regularidades y para la realización de mediciones a escala industrial. En este caso permite caracterizar los diferentes parámetros a medir en la instalación y obtener un resumen de los posibles resultados a obtener mediante las corridas experimentales y evaluación de los resultados.

### **2.5.3 Método inductivo-deductivo**

Para el establecimiento de los parámetros de trabajo de los compresores centrífugos de 3 etapas. En este caso permitirá deducir cuales son las formas mas eficientes para realizar los experimentos y las mediciones de los parámetros de trabajo, teniendo en cuenta toda la instrumentación a utilizar, sus niveles de error permisibles y las formas mas factibles de obtención de los resultados.

### **2.5.4 Método de investigación teórico**

El objetivo de este método es la investigación y la caracterización del conjunto de conocimientos teóricos relacionados con el objeto de estudio para posteriormente

determinar cuales son las principales causas que impiden una correcta medición en el sistema de flujo de aire.

En el mismo se revisaran diferentes literaturas técnicas que incluyen pasaporte del equipo, documentos clásicos de años anteriores y de tecnología moderna, documentos en internet y manuales de instrumentos de medición.

Además, se revisaran diferentes trabajos realizados anteriormente que tienen correspondencia con el tema analizado, los cuales abordan de cierta manera alguna de las técnicas utilizadas en este trabajo.

### **2.5.5 Método práctico de observación científico y medición**

Mediante este método se debe realizar la inspección de diagnóstico, teniendo en cuenta cuales son las formas más eficientes durante la realización de las mediciones, las cuales deben reducir en gran medida los por ciento de errores posibles a introducir en cada experimento.

Cada medición se debe realizar según procedimientos establecidos, en los horarios planificados y en presencia del personal técnico del área. También, se deben tabular todos los datos en tablas con sus respectivas observaciones.

### **2.5.6 Método de investigación estadístico y técnicas computacionales**

Para la evaluación de diferentes estados de sistema y para el procesamiento estadístico de los datos experimentales. En este método se deben comparar mediante diagramas de Pareto u otra técnica similar los datos obtenidos con los de diseño, teniendo en cuenta el menor por ciento de error posible y además, obtener las ecuaciones que caracterizan el comportamiento de cada parámetro.

## **2.6 Sistema de lubricación**

### **2.6.1 Principio de funcionamiento**

La lubricación es un factor crítico en la operación de un compresor. Todo tipo de compresor tiene piezas en movimiento que necesitan recibir un lubricante para evitar el desgaste y su corrosión. Es fácil comprender que el lubricante durante su trabajo entra en contacto con aire a altas temperaturas y muchas veces al

estado de fina niebla. Este hecho lleva a la conclusión que una vez más tengamos que referirnos a la resistencia a la oxidación del lubricante, y que en el caso de compresores de aire ésta es una propiedad crítica que compromete su funcionamiento debido a la posibilidad de que se generen lacas o residuos de carbón. Un exceso de aceite aumenta el riesgo de depósitos carbonosos o lacas mientras que un defecto de lubricante generará un exceso de temperatura.

El tipo de construcción del compresor es quien define el tipo de lubricante. Por tal motivo, es habitual que el fabricante del equipo sea quien especifique según las presiones y temperaturas que se alcancen cual es el tipo de aceite que debe ser usado.

En este caso, el sistema de lubricación del compresor K-500 cuenta con dos bombas (una eléctrica y otra mecánica). Codificación: 325- BO -102 y 103. La bomba de aceite eléctrica es modelo WF-180-5-3500 con capacidad de 180 litro por minutos, 3500 rpm y 4 kW de potencia. Esta arranca y se mantiene trabajando durante 15 minutos para lograr la lubricación aerodinámica en todos los puntos del conjunto del compresor y mantener la excentricidad del rotor. Posteriormente se conecta el compresor automáticamente.

Luego al estar lubricados todos los puntos de lubricación del conjunto del compresor y al registrarse la presión de trabajo del mismo, arranca automáticamente la bomba mecánica la cual esta acoplada al multiplicador y se para la bomba eléctrica. Esta última es modelo WF-300-5-3000 con capacidad de 180 litro por minuto, 3000 rpm y 4 kW de potencia (anexo 4, figura 2.1)

Los lubricantes pueden ser de dos tipos, de base mineral y de base sintética. En el caso específico de los compresores de aire K-500, utilizan lubricante de base mineral. Aquellos, cuyo componente principal es un aceite obtenido de la destilación y refinación del petróleo. En estos hidrocarburos, sabemos que están disponibles distintos grados ISO de viscosidad, se solubilizan aditivos para cumplir distintas funciones y de esta manera encuadrar dentro de las propiedades descriptas por los fabricantes.

Este aceite se cambia anualmente, aunque en cada inspección realizada por mantenimiento planificado o imprevisto, se realiza análisis de laboratorio que indica el estado actual del mismo y por ende se toman acciones necesarias para su correcto funcionamiento. Según el anexo 5 se muestran los tipos de lubricantes sintéticos, un informe técnico que agrupa los tipos de lubricantes más utilizados y el resultado de algunas pruebas realizadas en la instalación.

Según datos del fabricante el lubricante de diseño resultó el Aceite Turbo 32 de la firma CUBALUB y actualmente el que se utiliza es el AIRCOL PD 32 de la firma CASTROL (ver anexo 12).

Como características posee buena estabilidad química y permite el uso continuado durante prolongados periodos de tiempo, con antioxidantes, anticorrosivos, antiespumante y buena resistencia a la formación de emulsiones y rápida separación del agua.

### **Beneficios.**

- Duran casi indefinidamente incluso en condiciones de calor y humedad
- Amplio rango de viscosidad.
- Capaces de separar el agua en suspensión para su drenaje y continuar su trabajo con efectividad.
- Se aplica para lubricación de turbinas de vapor y de agua, como lubricante en los sistemas de control y regulación de turbinas, para sistemas que utilicen sistema de lubricación por neblina.

### **2.7 Metodología de cálculo de los parámetros de flujo de aire comprimido para compresores centrífugos.**

Como toda máquina centrífuga, la presión y el gasto que puede entregar, depende de la velocidad tangencial del rodete, la cual está limitada para el acero a 200 m/s.

La velocidad de succión  $C_0$  se recomienda entre 25 y 30 m/s y la velocidad absoluta del gas a la salida del rodete  $C_2$  entre 80 y 120 m/s.

En los compresores centrífugos, el procedimiento general de cálculo es similar al de las bombas, con excepción de la complicación que lleva implícita la compresibilidad del

gas. El cálculo se basa en los parámetros de operación requeridos: Capacidad y aumento de presión. También puede darse el tipo de motor y la velocidad. Muchas de las fórmulas que se utilizan en los compresores son iguales a las de las bombas. A fin de evitar repeticiones, se hace mayor énfasis en las cuestiones distintivas.

Los compresores centrífugos industriales, alcanzan altas presiones de trabajo, pero como es sabido, con el aumento de la presión también aumenta la temperatura, existiendo límites tecnológicos para dichas temperaturas del final de la compresión. Por esta razón, la compresión generalmente debe hacerse en varias etapas con el enfriamiento intermedio del gas.

Se deben tener en cuenta las formas de enfriamiento que existen para los compresores centrífugos, cosa que se abordó en el Capítulo I de este trabajo.

Generalmente los compresores de una etapa, con relaciones de compresión  $\varepsilon$  menor a 2 o aquellos que van a ser utilizados para alimentar aire en los motores y cámaras presurizadas para la combustión, no requieren de enfriamiento, ya que en estos casos, la temperatura que alcanza el aire al final de la compresión aumenta la eficiencia del proceso.

En otros casos donde la relación de compresión total no es muy elevada, puede ser suficiente el enfriamiento mediante aletas y aire circulante por la superficie exterior del compresor. Se recurre al enfriamiento intenso con agua cuando al final de la compresión se alcanza temperaturas del gas que pueden afectar los materiales o la lubricación del compresor y  $\varepsilon$  es mayor que 2. Este enfriamiento combinado (interior y exterior) es el más efectivo y se emplea a pesar de las complicaciones constructivas y el aumento del costo del compresor.

### **Número de etapas de los compresores centrífugos.**

Por las razones explicadas anteriormente, la temperatura al final de la compresión no puede sobrepasar determinados valores. Para ello se recurre a la compresión en múltiples etapas. La determinación del número de etapas en los compresores centrífugos se hace teniendo en cuenta que la velocidad tangencial del rodete no



supere la velocidad máxima permisible y al mismo tiempo, bajo el criterio del menor consumo energético del compresor, como se verá más adelante.

### **Velocidad de rotación de los compresores centrífugos.**

Como el gas tiene menor densidad, generalmente las velocidades de rotación de los compresores son superiores a las de las bombas, pudiendo ser necesario utilizar transmisiones si se superan las velocidades de los motores usuales. Para evitar que estas velocidades sumamente altas puedan producir la rotura del rotor por efecto de la fuerza centrífuga y la fatiga, generalmente se recurre a la utilización de materiales de alta resistencia, como se verá más adelante.

### **Efecto de la compresibilidad en los cálculos.**

A pesar de que la masa de gas que entra al compresor en la unidad de tiempo permanece constante, el gasto volumétrico no se mantiene constante como en las bombas, pues el volumen varía con la temperatura y presión del gas. Las dimensiones de los conductos por los cuales fluye el gas deben calcularse de acuerdo con estas variaciones del gasto volumétrico.

El volumen específico de un punto cualquiera del compresor puede deducirse partiendo de la carga  $H$  que existe en el punto considerado, mediante las relaciones desarrolladas para las bombas centrífugas. Debe tenerse presente, que la altura de compresión es igual al trabajo desarrollado por unidad de peso de fluido que pasa por la máquina.

El proceso de compresión está en dependencia de la aplicación a la cual se dedique el compresor, pudiendo ser adiabática (sin pérdida de calor), si el gas será destinado a un proceso de combustión isentrópico. Si el compresor es enfriado por agua, el proceso de compresión se aproxima a un proceso isotérmico. Los procesos de compresión reales son politrópicos. En lo que sigue, el proceso será considerado adiabático, igual deducción se hace para los otros procesos.

**Según el anexo 13 se ilustran las designaciones, nomenclaturas, símbolos y unidades de medidas de los parámetros de trabajo desarrollados en las ecuaciones matemáticas.**

Por lo general, el gas se considera inicialmente en reposo a la temperatura  $T_a$  y presión  $p_a$ , penetrando por la aspiración en el conducto de succión, con la velocidad  $C_0$ .

La temperatura absoluta en el ojo de succión del compresor se determina por:

$$T_0 = T_a \left( \frac{p_0}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.1)$$

Siendo:  $T_a$  – temperatura inicial del aire

$p_a$  – presión inicial del gas

El volumen específico del gas se obtiene de:

$$p \cdot v = R \cdot T \quad (2.2)$$

Como la velocidad  $C_1$  a la entrada del álabe del rodete no es muy diferente de la velocidad en el ojo ( $C_0$ ), el volumen específico se considera igual en ambos puntos. La carga del gas ( $H_1$ ) (energía específica en la unidad de tiempo) en la sección de entrada al rodete, teniendo en cuenta el calor que trae el gas, esta dada por:

$$H_1 = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{c_p T_1}{g} \quad (2.3)$$

La carga teórica que transmite al gas el rodete, según la ecuación de Euler:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2.4)$$

La carga a la salida del rodete:

$$H_2 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{c_p T_2}{g} \quad (2.5)$$

Si el proceso se realiza sin extracción de calor (adiabático), la carga total desarrollada por la etapa del compresor está dada por:

$$H_{t\infty} = H_2 - H_1 = \frac{C_2^2}{2g} + \frac{c_p T_2}{g} - \frac{C_1^2}{2g} + \frac{c_p T_1}{g} \quad (2.6)$$

Igualando (2.5) y (2.6):



$$(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = \frac{C_2^2}{2} + c_p T_2 - \frac{C_1^2}{2} + c_p T_1$$

La temperatura al final de la compresión adiabática:

$$T_{2a} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \quad (2.7)$$

De la relación entre presión y temperatura para procesos adiabáticos, se obtiene la presión de salida del rodete:

$$\frac{T_{2a}}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.8)$$

Ecuación fundamental para el proyecto de los compresores centrífugos, en la cual:

$c_1$ ,  $c_2$ ,  $u_1$ ,  $u_2$ ,  $c_{1u}$ ,  $c_{2u}$  - las velocidades absoluta del gas, tangencial del rodete, y tangenciales del gas a la entrada y salida del rodete.

$c_p$  - Es el calor específico a presión constante del gas a la temperatura media de la entrada y la salida.

En el anexo 1-2, figura 1.2 del Capítulo 1 “Cortes de la rueda de trabajo de una máquina centrífuga” se muestra el significado de cada uno de los componentes de las velocidades a la entrada y salida de los canales del rodete entre las paletas.

Si hay enfriamiento durante la compresión, la temperatura final del gas se encuentra disminuida por el calor que se transfiere por unidad de peso  $q$ . En ese caso, la temperatura a la salida está dada por:

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{c_p} \quad (2.9)$$

El efecto de la transferencia de calor, junto con las pérdidas de carga que se producen por turbulencia y rozamiento del gas, hace que el proceso real sea politrópico y la relación entre presiones y temperaturas está dada por:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.10)$$

En la práctica, para los cálculos de las etapas del compresor centrífugo con enfriamiento por aire, se utiliza la ecuación adiabática y se introduce como corrección el rendimiento isentrópico. Resolviendo conjuntamente las ecuaciones (2.9) y (2.10) para  $q = 0$ , e introduciendo  $\eta_a$  como la relación entre el proceso politrópico (real) y el adiabático, queda:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.11)$$

El rendimiento isentrópico  $\eta_a$  puede oscilar entre 0,8 y 0,9 en dependencia de la intensidad de intercambio de calor con el exterior. La ecuación (2.11) se utiliza para el cálculo al final de la compresión, o dada la relación de compresión de la etapa, determinar los parámetros geométricos y cinemáticos del compresor, como se verá más adelante.

Para el cálculo de los conductos difusores que comunican la salida de la etapa con la succión de la siguiente, se considera, que solo hay transformación de energía cinética del gas en potencial (presión) o viceversa. El balance energético desde 3 hasta 4 en la figura 1, lleva a la siguiente expresión:

$$\Delta q_{3-4} = c_p (T_4 - T_3) = \frac{(c_3^2 - c_4^2)}{2} \quad (2.12)$$

De aquí se deduce que:

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2}{2c_p} \left( 1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right) \quad (2.13)$$

Generalmente este conducto se diseña siguiendo la ley  $c.R = \text{constante}$ , es decir:

$$c_3.R_3 = c_4.R_4 \rightarrow \frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4}$$

La ecuación (2.13) se puede poner:

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2}{2c_p} \left( 1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \quad (2.14)$$

Como el proceso en el conducto es politrópico, la presión final se determina por:

$$\frac{p_4}{p_3} = \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} \rightarrow p_4 = p_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

Que sustituyendo en (2.14):

$$p_4 = p_3 \left[ 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left( 1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.15)$$

El exponente politrópico  $n$  se toma de acuerdo al tipo de enfriamiento.

Para determinar la potencia del compresor centrífugo, se parte del trabajo consumido por unidad de masa del gas en la unidad de tiempo. El análisis se realiza teniendo en cuenta que el compresor es un volumen de control fijo, y lo que cambia es la masa en el tiempo. Esta es una diferencia esencial con respecto a los compresores volumétricos, en los cuales el volumen de compresión varía.

### Trabajo y Potencia del compresor centrífugo

En los compresores centrífugos, se consume trabajo durante la succión del gas a presión constante; durante la compresión politrópica o adiabática, según sea el caso y durante la descarga del gas a presión constante. Por estas razones, el trabajo completo del compresor se asemeja al trabajo del compresor recíprocante ideal sin volumen de espacio muerto. Se distinguen tres procesos simples que consumen trabajo:

1. Succión del gas a presión constante  $p_1$  y velocidad  $C_0$  en la toma de succión del compresor.
2. Compresión (isotérmica, adiabática o politrópica)
3. Descarga del gas a presión constante  $p_2$  y velocidad  $C_2$

Suponiendo el proceso de compresión adiabático, el trabajo para una etapa del compresor está dado por:



$$W_a = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{4-1} \quad \text{J/kg} \quad (2.16)$$

Pero:

$$W_{1-2} = \int_1^2 v dp = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-k} \quad (a)$$

$$W_{2-3} = p_2 (v_3 - v_2) \quad (b)$$

$$W_{4-1} = p_1 (v_1 - v_4) \quad (c)$$

Sustituyendo en (2.16) y como  $v_3 = v_4$ :

$$W_a = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1-k} - p_2 v_2 + p_1 v_1 \quad (d)$$

Esa ecuación se suele poner en función de la relación de compresión de la etapa haciendo los siguientes arreglos:

$$W_a = (p_2 v_2 - p_1 v_1) \left( \frac{1}{1-k} - 1 \right) \quad (e)$$

$$W_a = \frac{k}{1-k} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

$$W_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left( \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) \quad (f)$$

$$\text{Pero: } p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \Rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\text{Luego: } W_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (g)$$

$$\text{Finalmente: } W_a = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{J/kg} \quad (2.17)$$

Para la compresión politrópica, solo es necesario cambiar el exponente adiabático  $k$  por el politrópico  $n$ .

Observe que en las fórmulas anteriores,  $v$  es el volumen específico ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ). Si en la fórmula se pone el gasto volumétrico,  $V_1 = M \cdot v_1$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) y la presión  $p_1$  en Pa ( $\text{N}/\text{m}^2$ ), se obtiene la potencia de la etapa.

Y:  $\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon \Rightarrow$  relación de compresión de la etapa

$$N_a = p_1 V_1 \frac{k}{1000 \eta (k-1)} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{kW} \quad (2.18)$$

Siendo  $\eta$ - Eficiencia total del compresor

$$\eta = \eta_a \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

La eficiencia adiabática para un primer cálculo, se toma  $\eta_a = 0,85$ . La eficiencia volumétrica del compresor tiene en cuenta la pérdida de volumen del gas a través de los huelgos de las empaquetaduras del compresor, normalmente se encuentra en el rango del 98 al 99 %. La eficiencia mecánica tiene en cuenta el gasto de energía para superar la fricción y los mecanismos auxiliares (bombas de lubricación, ventilador y bomba del sistema de enfriamiento, si estos son accionados por el árbol del compresor).

Si el compresor es politrópico, el calor que se transfiere al agua está dado por:

$$Q = C_v \frac{n-k}{n-1} M (T_2 - T_1) \quad \text{J/s} \quad (2.19)$$

$M$ - masa de agua ( $\text{kg/s}$ )

$C_v$  – calor específico del agua a volumen constante

### **Relación de compresión y número de etapas de los compresores centrífugos.**

Como se ha podido observar, la relación de compresión está limitada por la temperatura al final de la compresión, por lo que el gas debe ser enfriado para poder seguirse comprimiendo.

Se demuestra, que cuando las relaciones de compresión son iguales para todas las etapas, se consume el menor trabajo de compresión. Generalmente ese es el criterio seguido por los fabricantes de compresores. Es decir, si tiene dos etapas:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} \quad (2.20)$$

Se tiene que:  $p_2 = \varepsilon \cdot p_1$     y:     $p_3 = \varepsilon \cdot p_2 = \varepsilon^2 \cdot p_1$

Es decir:  $\frac{p_3}{p_1} = \varepsilon^2 \Rightarrow \varepsilon = \sqrt[2]{\frac{p_3}{p_1}}$

Luego, para n etapas, la relación de compresión por etapa está dada por:

$$\varepsilon = \sqrt[n]{\frac{p_f}{p_i}} \quad (2.21)$$



Figura 1 Muestra física de dos ejes con sus respectivos rodets del compresor modelo K-500 de la empresa Ernesto Che Guevara cierre año 2006.

Existe un diseño de compresor denominado Rateau en los cuales se montan grupos de rodets cuyas dimensiones varían al pasar de un grupo a otro. En estos compresores, la metodología de cálculo tiene algunas variaciones.

Si el sistema de enfriamiento se realiza al final de cada grupo, el conjunto de rodets se considera una etapa y de esa manera se determina el número de grupos, luego se determina el número de rodets necesarios para el grupo.

Existen diferentes disposiciones para las etapas y los rodets dentro de las etapas. A continuación se muestra un ejemplo para la determinación del número de etapas y de rodets por etapas en dependencia de la forma en que se lleve a cabo la refrigeración del gas.

En el anexo 1-2, figura 1.3 del Capítulo I se muestra el Esquema de un compresor de 3 etapas y dos rodets por etapas. A la salida de cada etapa hay un intercambiador de calor que lleva la temperatura del gas cercana a la temperatura de succión. El cálculo de cada etapa es el mismo, las diferencias pueden estar en las dimensiones de los rodets por encontrarse el gas más comprimido que inicialmente.

### **Método de cálculo para una etapa de un compresor centrífugo**

Se da como datos:

La presión absoluta en las condiciones de la succión ( $P_1$ ; Pa)

La presión absoluta de la descarga ( $P_6$ ; Pa)

Temperatura de succión ( $^{\circ}\text{C}$ )

Gasto en las condiciones de la succión ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

Revoluciones en el eje del compresor (r.p.m.)

Tensión permisible del material del árbol y de los rodets  $[\tau]$

Propiedades del gas a comprimir ( $R$ ;  $\text{J/kg } ^{\circ}\text{K}$ )

Exponente adiabático del gas ( $k$ )

Número de etapas del compresor. ( $N_e$ )

Número de rodets por etapas. Se fija y luego se puede variar si fuera necesario ( $N_R$ )

Exponente politrópico o adiabático del gas. Se fija teniendo en cuenta el gas a comprimir y el tipo de enfriamiento ( $n$ )

Eficiencia mecánica. Se fija teniendo en cuenta si hay transmisión. Generalmente. Por cada escalón de transmisión se multiplica por 0,98. Oscila entre 0,96 y 0,98 ( $\eta_{mec}$ ).

Eficiencia volumétrica. Se fija teniendo en cuenta las pérdidas volumétricas por los sellos y la recirculación del gas. El valor oscila entre 0,98 y 0,99 ( $\eta_v$ ). Se recomienda 0,98. Generalmente. Al final se selecciona el sello laberíntico que garantice esa

eficiencia.

Eficiencia adiabática. Se fija entre en dependencia del proceso de compresión, generalmente 0,85 para procesos politrópicos, aunque oscila entre 0,82 y 0,95 ( $\eta_a$ ).

### Cálculos realizados

1. Densidad del gas en las condiciones de la succión

$$p \cdot v = R \cdot T$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} \quad (2.22)$$

2. Masa de gas comprimida

$$M = \rho_1 \cdot Q_1 \quad (2.23)$$

3. Relación de compresión por etapa

$N_e$  – Número de etapas

$$\varepsilon_e = \sqrt[N_e]{\frac{p_f}{p_1}} \quad (2.24)$$

4. Presión al final de la primera etapa

$$p_2 = p_1 \varepsilon_e$$

5. Temperatura al final de la primera etapa

$$T_2 = (T_1 + 273) \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \text{ } ^\circ\text{K} \quad (2.25)$$

$$T_2 = (T_1 + 273) \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = T_2 - 273 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Calor específico del gas a presión constante



$$C_p = \frac{k}{k-1} \cdot R \quad ; \quad \text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (2.26)$$

7. Potencia consumida por la etapa (Todas consumen la misma potencia)

$$P_e = \frac{p_1 \cdot M \cdot \rho_1}{1000 \cdot \eta_{mec} \eta_v \eta_a} \left( \frac{n}{n-1} \right) \left( \varepsilon_e^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad ; \quad \text{kW} \quad (2.27)$$

8. Potencia total consumida por el compresor

$$P_t = N_e \cdot P_e \quad (2.28)$$

9. Densidad del gas a la salida de la etapa

$$\begin{aligned} \rho_2 &= \frac{p_2}{RT_2} \\ \rho_2 &= \frac{p_1 \varepsilon_e}{RT_2} \end{aligned} \quad (2.29)$$

10. Carga total desarrollada por la etapa (m)

$$\begin{aligned} P &= \frac{M \cdot g H_e}{1000 \eta_a} \\ H_e &= \frac{1000 \cdot P_e}{M \cdot g} \end{aligned} \quad (2.30)$$

11. Carga desarrollada por cada rodete de la etapa

$$H_R = \frac{H_e}{N_R} \quad ; \quad \text{m} \quad (2.31)$$

12. Presión absoluta a la salida del primer rodete (Pa)

$$p_2 = p_1 \sqrt[n]{\varepsilon_e} \quad (2.32)$$

13. Temperatura a la salida del primer rodete

$$T_{21} = (t_1 + 273) \cdot \left( \frac{p_{21}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad ; \quad ^\circ\text{K}$$

$$t_{21} = T_{21} - 273 \quad ; \quad ^\circ\text{C}$$

14. Velocidad tangencial del rodete a la salida ( $U_2$ )

$$H_e = \frac{1}{g} \cdot K \cdot U_2^2$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_R}{K}} \quad ; \quad \text{m/s} \quad (2.33)$$

$K=0,85$  a  $1$ , generalmente  $K=0,9$

15. Diámetro exterior del rodete ( $D_2$ )

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \cdot 1000 \quad ; \quad \text{mm} \quad (2.34)$$

Con la velocidad de rotación, se fija la velocidad tangencial  $U_2$  para el diámetro exterior del rodete, teniendo en cuenta la resistencia del material que se va a utilizar. Para acero de alta resistencia, se recomienda que  $U_2 < 250$  m/s. Se suele comenzar con  $U_2 = 200$  m/s. Luego se puede variar aumentando el diámetro o el número de r.p.m.

16. Momento a transmitir por el árbol

$$M = \frac{P_T \cdot 60 \cdot 1000}{2\pi n} \quad ; \quad \text{N-m} \quad (2.35)$$

17. Diámetro del árbol del compresor  $D_a$

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}} \cdot 1000 \quad ; \quad \text{mm} \quad (2.36)$$

18. Diámetro del ojo de succión (entrada al rodete)  $D_o$

$$\text{Se toma constructivamente } D_o = (0,45 \text{ a } 0,6) \cdot D_2 \quad (2.37)$$

19. Velocidad del gas en el ojo del rodete  $C_o$

Por la ecuación de continuidad  $Q = A.V$ :

$$C_0 = \frac{4Q_1}{\pi(D_0^2 - D_e^2)} \quad \text{m/s} \quad Q_0\text{-m}^3/\text{s}; \quad D_0 \text{ y } D_e - \text{m} \quad (2.38)$$

20. Velocidad del gas a la entrada del rodete  $C_1$

$$C_1 \approx C_0 \approx C_{1r}$$

21. Velocidad tangencial del rodete a la entrada

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad ; \quad \text{m/s} \quad (2.39)$$

22. Angulo del álabe a la entrada Beta1

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{r1}}{U_1} \right) \quad (2.40)$$

Se aumenta en un 2-3 %

23. Velocidad tangencial del fluido a la salida  $C_{2u}$

$$H = \frac{\eta_a}{g} (U_2 C_{2u})$$

$$C_{2u} = \frac{gH}{\eta_a U_2} \quad (2.41)$$

24. Velocidad radial del fluido a la salida  $C_{2r}$

Se toma  $C_{2r} = C_{1r}$

25. Angulo del álabe a la salida Beta 2

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right) \frac{180}{\pi} \quad (2.42)$$

26. Velocidad relativa del gas a la salida  $W_2$

$$W_2 = \frac{C_{2r}}{\sin(\beta_2)} \quad \beta_2 \text{ en radianes} \quad (2.43)$$

27. Velocidad absoluta del gas a la salida  $C_2$

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} \quad ; \quad \text{m/s} \quad (2.44)$$

28. Angulo de la velocidad absoluta a la salida

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \right) \frac{180}{\pi} \quad ; \quad \text{grados} \quad (2.45)$$

29. Número de Alabes Z

Existen diferentes fórmulas empíricas basadas en  $\beta_1$  y  $\beta_2$

Generalmente Z =20 hasta 32

30. Ancho del rodete a la entrada  $b_1$

$$Q_1 = \pi D_1 b_1 C_{1r} \rightarrow b_1 = \frac{0,9Q_1}{\pi C_1 D_1} \quad (2.46)$$

31. Ancho del rodete a la salida  $b_2$

$$b_2 = \frac{0,9Q_2}{\pi D_2 C_{2r}} \quad (2.47)$$

### **Metodología para los compresores tipo Rateau**

Si el compresor es del tipo Rateau, la velocidad tangencial  $U_2$  del primer bloque se determina a partir del coeficiente adimensional de flujo:

$$K_Q = \frac{4Q_m}{U_2^2} \quad (2.48)$$

El cual tiene valores de (0,08 a 0,1)

Donde:  $Q_m = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (\text{m}^3/\text{s}), \text{ Flujo volumétrico medio de la etapa} \quad (2.49)$

El diámetro de salida de los rotores de la primera etapa:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.50)$$

La potencia desarrollada por cada rodete ( $P_r$ ), depende del Principio de impulso y cantidad de movimiento.

$$P_R = M_t \omega = Q_1 \rho_1 \omega_1 (c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) = Q_1 \rho_1 (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1); \text{ (kW)} \quad (2.51)$$

Momento teórico ( $M_t$ )

$$M_t = Q_1 \rho_1 (c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1) \quad ; \text{ (N-m)}$$

### **2.7.2 Pérdidas de presión para el transporte de aire por tramos de tuberías**

Para determinar las pérdidas de presión en la red de tuberías y verificar los diámetros de los diferentes ramales se utilizó la ecuación de Darcy. Esta metodología se desarrollo para realizar los cálculos de pérdidas de presión en la instalación de aire comprimido, compresor K-500. Para su evaluación la red de tuberías se dividió en 8 tramos.

$$\frac{dp}{dl} = \frac{1}{D} \cdot \lambda_G \cdot \frac{\rho_G}{2} \cdot V_g^2 \quad (2.52)$$

**(Ver en el anexo 13 todos los símbolos, terminologías y unidades correspondientes a cada variable).**

Aunque el coeficiente de fricción del gas  $\lambda_G$  se encuentra próximo a 0,02; un cálculo más exacto se logra con el empleo de la ecuación de Blasius para tuberías lisas (Pacheco, 1984). Esta ecuación se utiliza para números de Reynolds entre  $2320 < R_e < 10^5$ .

$$\lambda_G = 0,3164 \cdot R_e^{-\left(\frac{1}{4}\right)} \quad (2.53)$$

En un flujo completamente turbulento (Lampinen, 1991) es válida la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_G}} = 2,0 \cdot \log_{10}(R_e \cdot \sqrt{\lambda_G}) - 0,8 \quad (2.54)$$

- El número de Reynolds se determina por:

$$Re = \frac{V_g \cdot D}{\nu} \quad , \quad (\text{Paulov 1980}) \quad (2.55)$$

### Sumatoria de Pérdidas por accesorios $\xi$

Este parámetro se determina por la suma de los coeficientes de pérdidas por accesorios, los cuales se determinan según tablas de (Cameron Data)

- Caída de Presión por pérdidas locales ( $P_{loc}$ ; Pa)

$$P_{loc} = \frac{\xi \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \quad (2-56)$$

- Caídas de Presión Total ( $\Delta P_{total}$  Pa)

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{roz} + \Delta P_{loc} \quad (2-57)$$

- Cálculos del diámetro óptimo de la tubería ( $D_{opt}$ ; m)

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$D_{opt} = (4 \cdot Q / 3.1416 \cdot Vg)^{1/2} \quad (2-58)$$

- Coeficiente cinemático de viscosidad del aire ( $\nu_1$ ; cm<sup>2</sup>/s)

$$\nu_1 = \frac{\mu_1}{\rho_1} \quad (2-59)$$

- Pérdidas de presión por unidad de longitud ( $\Delta P$ ; Pa)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot (V_1)^2 \quad (2-60)$$

La longitud equivalente de una resistencia local se asume como la resistencia de un tramo de tubería horizontal recta en la que las pérdidas de presión causada por el paso de la corriente de aire es igual a la que se produce por una resistencia local como son, codos, derivaciones, válvulas, etc. Estas longitudes equivalentes dependen de las propiedades del material y de las dimensiones de los elementos que inducen estas resistencias locales.

Como guía para el cálculo se dan los valores aproximados de estas resistencias basadas en los datos experimentales.

$$L_{red} = \sum L_{hor} + \sum L_{vert} + \sum L_{eq.cod} + \sum L_{eq.val}$$

$\sum L_{hor}$  = Suma de las longitudes de los tramos horizontales

$\sum L_{vert}$  = Suma de las longitudes de los tramos verticales

$\sum L_{eq.cod}$  = Suma de las longitudes equivalentes por concepto de codos

$\sum L_{eq.val}$  = Suma de las longitudes equivalentes por concepto de válvulas.

- Pérdida por rozamiento ( $\Delta H$ ; Pa)

$$\Delta H = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2-61)$$

- Caídas de presión por resistencias locales (Z; Pa/m)

$$Z = \frac{\xi \cdot V^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \quad (2-62)$$

### 2.7.3 Pérdidas por fugas en la red de distribución de aire comprimido.

Para determinar las pérdidas por fugas en la red de distribución se deben aplicar dos métodos:

**Primer método:** Emplea la capacidad conocida del compresor y un reloj común. El procedimiento varía dependiendo del tipo de compresor.

En el caso nuestro, que es el compresor centrífugo de 3 etapas no se puede hacer la prueba práctica debido a que este equipo siempre tiene que estar funcionando por su gran importancia (debe garantizar el volumen de aire para trasladar el mineral secado y molido a la planta de hornos de reducción).

Haremos referencia de cual es el procedimiento a seguir para determinar las fugas.

Se debe poner a funcionar el compresor con todos los consumidores apagados, hasta que el sistema alcance la presión de máxima y apagarlo. Si existieran fugas de aire la

presión del sistema comienza a disminuir, se arranca de nuevo repitiendo la operación 5 veces, en todos los experimentos se anotan los tiempos en que el equipo se mantuvo en operación y apagado. Luego de realizar las corridas experimentales se aplica la siguiente fórmula (Laing, 1999).

$$L = \frac{Q \cdot T}{(T + t)} \quad (2.63)$$

Donde:

$L$  - Total de fugas del sistema en  $\text{m}^3/\text{min}$

$Q$  - Capacidad del compresor en  $\text{m}^3/\text{min}$

$T$  - Tiempo funcionando, en minutos

$t$  - Tiempo apagado, en minutos

El procesamiento estadístico se efectúa mediante los errores admisibles de los valores de las variables. Los parámetros de cálculo del análisis estadístico son:

- Media aritmética

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (2.64)$$

Donde:

$x_i$  - elementos de la serie.

$n$  - número de pruebas.

- Desviación media

$$\Delta \bar{X} = \frac{\sum |X_i - \bar{X}|}{n} \quad (2.65)$$

- La varianza muestral

$$S_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n - 1} \quad (2.66)$$



La raíz cuadrada de la varianza muestral se denomina error estándar ( $S_x$ ). El error estándar de la media aritmética es:

$$\delta = \frac{t_{tab} \cdot S_x}{\sqrt{n}} \quad (2.67)$$

El procesamiento estadístico se ejecuta con el empleo del criterio de Student para una probabilidad  $t_{0,95}$  mediante la comparación del  $t_{obs}$  observado con  $t_{tab}$  de la tabla:

$$t_{obs} = \frac{|X_i - \bar{X}|}{S_x} \quad (2.68)$$

Cuando  $t_{obs} < t_{tab}$ , la dispersión entre los resultados obtenidos no es significativa.

**Segundo método;** Consiste en realizar mediciones directas de las pérdidas, con el empleo del sistema de placa orificio y el medidor de presión diferencial, durante el tiempo de parada del compresor en cada experimento. Luego aplicarle algunas ecuaciones del análisis estadístico tales como son: media aritmética, desviación media, varianza muestral y el error estándar de la media aritmética.

El gasto volumétrico de aire se determina por:

$$Q = \alpha \cdot k \cdot F \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Donde:

$\alpha$  ---- Es el coeficiente de gasto de un diafragma normal en la tubería (Pavlov, tabla XV, Pág. 556).

$k$  ---- Factor de corrección que considera la rugosidad de las paredes de la tubería, (oscila de 0.85 a 1.0), se recomienda 0.9, Pavlov, tabla XVI, Pág. 557.

$$Q = \text{Sección} \times \text{Velocidad} = \frac{\pi D^2}{4} V$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

## **2.7 Conclusiones del Capítulo 2**

1. Se estableció una metodología de cálculo que posibilita evaluar la eficiencia del sistema de aire comprimido de los compresores centrífugos de tres etapas, modelo K-500 y analizar la red de distribución hasta el colector de salida.
  
2. Se realizó el diseño de experimentos para la obtención de las mediciones de los parámetros de la instalación, obtener la correlación y validación de las variables que intervienen en el sistema, analizando las características de toda la instrumentación instalada y los equipos de medición.
  
3. Se estableció el cálculo verificativo de las pérdidas de presión (por accesorios y fugas) para el transporte de aire por tramos de tuberías en la instalación general.

## **Capítulo III. Resultados experimentales, Valoración Económica e Impacto Medio Ambiental del Objeto de estudio.**

### **3.1 Introducción**

En toda investigación resulta de gran importancia el conocimiento de los resultados experimentales por las ventajas que revierte el mismo. Es por ello que en este capítulo abordaremos los principales logros alcanzados, teniendo en cuenta que estamos en presencia de un puesto clave.

Para la obtención de todos los resultado previamente se realizó un consejo técnico conjuntamente con el personal de dirección de la planta termoeléctrica, donde se analizó, el estado actual y proyección de trabajo en los compresores K-500 por la gran influencia e incidencia que tienen en el cumplimiento del plan de producción de Níquel mas Cobalto (ver anexo 1).

#### **Objetivos del capítulo:**

1. Evaluar la eficiencia tecnológica y metalúrgica del sistema de aire comprimido de los compresores K-500 y analizar la red de distribución hasta el colector de salida.
2. Realizar una valoración técnica del esquema de medición del fluido en la instalación. y proponer mejoras técnicas para incrementar la eficiencia de la instalación.
3. Analizar los resultados obtenidos y realizar las recomendaciones técnicas para el conjunto del sistema, así como la valoración económica y medioambiental.

### **3.2 Resultados de los experimentos realizados en la instalación industrial**

Para el desarrollo experimental de la investigación se utilizaron los Compresores Centrífugos de tres etapas modelo K-500, los enfriadores intermedios y exteriores, las redes de tuberías de aire, hasta el colector situado en la salida de la instalación para los suministradores de las plantas de Hornos de reducción y Secaderos. Es importante señalar que las corridas experimentales se realizaron durante 3 meses a razón de una hora. Todos los parámetros se tomaron según diseño de experimento.

**Durante los experimentos realizados se obtuvieron los siguientes resultados.**

*Comportamiento del Flujo de aire en la línea de salida del compresor con el sistema de platillo de orificio de diafragma.*

Según los datos obtenidos los valores reales del flujo de aire que fueron obtenidos en la línea de salida de los compresores K-500 muestran que la eficiencia volumétrica está a un 76 % de su capacidad máxima. De 30 000 m<sup>3</sup>/h que bebían producir solo se alcanzó un valor promedio de 23 000 m<sup>3</sup>/h (ver anexo 2 y figura 1).

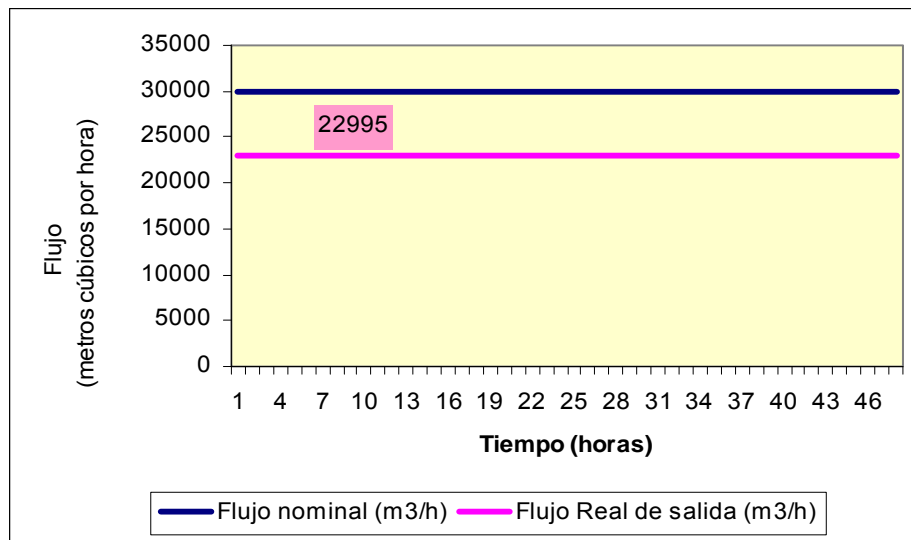


Figura 1 Comportamiento del flujo de aire en la salida de los compresores K-500

Según mediciones realizadas al flujo en la succión de los compresores se determinó que por defectos de incrustaciones de mineral en la tela de filtrado, deterioro de la tela y reducción del área de succión, el valor obtenido resultó 84,25 % del flujo máximo inicial. El flujo máximo en la succión por diseño es de 53 333,33 m<sup>3</sup>/h y el flujo real según mediciones resultó 44 931.00 m<sup>3</sup>/h (ver figura 2 y anexo 27 y 28) el Informe técnico de muestreo con fecha 15 de Septiembre del 2007).

También, estos compresores están sobrecargados en la producción de aire debido al exceso de equipos consumidores que se alimentan de la red de tuberías, instalados a el. Además, el flujo disponible con relación a los consumidores esta muy por debajo de la capacidad real del equipamiento.

También incide la depreciación de esta instalación (10 %) por su tiempo de trabajo que es de 20 años de explotación y la falta de piezas de repuesto.

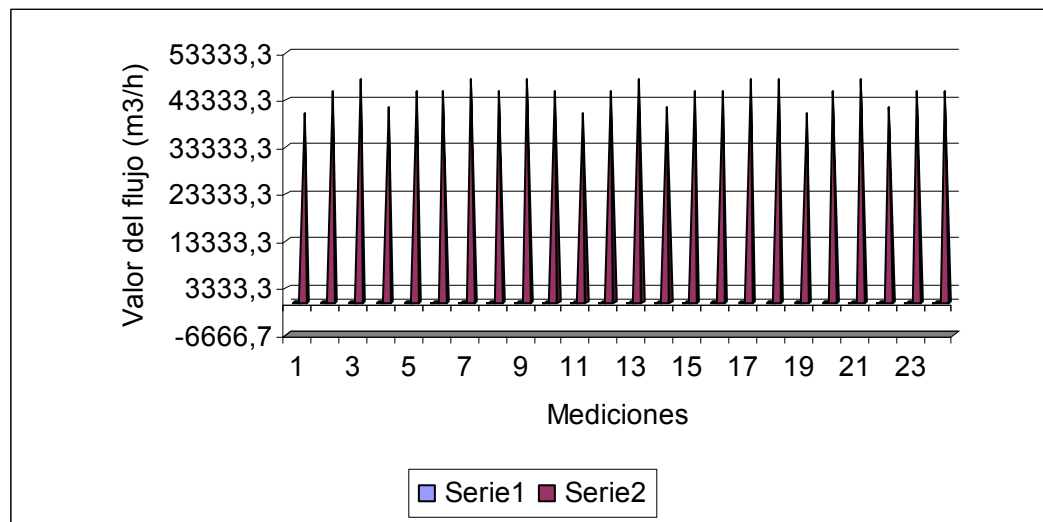


Figura 2 Comportamiento del flujo de aire en la succión de los compresores K-500.

Los valores obtenidos del flujo de aire, fueron tomados al mismo tiempo que los valores de presiones de aire, temperatura del aire y agua, potencia, voltaje, frecuencia, corriente y energía. El comportamiento de este parámetro antes y después de la modificación se comportó de la misma forma, aunque su densidad aumento.

*Mediciones de presiones en la salida del compresor, en la entrada y salida de la Planta de Hornos de reducción y Secaderos y en las cajas de mezcla (aire más mineral) en ambas plantas.*

Los valores reales de presión de aire en la línea de salida de los compresores K-500 muestran un descenso considerable a  $3.4 \text{ kgf/cm}^2$  (344505 Pa), el cual representa el 42,5 % de la presión máxima de trabajo de dicho equipamiento que es de  $8.0 \text{ kgf/cm}^2$  - 810600 Pa, (ver anexo 19 y 21).

Teniendo en cuenta que este aire se utiliza para el transporte neumático y en su minoría para el aire de servicio de esta empresa, los datos reflejados muestran un descenso de la presión desde el colector hasta la línea de entrada de hornos de reducción y también, hasta la caja de mezcla del mineral seco. Los valores alcanzados son de  $2.1 \text{ kgf/cm}^2$  (202650 Pa) y  $1.9 \text{ kgf/cm}^2$  (192518 Pa) respectivamente (ver figura 3 y anexo 3).

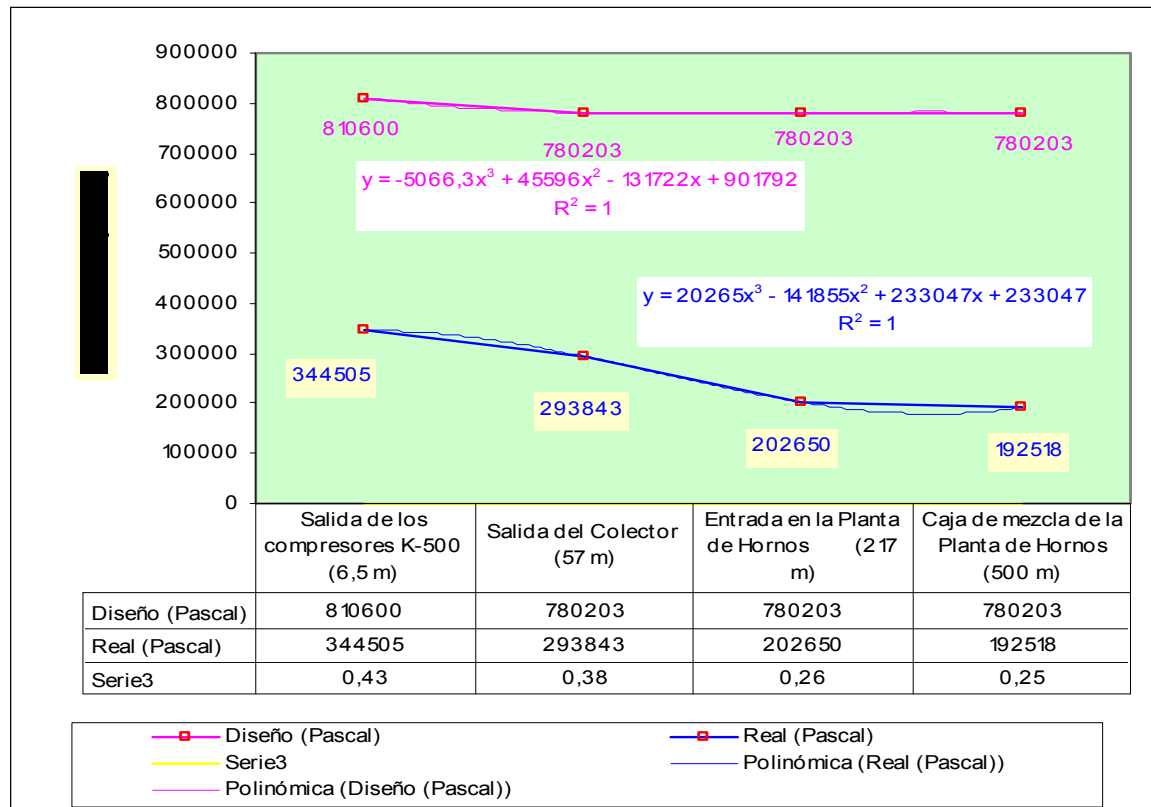


Figura 3 Comportamiento de los valores de presión de aire en la línea hasta Hornos de reducción

La presión desde la caja colectora hasta la línea de entrada de Secaderos alcanzó valores de  $2.0 \text{ kgf/cm}^2$  (202650 Pa) y desde la línea de entrada de Secaderos hasta la caja de mezcla de mineral alcanzó  $1.8 \text{ kgf/cm}^2$  (182385 Pa), ver figura 4 y anexo 3).

Estas variaciones de la presión se deben también a la red inadecuada de tuberías existente. Según cálculos realizados el diámetro óptimo de la tubería de salida debe ser de 400 mm y en su mayoría las dimensiones existentes oscilan en 300 mm y 350 mm respectivamente.

Teniendo en cuenta que esta instalación tiene 57,5 metros, solo desde la salida de los compresores hasta el colector de distribución a las plantas y que desde este último lugar a los consumidores alcanza distancias de 600 metros, es importante señalar que las caídas de presiones representan un gran porcentaje de pérdidas en esta instalación.

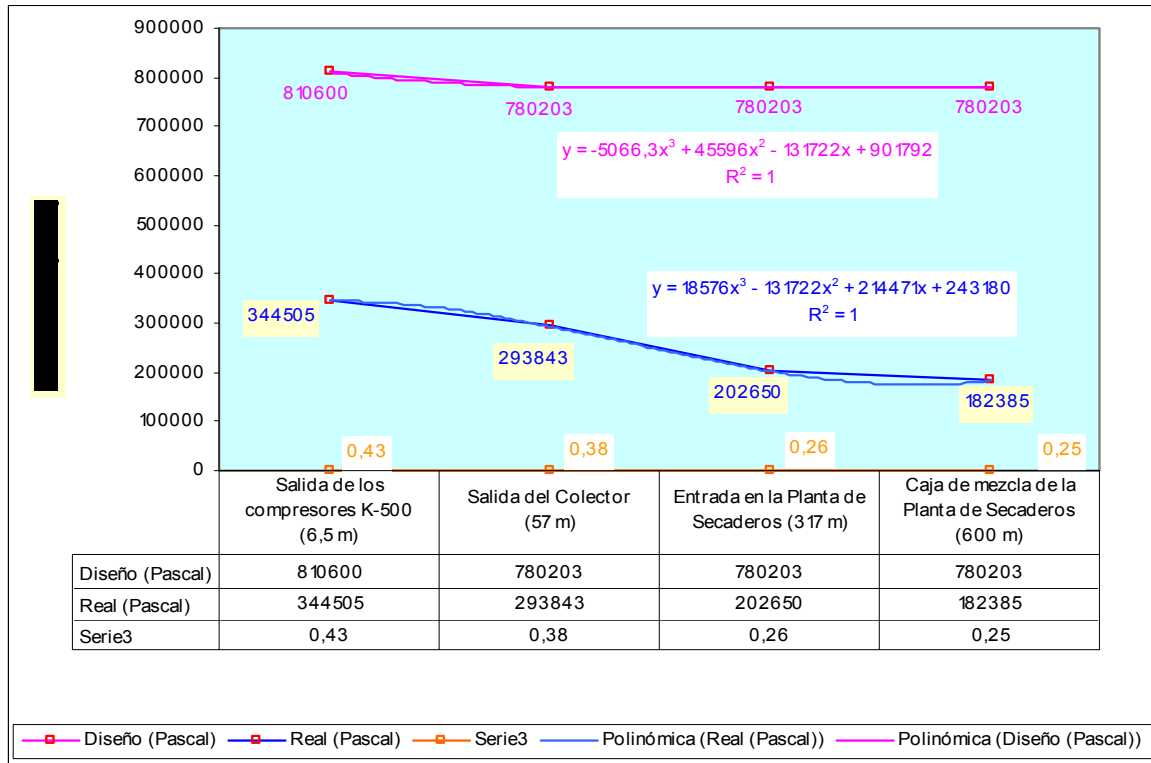


Figura 4 Comportamiento de los valores de presión de aire en la línea hasta Secaderos

Otra de las causas de la caída de presión es que la instalación actual no fue la proyectada por diseño y posterior al desmontaje de la antigua Planta de gas el sistema de trazado en la descarga de los compresores fue modificado para prestar un nuevo servicio según necesidades de la empresa a las plantas que utilizan equipos de transporte neumático y aire de servicio. Este trabajo fue realizado a pie de obra por el personal de mantenimiento de la termoeléctrica, sin previamente hacer un cálculo de factibilidad e Ingeniería.

Monitoreo continuo de la corriente, voltaje, potencia, factor de potencia, frecuencia, energía en el compresor en un período de 48 horas, en el horario de 7:00 AM hasta 07:00 AM del día siguiente.

Los valores promedio de potencia activa obtenidos muestran que el consumo real antes del desmontaje del material aislante resultó 2456.86 kW, estando por encima del valor recomendado por el fabricante (2362 kW), aunque el valor máximo (2500 kW) ha sido sobrepasado puntualmente en algunos picos de variación de altas demandas. Esto es debido a que existen variaciones en el consumo de energía de la red nacional y en su

mayoría los equipos de esta empresa son alimentados por la generación de energía interna (ver figura 5 y anexo 4).

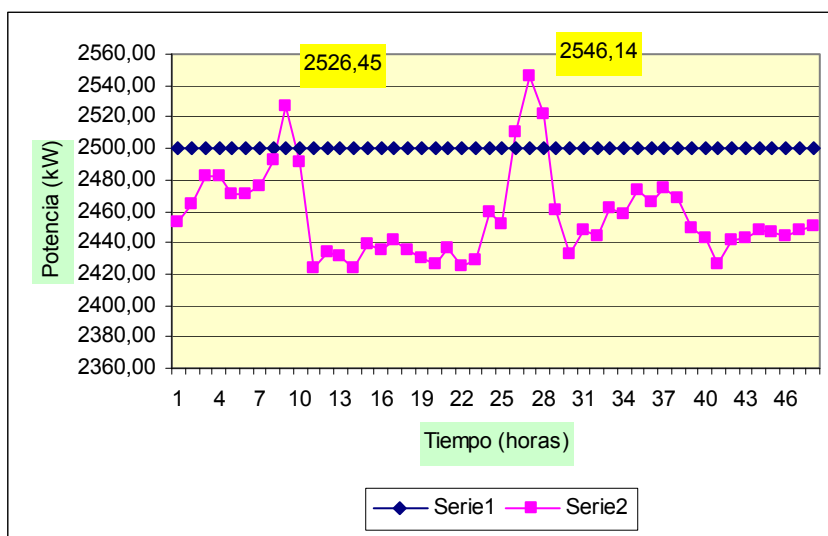


Figura 5 Comportamiento de los valores de Potencia activa en la instalación

El municipio de Moa consume como promedio del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) alrededor de 35,6 MW/h y de esa cantidad la empresa Ernesto Che Guevara consume como promedio 19 MW/h que equivale al 53 %. En esta empresa se generan 24 MW por dos generadores, los cuales de forma unitaria generan 12 MW y el consumo total de esta entidad oscila en 43 MW/h como promedio.

Los compresores K-500 consumen como promedio el 26,1 % del consumo de la energía de esta empresa y un promedio de 4,95 % del consumo del municipio de Moa (ver figura 6).

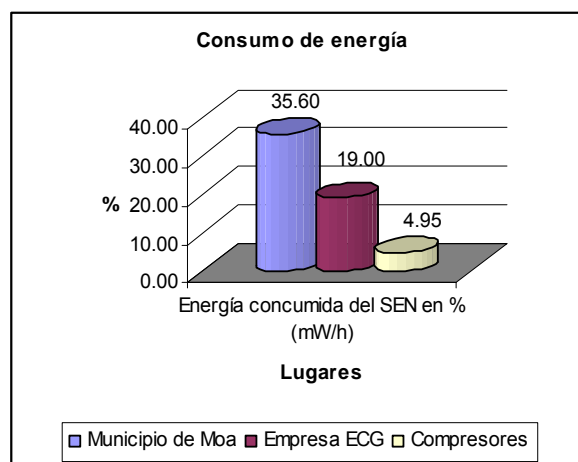


Figura 6 Consumo de energía horario promedio del Municipio de Moa, Empresa Che Guevara y Compresores de aire.



Según todas las mediciones realizadas se pudo observar que para los valores obtenidos de potencia activa los valores obtenidos de flujo están al 76 %, lo cual indica que existe baja eficiencia volumétrica, que la instalación es ineficiente con un alto consumo de energía. Debido a la gran potencia activa que consumen estos motores existen variaciones a la hora de los arranques, provocando oscilaciones de tensiones en el sistema eléctrico interno de la empresa e inestabilidad en la calidad de energía de la fábrica.

Los valores obtenidos del consumo de corriente son normales, aunque en algunos casos existen oscilaciones por estar conectados al SEN (ver figura 7, anexo 4 y 5).

En los arranques y paradas de estos motores ocurren oscilaciones que afectan la calidad y estabilidad de la tensión interna. Igualmente los valores obtenidos del factor de potencia se comportan normalmente. Tendiendo en cuenta que estamos en presencia de motores sincrónicos, nos dan la posibilidad de mejorar los factores de potencia sobreexcitando los mismos. Esto implica que pueden entregar potencia reactiva que es la que mejora dicho factor. En algunos casos se pueden utilizar como compensadores sincrónicos.

Con respecto a los valores del voltaje total que es la suma de los voltajes en cada fase, podemos decir que los mismos están por encima del valor normado de diseño (10 000 volts). Esto es debido a que existen variaciones en el suministro de energía, el cual puede ser de la generación interna o del SEN (ver en anexo 4 y 5, figura 6).

**Monitoreo de los valores de vibración en los 9 puntos de apoyo del conjunto motor, multiplicador, compresor.**

Teniendo en cuenta la norma DIN ISO 10816-3 (Norma de Severidad Internacional) estos compresores se clasificaron en el grupo número 1 con valores en el rango ( $300 \text{ kW} < P < 50 \text{ MW}$ ).

Los valores obtenidos en las mediciones se ilustran en el Anexo 6 el cual contiene un informe de inspección de diagnóstico realizado el día 28 de Mayo del 2007. Como resultado se obtuvo que de todas las mediciones realizadas a todos los puntos de apoyo del conjunto motor, multiplicador y compresor solamente la obtenida en el punto número 4, resultó en el rango de alarma con 13.6 mm/s.

Se consideran valores peligrosos en este grupo cuando la máquina puede sufrir daños y sobrepasan los 7.1 mm/s. En el caso de alarma los valores sobrepasan los 9 mm/s. Según el espectro del punto de medición 4V se observa dicha variación.

Posterior a solicitar el trabajo de revisión e inspección por la parte de mantenimiento se detectó que existía desgaste en el metal de apoyo de dicha chumacera y por ende en el par de transmisión de engranaje. Esto fue solucionado con el rellenado y escrepado del metal en sitio, aunque el material aportado no era el ideal por problemas de falta de piezas de repuesto. Finalmente se procedió a realizar mediciones de los niveles de vibraciones y alineación, quedando cada parámetro de trabajo en norma por el fabricante.

#### Monitoreo de comprobación de los valores de alineación en los acoplamientos del motor – multiplicador y multiplicador - compresor con la técnica de Rayos Láser.

Teniendo en cuenta la aplicación del equipo de Rayos Láser de tecnología moderna, el informe de inspección de diagnóstico realizado el día 28 de Mayo del 2007 (anexo 6) y el informe de Alineación realizado el día 2 de Junio del 2007 (anexo 7), se obtuvo que posterior a las mediciones y correcciones realizadas en los conjuntos motor - multiplicador y multiplicador – compresor el estado técnico final obtenido resultó en el rango excelente recomendado por el fabricante, por lo que este sistema quedó apto para su operación.

Se comprobó que la falta de piezas de repuesto tales como juegos de metales de apoyo del conjunto multiplicador y otros elementos mecánicos, provocan una corta duración en el régimen de trabajo estable. Se tuvieron en cuenta los valores recomendados por el fabricante según la tabla de parámetros de trabajo y datos técnicos del Equipo Easy Láser. Finalmente el personal técnico de la planta termoeléctrica aceptó el equipo en óptimas condiciones para su puesta en operación mediante acta de entrega.

#### Monitoreo de la temperatura del aire y agua con Pirómetro PCE-880.

Todas las mediciones obtenidas se realizaron con un Termómetro (marca KCM2) de puente electrónico y con un Pirómetro modelo PCE-880 de conjunto con el personal técnico y personal de muestreo del Departamento técnico de Dirección de los Servicios

técnicos a la producción. Además, con dos operadores de los compresores K-500 y con un especialista de mantenimiento de la termoeléctrica.

Se planificó realizar varias mediciones de las temperaturas del aire en 8 puntos según nomenclatura, antes y después de desmontar el material aislante de las tuberías de succión, enfriadores intermedios y tuberías de descarga. También, realizar mediciones posterior al desmontaje de la tela de filtrado situada en la cámara de succión.

Según los datos obtenidos se comprobó que el promedio de la temperatura atmosférica del aire en todos los puntos planificados disminuyó, permitiendo lograr una mayor eficiencia en las etapas de compresión debido al menor esfuerzo y trabajo. Se logró disminuir la temperatura en la salida del compresor en 3,04 °C, que equivale 18,7 kJ/s (ver figura 7, anexo 8 y 9).

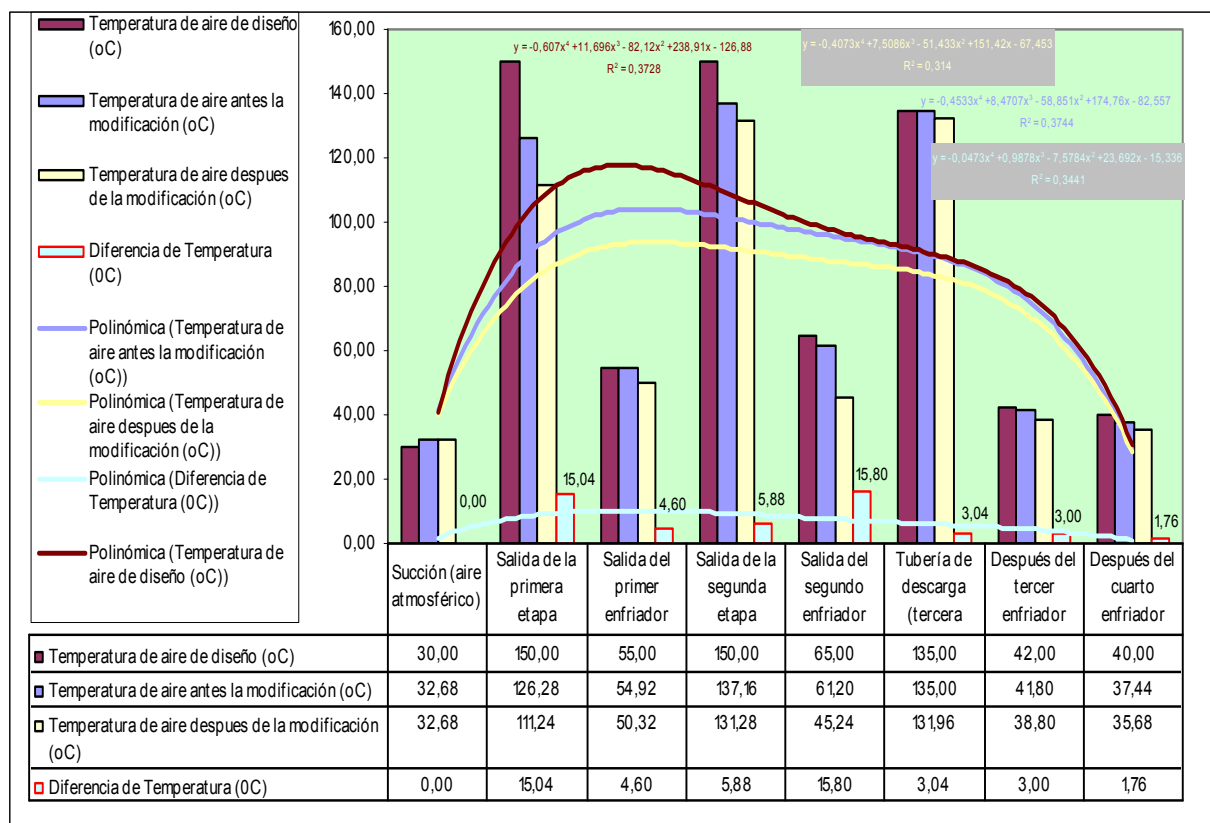


Figura 7 Comportamiento de la temperatura del aire con respecto a los valores límite normados por el fabricante (antes y después de la modificación)

Baste decir que por cada kWh de energía eléctrica consumida por un equipo, se descarga a la atmósfera 0,94 Kg de CO<sub>2</sub> (Fernando J. 1996).

Las mediciones de las temperaturas del agua en la salida de los enfriadores intermedios antes y después del desmontaje de la insulación se comenzaron a realizar el día 11/09/2007. El comportamiento que se ilustra en la figura 8, muestra un descenso de estos valores, provocado por el desmontaje del material aislante en el sistema de tuberías y enfriadores intermedio en  $12.98^{\circ}\text{C}$ . De  $160\text{ m}^3/\text{h}$  de agua para el enfriamiento del aire por cada compresor se pudo reducir  $15.7\text{ m}^3/\text{h}$  en su totalidad y un menor consumo de energía en  $4.92\text{ kJ/s}$ . Los valores anteriores oscilaban de  $47.78$  a  $52.30^{\circ}\text{C}$  y actualmente se alcanzaron valores de  $40.20$  a  $41.16^{\circ}\text{C}$  respectivamente.

Actualmente, se trabaja en la instalación de un flujómetro que se conectará directamente a un sistema de control automático digital que permitirá contabilizar de forma precisa los volúmenes de agua que se consumen durante la compresión del aire.

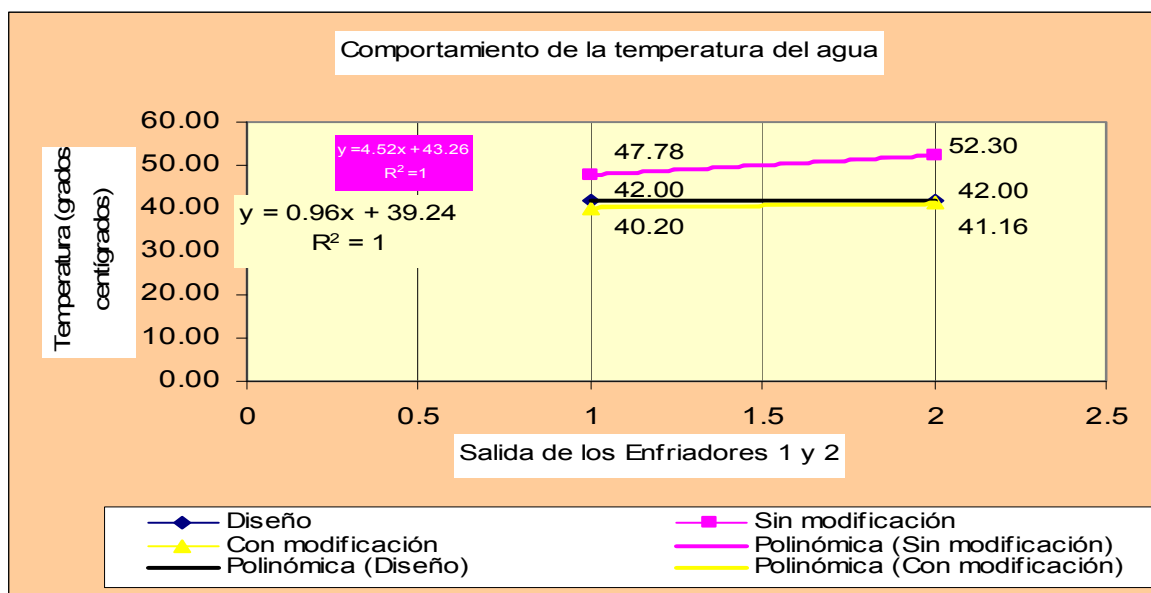


Figura 8 Comportamiento de los valores de temperatura del agua antes y después del desmontaje de la insulación y tela de filtrado defectuosa

### Consumo de aire por el uso de los compresores de aire en la empresa “Ernesto Che Guevara” Junio 2007

Teniendo en cuenta la estadística obtenida en el año 2006 y primer semestre del año 2007, podemos decir que en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara los equipos que utilizan el servicio de transporte neumático son los mayores consumidores de aire con un  $47.42\%$  del volumen total consumido en esta empresa. A su vez están

identificadas las plantas de Preparación de mineral y Hornos de reducción (ver la figura 9 y el anexo 11). Con respecto al aire tecnológico algunos equipos de Lixiviación y Cobalto como lo son los filtros son los mayores consumidores y en su total le corresponde el 46.32 %.

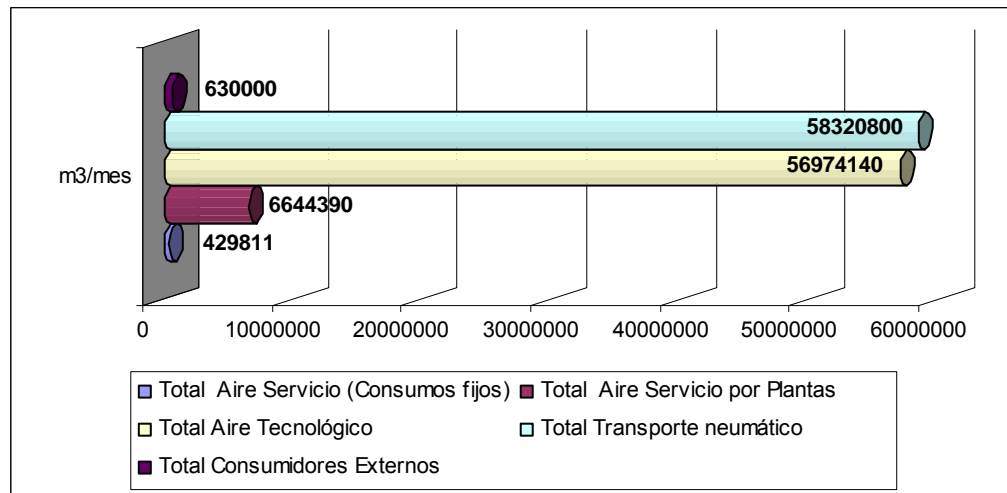


Figura 9 Consumo de aire por el tipo del uso (Junio de 2007)

**Influencia de las áreas de la empresa “Ernesto Che Guevara” en el consumo de energía eléctrica, cierre año 2006 (SEN).**

Primeramente se tuvo en cuenta la cantidad de compresores que existen en esta entidad y las características de cada uno de ellos. Entre las más importante se analizó el consumo de energía de cada uno por separado (ver anexo 12 y figura 10).

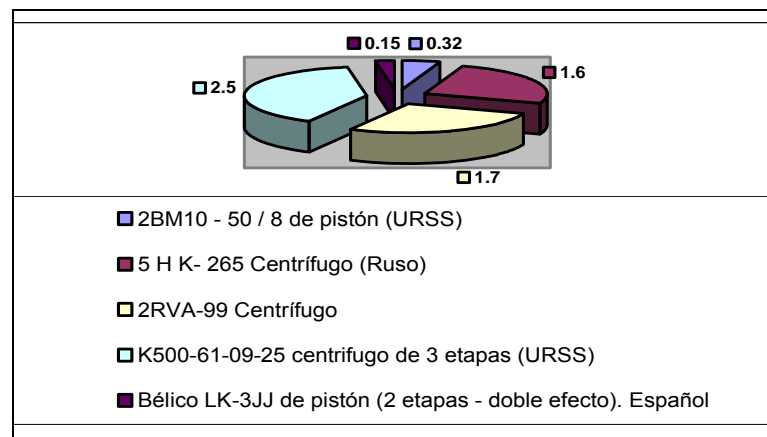


Figura 10 Consumo de energía por diseño de compresores de aire existentes

Se tuvo en cuenta el consumo energético planificado para cada tipo de compresor de aire existente. De ellos los compresores que prestan el servicio para el transporte neumático son los de mayores consumo por diseño con 8,9 mW/h, teniendo en cuenta que solo trabajan simultáneamente (un compresor K-500 y cuatro compresores 5HK). Ver figura 11 y anexo 13.

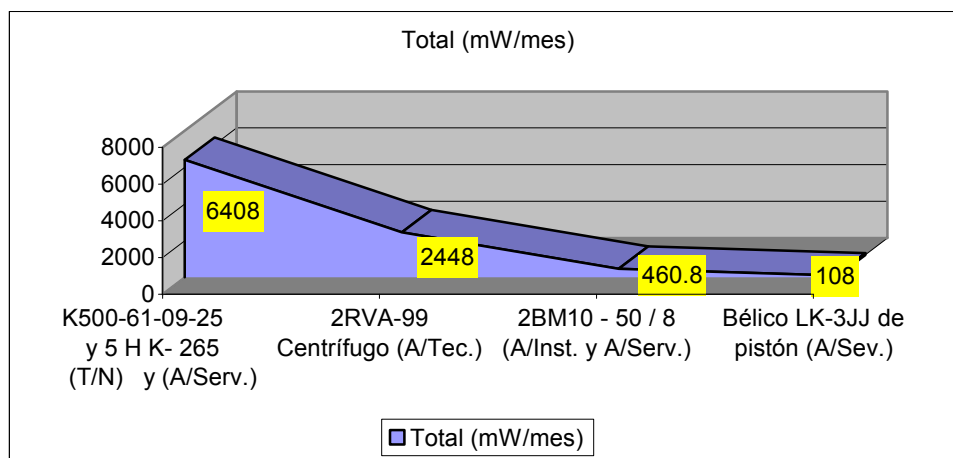


Figura 11 Consumo energético planificado por compresores de aire de la empresa Ernesto Che Guevara cierre año 2006.

Analizando la influencia de las áreas en el consumo de energía eléctrica de la empresa “Ernesto Che Guevara” cierre año 2006 (SEN) se pudo observar que los compresores de aire resultaron los mayores consumidores con un 26,10 % del total consumido por la empresa (ver anexo 12).

Atendiendo a que en el año 2006 la energía total consumida por los compresores de aire fue de 100883.675 mW y a que la energía total consumida por la empresa fue de 371370.514 mW podemos decir que este consumo de energía representa el 27.16 % del consumo de energía total de la empresa (ver anexo 14).

Atendiendo a que en el mes de Junio de 2007 la energía total consumida por los compresores de aire fue de 8435.788 mW y a que la energía total consumida por la empresa fue de 30221.511 mW podemos decir que este consumo de energía representa el 27.91 % del consumo de energía total de la empresa (ver anexo 14).

## Esquema de la instalación

Respecto a los planos de la instalación en su mayoría presentaban defectos por el largo tiempo de elaboración (año 1980), el deterioro del papel y también en cierta medida por el sistema de control de la documentación.

Como resultado del trabajo realizado se confeccionaron los planos generales y del sistema de lubricación en sistema digital en AUTOCAD 2005, el cual permite tener disponible dicha documentación en el Departamento de archivo de esta entidad para futuros trabajos de mantenimiento, reparación y modernización. Además, actualmente se perfecciona el sistema de control automático CITECT en todas las plantas de nuestra empresa y con este trabajo se viabiliza y humaniza el trabajo a realizar (ver figura 12).

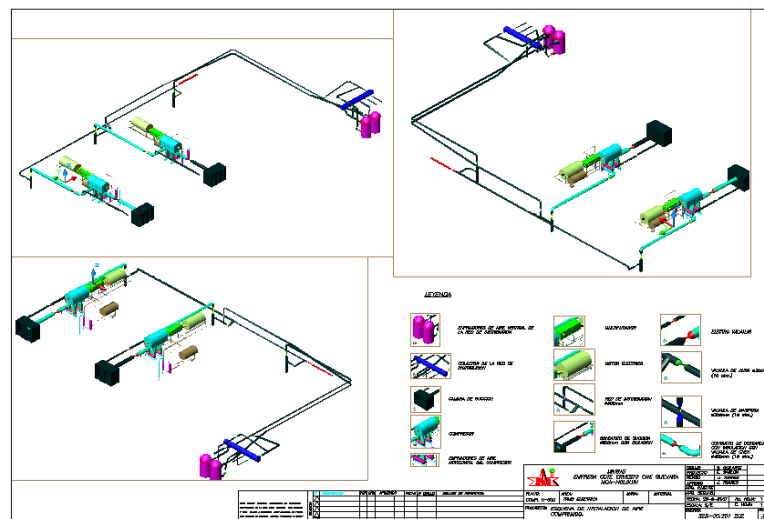


Figura 12 Esquema de la instalación en AutoCad de los compresores de aire K-500 de la empresa Ernesto Che Guevara cierre año 2006.

### 3.3 Evaluación de la instalación en explotación

Según datos de diseño, gráficos y cálculos por el fabricante, el punto de trabajo de estos compresores le corresponde un flujo de  $485 \text{ m}^3/\text{min}$  ( $29100 \text{ m}^3/\text{h}$ ), una potencia de  $2362 \text{ kW}$ , una eficiencia de  $0,67 \%$  y una carga de  $2473.70 \text{ m}$  a la presión de  $7.7 \text{ kgf/cm}^2$  ( $780202.5 \text{ Pa}$ ).

Los valores actuales obtenidos muestran que el punto de trabajo esta muy por debajo de los valores recomendados. Los valores de presiones alcanzados no superan los 3,4 kgf/cm<sup>2</sup> (344505 Pa) y disminuyen en todo el recorrido del fluido por la gran distancia que existe desde la salida de cada compresor hasta el colector y a su vez desde el colector hasta los consumidores (860 m en su totalidad). Además, por la cantidad de accesorios existentes en la instalación.

Teniendo en cuenta la cantidad de accesorios, el tramo B que es el de la salida de los compresores hasta los enfriadores 3 y 4 es el que mayor valor de pérdida alcanza por dicho concepto. Sin embargo teniendo en cuenta las pérdidas totales que incluyen las pérdidas por rozamiento y locales desde la salida de los compresores hasta el colector solo se pierde 0.57 Kgf/cm<sup>2</sup> (57755.25n Pa) y desde la salida del colector hasta las plantas un valor de 5.12 Kgf/cm<sup>2</sup> (518784 Pa). Esto representa una pérdida total de 5.69 Kgf/cm<sup>2</sup> (576539.25 Pa). Ver el anexo 21.

Del anexo 16 se hace evidente que el consumo de energía esta por encima del consumo recomendado por el fabricante, alcanzando valores promedio de 2456 kW/h y obteniendo un 76 % de eficiencia volumétrica de la producción de aire (23000 m<sup>3</sup>/h o sea 383.3 m<sup>3</sup>/min). Esto implica que se están consumiendo 94 kW/h como promedio por encima del valor recomendado por el fabricante o valor de diseño y a su vez existe una disminución del volumen de aire a producir. Sin embargo, posterior al desmontaje del material aislante los valores promedios de consumo de energía disminuyeron en 28 kW/h. A esto se le añade que la carga real esta a un 75 % de la carga de diseño.

El desmontaje del material aislante en las tuberías de succión, descarga y enfriadores intermedios mejoró la calidad del aire a partir con la disminución de la temperatura del aire en 3.04 °C, logrando un ahorro de energía de 18,64 kJ/s. Con respecto a la temperatura del agua se disminuye la temperatura en 12.98 °C y permite ahorrar 15,7 m<sup>3</sup>/h de agua, lo cual representa 41259,6 CUC al año. Se aumentó la densidad del aire en la salida de 2,90 a 2,96 kgm/m<sup>3</sup>.

### **3.4 Construcción de las curvas del sistema**

Para la construcción de las gráficas finales que ilustran el comportamiento de los principales parámetros del compresor modelo K-500 de la instalación de aire



comprimido de la empresa comandante “Ernesto Che Guevara” se tuvieron en cuenta las gráficas de diseño que están contempladas en el plano 1317.  $\Pi C$ , flujo – potencia, flujo – eficiencia y flujo – presión de aire (anexo 18).

El comportamiento real de los parámetros de trabajo se obtuvo teniendo en cuenta todos los resultados obtenidos durante las mediciones de flujo, presión de aire y agua, temperatura, potencia activa y además, los cálculos realizados con la metodología desarrollada. La comparación del comportamiento de los parámetros se ilustra en las figuras 13 y 14.

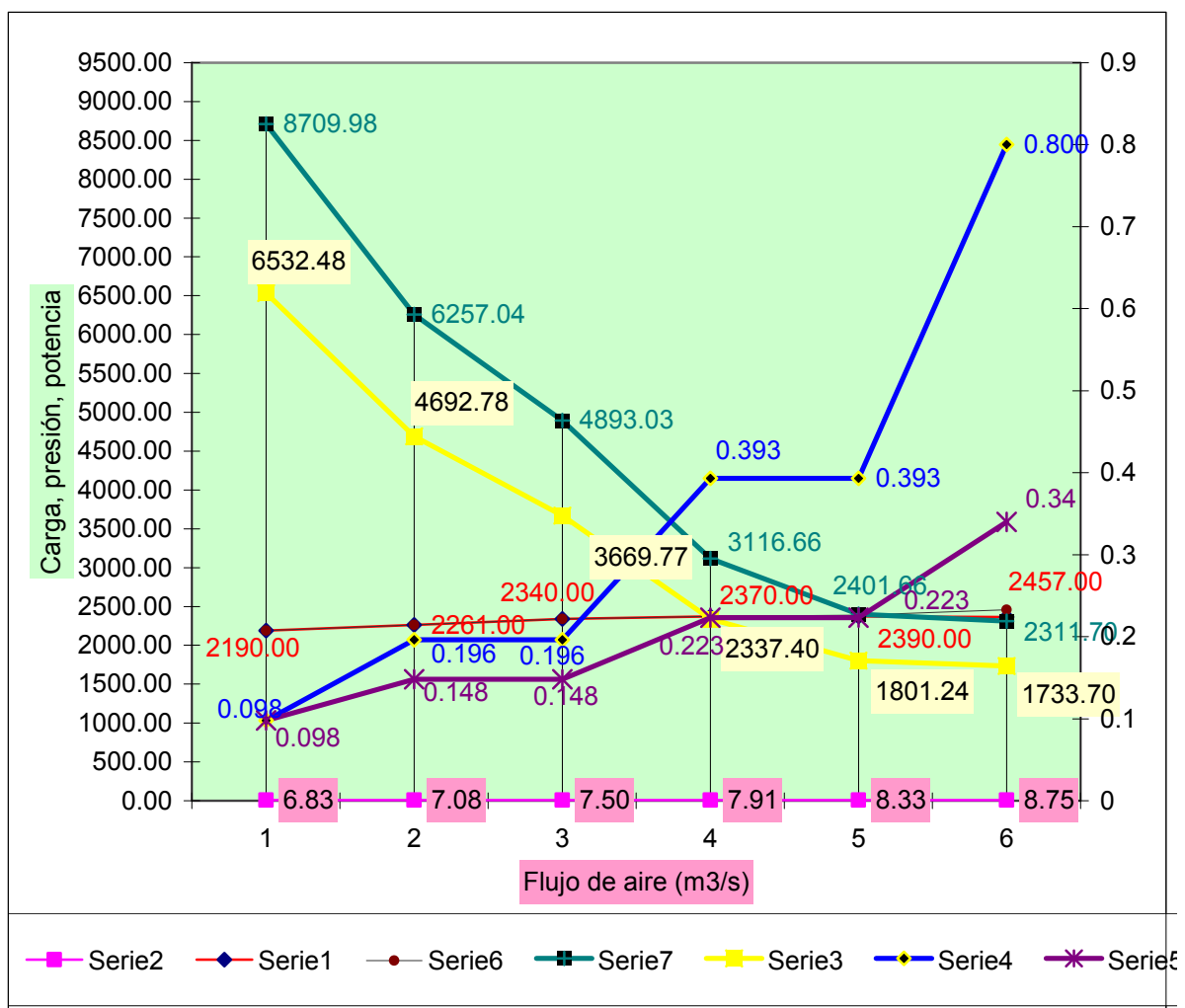


Figura 13 Comportamiento de los parámetros de los compresores modelo K-500 de la empresa Ernesto Che Guevara cierre año 2006.

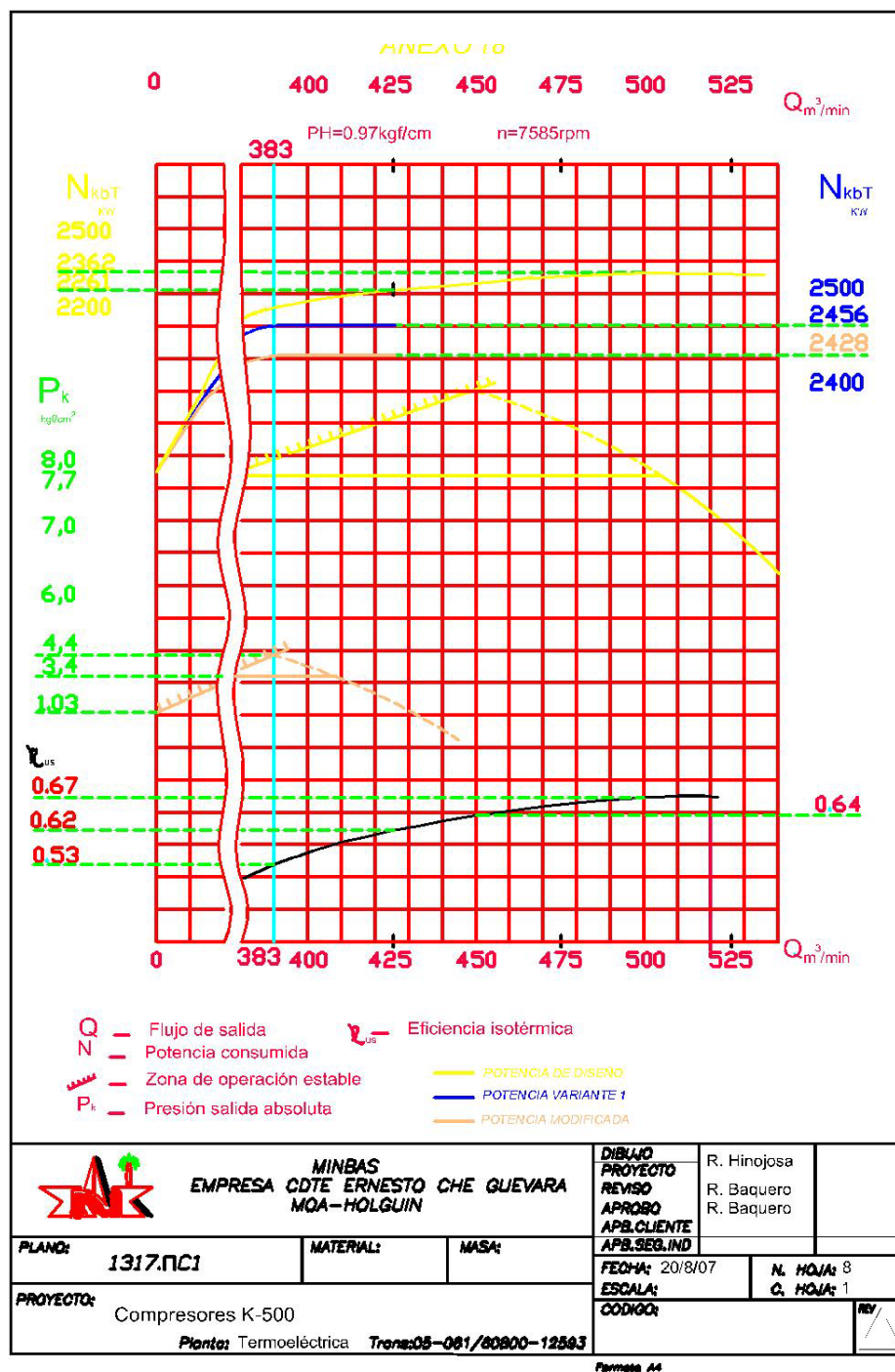


Figura 14. Comportamiento de los parámetros de diseño de los compresores K-500 de la empresa Ernesto Che Guevara cierre año 2006.

### **3.5 Propuesta de recomendaciones para el mejoramiento de la eficiencia de la instalación en explotación**

1. Utilizar la Metodología de cálculo desarrollada con los cálculos vericativos de la instalación en general, la cual permitiría realizar comprobaciones de los valores obtenidos y así con la instalación del sistema de control automatizado previsto a instalar considerar variables y parámetros de trabajo.
2. Generalizar el desmontaje de la insulación o material aislante en el conjunto del compresor 102, por haber logrado la reducción de la temperatura del aire en la salida del compresor de la línea 203.
3. Perfeccionar la instalación de un flujómetro digital para medir el consumo de agua en la salida de los enfriadores intermedios y finales con el objetivo de evaluar los valores más exactos de consumo de agua. Este debe estar conectado a un PLC para registrar datos y tomar acción de inmediato según señal de aviso.
4. Agilizar y dar prioridad a la compra de los materiales con los trámites establecidos. Disminuir la frecuencia de las inspecciones de diagnóstico en el conjunto de cada compresor, teniendo en cuenta la falta de la tela filtrante para la cámara de succión, otros elementos fundamentales para el mantenimiento y la cantidad de años en explotación que presenta esta instalación.
5. Instalar otro flujómetro en la línea 202 hasta tanto contemos con un flujómetro digital o de tecnología moderna para medir el consumo de aire en la salida de la línea, para así evaluar los valores reales de consumo de dicho portador y así tomar acción teniendo en cuenta la demanda de los consumidores.
6. Priorizar la propuesta de un nuevo trazado de tuberías diámetro 400 mm desde la descarga de los compresores hasta el colector de distribución a las plantas consumidoras.
7. Introducir los planos elaborados en AUTOCAD de la instalación actual, previamente revisados por el Grupo de Ingeniería para del sistema de control automático SITEC de los compresores de aire.

### 3.6 Evaluación Económica de las Variantes Propuestas

De acuerdo con el estudio efectuado, se evidencia la necesidad de modernizar el suministro de aire comprimido a la empresa. El deterioro del equipamiento, la mala calidad del aire suministrado, las presiones inestables de aire en los consumidores, el elevado consumo energético del sistema, entre otras causas, revierten el análisis de la posibilidad y necesidad de sustituir los compresores actuales por otros de mayor eficiencia y además, organizar el sistema de forma tal que reduzca los consumos energéticos actuales y elimine en gran medida, las pérdidas que se producen. Para esto se consideran las siguientes variantes.

**Variante I.** Reparación y mejoras de la instalación actual.

**Variante II.** Compra de compresores nuevos que garanticen el suministro de aire con el mínimo de pérdidas y una eficiencia por encima del 95 %, ubicación de compresores en las diferentes plantas consumidoras. (Variante descentralizada)

#### **Variante I. Reparación y mejoras de la instalación actual**

Actualmente esta instalación esta presentando deficiencias que se pueden mejorar, pero no permitirían alcanzar los niveles de flujo que exige el sistema de transporte neumático por tener más de 20 años de explotación con una depreciación de un 10% de su valor.

Esta incluye:

- Reparación capital de los compresores (anexo 23).
- Variación en la red de tubería por exceso de caída de presión (plano 325-CO-201 y anexos 29 y 30).
- Montaje de equipos de medición de temperatura, presión, flujo en diferentes partes de la instalación previamente analizados con personal especializado.
- Desmontaje de la insulación en tuberías de succión y descarga para mejorar la calidad del aire.
- Mejoras en la cámara de succión
- Garantizar el mantenimiento a los enfriadores intermedios 3 veces al año.

Ver los datos y el resultado final de cálculo de los indicadores económicos en Anexo 25.

### **Variante II. Compra de compresores nuevos**

Para esta variante se tiene en cuenta todas las ventajas que representa por concepto de ahorro de energía, eficiencia, calidad en el suministro del flujo, eliminación de más de 800 m de tuberías y accesorios que constituyen pérdidas por caídas de presión constituyendo un ahorro considerable para la empresa.

Para la implementación de esta variante es necesario el conocimiento de los consumos reales a máxima capacidad de cada una de las plantas consumidoras.

- Secaderos: 27000 m<sup>3</sup>/min
- Hornos: 24600 m<sup>3</sup>/min

Es por ello que se propone lo siguiente:

Comprar 6 compresores de tornillos modelo ZR 630 de capacidad 102.2 m<sup>3</sup>/min de aire, de los cuales trabajarían 5 y estaría 1 de reserva. Este último se sumaría si la demanda lo requiriera. Se utilizarían para alimentar la planta de Secaderos donde existen 10 bombas de tornillos de capacidad 45 m<sup>3</sup>/min cada una. Se instalaría un compresor por cada dos bombas y quedarían 20 m<sup>3</sup>/min de reserva, lo que garantizaría que los compresores trabajen desahogados sin emplear su máxima capacidad. En la implementación de esta variantes los equipos se montarían en la entrada de la planta consumidora y esto constituirá para la empresa un ahorro de \$21887,03 USD por concepto de eliminar casi un 1 Kilómetro de tuberías con accesorios que actualmente representa una considerable caída de presión en el sistema (ver anexo 15).

Los 4 compresores 5HK suministrarían el flujo de aire para la planta de Hornos de reducción para el transporte neumático.

Para la modernización del sistema de suministro de aire comprimido a la empresa se recibió una oferta de la firma productora CLYDE, con una oferta compresores rotativos de tornillos donde se observa un elevado nivel de automatización en el sistema de calidad del aire que se suministra. También se analizó una propuesta de la firma ABC de compresores reciprocantes (ver anexo 31).

### **Cálculo de la valoración económica.**

El análisis económico es una condición totalmente necesaria para el funcionamiento exitoso de cualquier sistema económico de una empresa y de la economía nacional. En el proceso de análisis, se obtiene la información sobre el estado del sistema, sobre los éxitos, las deficiencias, ventajas y desventajas de unos u otros métodos de dirección de la economía.

El análisis representa la forma fundamental de control del trabajo de la empresa y de sus uniones, de la utilización de los recursos materiales, laborales y financieros que intervienen en el proceso. Al mismo tiempo consiste en dar una valoración objetiva de la actividad del colectivo de la empresa y sus diferentes eslabones.

Las dos variantes propuestas en este trabajo son factibles desde el punto de vista económico, pues con su aplicación resolverían el incremento de la eficiencia en la instalación de aire comprimido de la Empresa. Para analizar la factibilidad del costo beneficio de las mismas mostramos en el anexo 25.

#### Cálculo del Efecto Económico para la **Variante I**

$$E = (GR1 - GR2)$$

$$GR1 = \$ 2.296.872,00$$

$$GR2 = \$ 1.998.754,22 + (\$ 316.820,47 \times 0,15)$$

$$GR2 = \$ 1.998.754,22 + \$ 47.523,07$$

$$GR2 = \$ 2.046.277,29$$

$$E = (\$ 2.296.872,00 - \$ 2.046.277,29)$$

$$\mathbf{E = \$ 250.594,71}$$

#### Cálculo del Efecto Económico para la **Variante II**

$$E = (GR1 - GR2)$$

$$GR1 = \$ 3.827.287,80$$

$$GR2 = \$ 2.390.129,00 + (\$ 126.255,45 \times 0,15)$$

$$GR2 = \$ 2.390.129,00 + \$ 18.938,32$$

$$GR2 = \$ 2.409.067,32$$

$$E = (\$ 3.827.287,80 - \$ 2.409.067,32)$$

$$E = \$ 1.418.220,48$$

Como se puede observar, se corrobora lo anteriormente dicho pero, a la Empresa le es imprescindible materializar la Variante II, tanto desde el punto de vista técnico como económico, ya que la productividad ascendería a un 95 % y, en un año, se lograrían beneficios por 1.167.625,77 Usd más que en la Variante I. Adjuntamos los cálculos:

$$E = (GR1 - GR2)$$

### **Donde**

GR1= Efecto Económico Variante II

GR2= Efecto Económico Variante I

E= Efecto Económico Total

### **Sustituyendo**

$$E = (\$ 1.418.220,48 - \$ 250.594,71)$$

$$E = \$ 1.167.625,77$$

Con la variante II la tasa interna de rendimiento (TIR) es menor y solo en 3 meses se amortiza y el valor neto actualizado (VAN) que se alcanza es mayor. Además, existen otras ventajas que se logran con la variante II que permiten una mayor eficiencia en la instalación y disponibilidad del fluido de aire.

### **3.7 Evaluación que ejerce el sistema de transportación de aire comprimido al medio ambiente. Afectaciones medioambientales**

Un aspecto a tener en cuenta en cualquier proyecto consiste en la protección del medio ambiente, aspecto que se ha convertido en una de las cuestiones que mas inquietan a la humanidad por el impacto tan apreciable que tiene sobre el estado de salud de toda la vida animal y vegetal en el planeta.

El aire comprimido como sustancia limpia y no tóxica, no constituye un problema de afectación al medio ambiente de forma directa, sin embargo para su producción es necesario consumir gran cantidad de energía que en la mayoría de los casos es energía eléctrica.

Este proceso constituye uno de los mayores problemas de contaminación ambiental por la emisión de gases a la atmósfera, dentro de los cuales se encuentra el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), que constituye el elemento fundamental que interviene en el llamado Efecto Invernadero causante de la elevación gradual de la temperatura de la atmósfera terrestre.

La utilización de compresores de alto rendimiento, es un requisito básico para una política de ahorro de energía y protección del medio ambiente adecuada. Baste decir que por cada KW-h de energía eléctrica consumida por un equipo se descarga a la atmósfera 0.94 Kg de  $\text{CO}_2$ . (Fernando. J 1996).

Un aspecto a destacar es que precisamente los Compresores y Bombas, están dentro de los equipos más consumidores de energía en una planta industrial, por lo que la implementación de nuevas tecnologías con un alto grado de automatización es un aspecto al que se debe prestar un máximo de atención.

El estado de salud del trabajador depende en gran medida de las condiciones de trabajo, su entorno laboral y su desempeño específico. En este medio, es donde el mismo se expone a los diferentes contaminantes, entre los que se encuentran el polvo industrial, el ruido, los gases, las vibraciones, etc.

Las partículas solas o en combinación con otros contaminantes representan un peligro muy grave para la salud del hombre y en general para los organismos vivos.

Los contaminantes penetran al organismo principalmente por dos vías: Inhalación de polvos en el aire a través de las vías respiratorias y Absorción de polvos a través de la piel. Las partículas entran en el cuerpo humano a través del sistema respiratorio y el efecto que produce depende de su tamaño, de la composición química, la mineralógica, la densidad, la superficie específica y otras.



Tomando en consideración todo lo anteriormente dicho es que el transporte neumático, independientemente de su elevado consumo de energía, comparado con otros sistemas de transporte convencionales, ofrece mayor seguridad en el traslado de materiales polvorientos debido a la reducción de las emisiones de polvo, humanizando el trabajo y reduciendo considerablemente la presencia de partículas sólidas en el medio ambiente y el entorno donde se desempeña el trabajador.

En este trabajo se realiza el estudio de la influencia que tienen los diferentes procesos que intervienen en la producción y su emisión de gases contaminantes a la atmósfera. Si bien es cierto que este estudio permite caracterizar el proceso industrial (con las correcciones necesarias). En cuanto al intercambio de calor, también es cierto que no se puede valorar en toda su magnitud las implicaciones económicas y medioambientales del proceso industrial por el alto nivel de producción.

### 3.7.1 Impacto ambiental asociado al proceso

El desarrollo de la industria minero metalúrgica en la región de Moa, es una muestra de todo lo agresiva que puede ser la actividad humana sobre el medio ambiente, sin embargo la industria y la ecología no son incompatibles, se pueden compaginar y coexistir, la interacción empresa y medio ambiente ha de ser beneficiosa y llegar a formar parte del entorno físico, social y humano de la región.

Primeramente se analizaron los impactos ambientales, los cuales son de gran importancia, pues posibilitan la comprensión de la dimensión exacta de como repercuten sobre el medio ambiente en el objeto de estudio y en los elementos externos. En la siguiente tabla se identifican los impactos ambientales que intervienen en el proceso de producción de aire comprimido.

Tabla 1 Identificación de los impactos ambientales del proceso de compresión de aire

Acciones o Actividades	Factores ambientales	Impactos Ambientales
Emisiones de Ruido continuo	Hombre	Pérdidas de la sensibilidad auditiva
Emisión de gases contaminantes	Aire	Disminución de la calidad del aire

Vibraciones	Económico	Pérdidas por concepto económico (mantenimiento)
Fugas de aire en el sistema	Económico	Pérdidas por concepto económico
Mala calidad del aire succionado	Económico	Pérdidas por concepto económico

Para realizar la valoración medioambiental se tuvieron en cuenta las pérdidas por los siguientes conceptos:

### 3.7.2 Pérdidas de la sensibilidad auditiva

Las mediciones se realizaron en diferentes horarios del día en el objeto de estudio analizado, que comprende todas las áreas donde el operador debe realizar las operaciones, desde los compresores hasta el colector de distribución final. Los datos obtenidos con el Sonómetro (Digital Sound Level Meter - Radio Shack), instrumento calibrado, certificado y apto para tomar las mediciones de niveles de ruido, resultaron en su mayoría por encima de la norma internacional que es de 85 decibeles (dB). Solo los valores obtenidos en el local del operador resultaron por debajo de la norma (ver anexo 26).

En este caso los valores obtenidos son producto a que no existen suficientes piezas de repuesto para acometer las reparaciones, teniendo en operación por más de 20 años dichos equipos. Además, aunque la frecuencia de las reparaciones se ha incrementado los grados de ajuste y calibraciones en los pares de engranes, apoyos y chumaceras no son los ideales, lo que disminuye la eficiencia mecánica y así provoca un mayor gasto.

Este sonido no deseado puede originar daños a la salud humana y constituye uno de los requisitos higiénicos sanitarios más importante para los operadores, lo cual deben disminuirse con la rápida gestión de piezas y accesorios, con el cumplimiento de los mantenimientos establecidos y también con el uso correcto de los medios de protección individual (tapones contra el ruido).

Se ha demostrado que la exposición prolongada a ciertos niveles de ruido puede provocar la pérdida total de la audición. Por ejemplo, en personas que trabajan en ambientes ruidosos, sometidos a niveles de ruido superiores a 90 dB (A) durante más de 20 años y a razón de 8 horas diarias, tienen una probabilidad alta de perder el sentido del oído y por tanto convertirse en sordos.

En estudios realizados por la Agencia de Protección Ambiental, (APA) se ha llegado a la conclusión de que existe riesgo de pérdida definitiva del oído, después de 40 años de exposición diaria a un nivel constante de ruido.

### **3.7.3 Pérdidas por la mala calidad del aire succionado**

Según proyecto de esta instalación debía existir una malla filtradora en cada cámara de succión de los compresores modelo K-500, la cual permitiría extraer la contaminación del aire succionado por cada conjunto. Durante el estudio y análisis del presente trabajo se detectó que las mallas para filtrar el aire están defectuosas y en gran medida cubiertas de impurezas producto del trabajo realizado durante varios años de explotación.

Según la norma NC-190163 (Niveles límites admisibles de polvos y aerosoles fibrogénicos – Sustancias nocivas) el valor permisible para una persona es de  $4 \text{ mg/m}^3$  del volumen de aire. Este valor en el piso de los compresores esta en norma, pero según mediciones realizadas en la cámara de succión el valor alcanzado es de  $109.4 \text{ mg/m}^3$ , lo que indica que el aire aspirado esta muy cargado de impurezas, las cuales pueden producir desbalanceo en los rodets y daños de otros accesorios del sistema (ver anexo 27 y 28).

En la actualidad se gestiona dicha tela para eliminar la posibilidad de continuar introduciendo impurezas en el conjunto interior de los compresores centrífugos multietápicos.

Por otra parte las mediciones de la temperatura del agua en la salida de los enfriadores intermedios antes y después del desmontaje de la insulación muestra un descenso de los valores provocado por el desmontaje del material aislante en el sistema de tuberías y enfriadores intermedio. Los valores anteriores oscilaban de  $47,78$  á  $52,30$  °C y actualmente se alcanzaron valores de  $40,20$  á  $41,16$  °C respectivamente. Esto permite lograr en cada etapa un menor trabajo y un ahorro significativo de energía. El consumo de agua se redujo en  $15.7 \text{ m}^3/\text{h}$ . Actualmente, esta en proceso de montaje, un flujómetro que se conectará directamente a un sistema de control automático digital que permitirá contabilizar de forma precisa los volúmenes de agua que se consumen

durante la compresión del aire. Todo esto ha permitido mejorar la calidad del aire suministrado.

#### **3.7.4 Pérdidas por mantenimientos no planificados**

Estas pérdidas surgen por el deterioro de algunos elementos y accesorios que componen la instalación.

La falta de recursos para los mantenimientos y reparaciones trae consigo en un periodo determinado el deterioro de algunos elementos y componentes del compresor contribuyendo a la disminución de su vida útil y a regímenes de trabajo desfavorables. Ejemplo: La falta de las chumaceras y metales de apoyo traen consigo un aumento de la frecuencia de las reparaciones y una menor disponibilidad del equipamiento tecnológico. En este caso se realizan hasta 4 mantenimientos medianos en el año de 2 planificados. La ausencia de la tela para filtrar el aire en la cámara de succión trae consigo la entrada de aire cargado de impurezas y lubricantes que se incrustan en las paredes de los impelentes y deterioran los sellos laberínticos, facilitando un incremento de la potencia, caída de presión en el aire de salida y disminuyendo su eficiencia volumétrica. Esto conlleva a una reparación capital del compresor con un costo total de \$ 316820.47 para un compresor y para dos compresores de \$ 633640.94.

#### **3.7.5 Pérdidas por consumo de energía eléctrica**

Teniendo en cuenta que según las mediciones realizadas al volumen de aire se obtuvo una eficiencia volumétrica del 76 % con un consumo promedio de energía de 2456 kW/h, valor que esta por debajo del valor máximo (2500.00 kW/h) y valor por encima del normado (2362 kW/h), podemos decir que existe una pérdida de 96.86 kW/h.

Esto implica que como se dejan de producir  $7000 \text{ m}^3/\text{h}$  de aire y el costo para producir cada  $\text{m}^3/\text{h}$  de aire es de \$ 0.015, entonces las pérdidas en una hora son de 105 CUC lo que equivale a 919800.00 CUC al año.

Durante las mediciones existieron picos de variación de la potencia por encima del valor máximo producto de variaciones en el consumo de energía de la red nacional y a que en su mayoría los equipos de esta empresa son alimentados por la generación de energía interna. Además, debido a la gran energía que consumen estos motores,

existen variaciones a la hora de los arranques, provocando oscilaciones de tensiones en el sistema eléctrico interno de la empresa e inestabilidad en la calidad de energía de la fábrica. Es importante señalar que el mayor consumo de energía con respecto a todas las áreas de nuestra empresa es de 26,1 % (ver anexo 12).

Esto demuestra que la instalación es ineficiente ya que se producen volúmenes de aire inferiores con un alto consumo de energía.

### **3.7.6 Pérdidas metalúrgicas**

Debido a la reducción de la temperatura del aire en las diferentes etapas de compresión y en la descarga final de los compresores (anexo 8 y9), se mejora la calidad del aire, disminuyendo el porcentaje de humedad en un 2,5 %. Esto contribuye a una mejor mezcla en el proceso de transporte neumático ya que se consume menor cantidad de combustible en el secado y reducción del mineral.

La modernización total de la instalación de aire comprimido, aporta un 37 % del flujo de aire para el proceso de transporte neumático de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara. Desde el punto de vista de su automatización y control, permite garantizar en norma los parámetros de trabajo y así permite incrementar la calidad del aire.

### **3.7.7 Impacto ambiental asociado al proceso**

El desarrollo de la industria minero metalúrgica en la región de Moa, es una muestra de todo lo agresiva que puede ser la actividad humana sobre el medio ambiente, sin embargo la Industria y la ecología no son incompatibles, la interacción empresa y medio ambiente ha de ser beneficiosa y puede llegar a formar parte del entorno físico, social y humano de la región.

Se tomó como referencia una estadística realizada por el departamento de seguridad industrial, según resultados experimentales realizados en la planta de Hornos por la influencia directa que tiene en la emisión de gases contaminantes a la atmósfera.

### **3.7.8 Mediciones de polvo en suspensión**

La determinación de los niveles de polvo en suspensión en la zona de la toma de aire fue llevada a cabo en la cámara de succión de aire y en el nivel de los compresores K-500. La metodología utilizada fue la descrita en la NC 19-01-31, basada en la retención

cuantitativa de polvo al pasar el aire aspirado a través de un filtro previamente pesado. La toma de muestras se realizó con una bomba personal de bajo volumen modelo GilAir de la firma SENSIDYNE, la cual se programó para muestrear a intervalos de ½ hora durante 1 hora, tratando de lograr un acumulado total no menor de 6 horas de muestreo.

Como resultado el valor promedio de concentración de polvo en suspensión en el área analizada se obtuvieron valores de 109.4 mg/m<sup>3</sup> y 3.71 mg/m<sup>3</sup>, respectivamente. Esto muestra que el valor de concentración de polvo en el área de estancia de los operadores estuvo por debajo del umbral de sensibilidad del equipo de medición, por estar por debajo de 4 mg/m<sup>3</sup>N y en el caso de la cámara de succión esta muy fuera del rango permisible.

Según los datos obtenidos y teniendo en cuenta que el flujo máximo de succión de los compresores K-500, este equipamiento esta trabajando a un 84,25 % del volumen total de aire a succionar, lo que se debe a la gran obstrucción o resistencia que ejerce la tela para el filtrado de aire, la cual presenta un estado técnico muy deficiente, a las condiciones inoperables, por lo que se recomienda su cambio.

Es importante señalar que en la planta de Hornos se realizaron de mediciones de concentración de polvo según NC 19-01-31, mediante un captador de bajo volumen de la firma Air Metrics. Esta técnica para la toma de muestra correspondiente al método de ensayo permitió que se realizara en la zona respiratoria del trabajador durante la ejecución de su actividad laboral habitual. Fueron tomadas muestras en condiciones normales de producción teniendo en cuenta los procesos tecnológicos fundamentales y las principales fuentes de emisiones difusas y fugitivas. Estas mediciones se realizaron con un instrumento de medición marca (Gilairs), y los resultados obtenidos fueron 4,4 mg/m<sup>3</sup> en el nivel 4 y la losa 2 y 2,26 mg/m<sup>3</sup> en la losa 2 y nivel 23.

En sentido general estos valores han disminuidos sensiblemente comparados con los obtenidos en estudios realizados por investigadores del ISMM en el año 1995 pero son muy similares a los obtenidos por CESIGMA. SA en el año 1998, aunque se evidencia una sensible mejora de la calidad del aire en el medio ambiente laboral respecto a este indicador (lo que está dado por los cambios que se han realizado con el objetivo de

mejorar la calidad del aire en los puestos de trabajo) todavía siguen estando por encima de la concentración máxima admisible (CMA).

### 3.7.9 Impacto social

Este trabajo aporta una metodología de cálculo que permite ser utilizada por los estudiantes y otras personas interesadas en la temática. Esta investigación tiene gran importancia ya que permite ahorro de energía eléctrica por concepto de mejoramiento de la calidad del aire para el transporte neumático, disminución los costos por libra de níquel, mejora las condiciones energéticas, así como mejora las condiciones de trabajo de los obreros con la disminución de los niveles de ruido y riesgos de enfermedades profesionales.

## 3.8 Conclusiones del Capítulo 3

- 1) Según el resultado de los cálculos vericativos se comprobó que la instalación es totalmente deficiente, con un 76 % de eficiencia volumétrica, con una red de tuberías mal calculada (grandes distancias hasta los consumidores y gran existencia de accesorios), con caídas de presión muy elevada, con tramos de diferentes diámetros, siendo el óptimo de 400 mm. Además, la instalación tiene más de 20 años de explotación con una depreciación de un 10 % de su valor (Ref. Tabla 18, página 519, Reciprocating and Rotatory Compressors).
- 2) Se agrupa un conjunto de mejoras técnicas para el esquema de medición del fluido de la instalación para incrementar la eficiencia, teniendo en cuenta que carece de instrumentos modernos, más fiables y de gran porcentaje de precisión.
- 3) Entre los resultados mas significativos se mejoró la calidad del aire a partir del desmontaje del material aislante en las tuberías de succión, descarga y enfriadores intermedios con la disminución de la temperatura del aire en  $3.04^{\circ}\text{C}$ , aumentando la densidad del aire en la salida de los compresores de 2,90 a  $2,96\text{ kgm/m}^3$  y reduciendo el consumo de energía en 28 kW/h. Tambien, la temperatura del agua disminuyó en los enfriadores intermedios en  $12.98^{\circ}\text{C}$ , ahorrando  $15.7\text{ m}^3/\text{h}$ , que representa

41259,6 CUC al año y se redujo importación por concepto de la no adquisición de un flujómetro para la medición del flujo de aire en la instalación de los compresores K-500 en 72000.00 CUC.

- 4) Se propusieron dos variantes, las cuales son factible económicamente. De ellas, una es la reparación capital del conjunto actual de compresores K-500 que incluye modificaciones y la otra es la compra de 6 compresores de tornillos de tecnología moderna, modelo ZR-630 de capacidad 102,2 m<sup>3</sup>/min. de aire. La Variante 2 es mas factible ya que la productividad ascendería a un 95 % y en 1 año, se lograrían beneficios por 1.167.625,77 CUC con la tasa interna de rendimiento (TIR) menor y el valor neto actualizado (VAN) que se alcanza es mayor. Además, existen otras ventajas que se logran que permiten una mayor eficiencia en la instalación y disponibilidad del fluido de aire. Desde el punto de vista de automatización, control y seguridad, constituye una mejora en los factores medioambientales por permitir reducir los niveles de ruido.



## Conclusiones Generales

- 1) Según el resultado de los cálculos verificativos se comprobó que la instalación es totalmente deficiente, con un 76 % de eficiencia volumétrica, con una red de tuberías mal calculada (grandes distancias hasta los consumidores y gran existencia de accesorios), con caídas de presión muy elevada, con tramos de diferentes diámetros, siendo el óptimo de 400 mm. Además, la instalación tiene más de 20 años de explotación con una depreciación de un 10 % de su valor (Ref. Tabla 18, página 519, Reciprocating and Rotatory Compressors).
- 2) Se logró mejorar la calidad del aire a partir del desmontaje del material aislante en las tuberías de succión, descarga y enfriadores intermedios con la disminución de la temperatura del aire en  $3.04^{\circ}\text{C}$ , logrando un ahorro de energía de 18,64 kJ/s, aumentando la densidad del aire en la salida de los compresores de 2,90 a 2,96 kgm/m<sup>3</sup> y reduciendo el consumo de energía en 28 kW/h, que representa 206035 CUC al año.
- 3) La temperatura del agua disminuyó en los enfriadores intermedios en  $12.98^{\circ}\text{C}$ , ahorrando 15.7 m<sup>3</sup>/h, que representa 41259,6 CUC al año.
- 4) Se redujo importación por concepto de la no adquisición de un flujómetro para la medición del flujo de aire en la instalación de los compresores K-500 en 72000.00 CUC.
- 5) Se propusieron dos variantes, las cuales son factible económicamente. De ellas una es la reparación capital del conjunto actual de compresores K-500 que incluye modificaciones y la otra es la compra de 6 compresores de tornillos de tecnología moderna, modelo ZR-630 de capacidad 102,2 m<sup>3</sup>/min. de aire. Desde el punto de vista de automatización, control y seguridad, constituye una mejora en los factores medioambientales por permitir reducir los niveles de ruido.

## **Recomendaciones Generales**

1. Generalizar la Metodología de cálculo desarrollada, a entidades y centros de estudios como referencia y con el objetivo de perfeccionar instalaciones de aire comprimido similares.
2. Continuar priorizando las propuestas de mejoras técnicas que incluyen la instalación de instrumentos de medición, modificaciones en la red de tuberías, desmontaje de material aislante defectuoso en la línea del CO-202, darle prioridad a la adquisición de las piezas de rápido desgaste, etc.
3. Realizar mantenimientos programados que incluyan la reparación de tuberías para eliminar salideros y reducir las posibles pérdidas en el sistema de flujo del objeto de estudio.
4. Priorizar la variante II por resultar la más efectiva según el cálculo económico.
5. Realizar conversatorios con los operarios de los compresores, en aras de garantizar un correcto uso de los medios de protección individual para evitar posibles afectaciones o enfermedades profesionales. Revisar la posibilidad de trasladar la pizarra con los instrumentos de medición para el local de los operadores.

## BIBLIOGRAFÍA

- 1 Cusco I. "Estudio de la instalación de aire comprimido del combinado mecánico del níquel", ISMM, 2000.
- 2 Crowe, C. M. Sommerfeld, "Fundamentals of gas-particle and gas-droplet flows", CRC Press, Boca Raton, USA, 1998.
- 3 Laing, P. "Folleto de aire comprimido". Universidad Nacional de Colombia, 1999.
- 4 Pavlov K. F. "Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en la tecnología química". Editorial Mir, 1980.
- 5 Ramos P. N. "Bombas, Ventiladores y Compresores". Editorial Pueblo y Educación. La Habana, 1995.
- 6 Salvador E. "Manual práctico de ventilación", Barcelona, 2002.
- 7 Santos F. "El aire comprimido, energía de grandes aplicaciones". Ediciones EUHA, España, 1991.
- 8 Scott Neidigh. "Introduction to the theoretical and practical principles of pneumatic conveying", <http://www.porttechnology.org>. September, 2002.
- 9 Taylor, T. "Specific energy consumption and particle attrition in pneumatic conveying". Powder Technology. 95(1): 1-6, 1998.
- 10 "Aire Comprimido". <http://www.camaramadrid.es>. September, 2002.
- 11 Spiegel, M.R, "Teoría y Problemas de estadísticas 875 Problemas resueltos", C. Habana: Edición revolucionaria, Octava reimpresión, 1986.
- 12 Rice, J., "Mathematical Statistics and data analysis". California: Wadsworth & Brooks, 1998.
- 13 Ostle, B., "Estadística Aplicada", Edit. Científico Técnica, C. Habana, 1980.
- 14 Microsoft ® Exel 2000. Copyright © - 1985-1999. Microsoft Corporation.2000
- 15 Hoel, P. G., "Estadística Elemental", C. Habana, Edición revolucionaria, 1980.
- 16 Richard. F. Neerken. "Selección, explotación y adquisición de compresores para la producción de aire comprimido", 1986.
- 17 Ralph M. Parsons Co. "Análisis de las características del equipo y selección preliminar del compresor", 1988

- 18 Robert Kern, "Mejor distribución física de una planta para bombas y  
compresores para economizar tuberías y estructuras", 1988.
- Piter y Burke, "Metodología para predecir el funcionamiento de los  
19 interenfriadores y posenfriadores de compresores en condiciones de servicio  
diferentes a las de diseño", 1975.
- 20 Bill Sisson, de Nipak, Inc, "Forma fácil de tomar las temperaturas de compresión  
usando un método gráfico", 2000.
- 21 R. G. Winters de Ingersoll Rand. Co., "Forma de elegir los aceites para la  
lubricación de los compresores, y posibles riesgos de incendio", 1995.
- 22 Edward R. Lady, "Método para una adquisición correcta de compresores", Los  
Álamos Scientific Laboratory, Universidad de California, 1998.
- Rafael Galano Milhet, "Estudio de la instalación de aire comprimido de la  
23 empresa mecánica del níquel Gustavo Machín" y propuesta de variantes para  
nueva inversión", Moa, Holguín, 2004.
- Mohamed Chej, M., "Evaluación Termoenergética de los compresores que  
24 suministran el aire para el transporte neumático en la empresa Ernesto Che  
Guevara", Record N. 3181, Moa, Holguín, 2002.
- 25 V. M. CHERKASSKI. "Bombas, Ventiladores y Compresores". Editorial MIR,  
Moscú, 1971.
- 26 Process Plant Construction Estimating Standards (Complete 1998 CD-ROM  
Edition) Richraddson Engineering Services Inc.
- 27 Pavlov; KF, "Problemas y ejemplos para cursos operaciones básicas y aportes  
en tecnología química", 1987.
- 28 Brawen, "Operaciones Básicas de la Ingeniería química", Moscú, 1985.
- 29 Collaso, M. Mulson. "Manual del Sistema Internacional de las unidades", Editorial  
Pueblo y Educación, 1991.
- 30 Richardson Engineering Services Inc. "Process Plant Construction Estimating  
Standards", CD-ROM Edition, 1998.
- 32 V. Suschkov , "Termodinámica técnica". Editorial Mir. Moscú, 1971.
- 33 Virgil Noring Faires, "Termodinámica", Edición Revolucionaria, Habana, 1969.

- 34 Enciclopedia práctica del consumo en compresores, Ediciones EUHA. S. A, Madrid, 1991.
- Nápoles Hernández, O.; Hernández Quiala, L., "Recuperación del eje del  
35 soplador del compresor centrífugo 225-BL-4", Departamento de mecánica; P-048, Record N. 3430, 1994
- 36 Figueroa, R.; Daudinot, C., "Estudio del sistema de aire comprimido de la fábrica Pedro Sotto Alba de Moa", ISMMM, M-2 C.I.C.T., Record N. 1001, 1977
- 37 Piñero, M., Preparación de la Asignatura, "Equipos e instalaciones de plantas Metalúrgicas", M-89 C.I.C.T., ISMMM, Record N. 1084, 1982.
- Navarro, B. A.; Caraballo Núñez, M. A., "Frecuentes averías en los compresores  
38 de H<sub>2</sub> y H<sub>2</sub>S por rotura en los flejes de las válvulas", Departamento de eléctrica; Record N. 1196, 1982.
- Pileta Jiménez, A.; Pérez Ravelo, R., "Rehabilitación del sistema de compresión  
39 de aire KLM 10-100/32", Departamento de eléctrica, ISMMM, Record N. 1381, 1997.
- 40 Guillian L. E., "Tecnología de fabricación de cigüeñal de oxígeno acetileno de compresores 1 y 2", Departamento de Mecánica, Record N. 1470, 1992.
- 41 Pacheco, "Bombas, ventiladores y Compresores; Teorías sobre el transporte neumático", 1984.
- Sánchez Verdecia, J. A.; Fuentes Camacho, M. A., "Tecnología de reparación  
42 general de los compresores de la planta de oxígeno del Combinado Mecánico del Níquel", Record N. 1503, ISMMM, 1992
- Capote López, R. M., "Cálculo y proyecto de un sistema de enfriamiento de los  
43 compresores BP-20 MT-4", ISMMM, CENTRO DE INFORMACION; E-N§77, 1984.
- García Rodríguez, G., "Análisis del comportamiento dinámico de los  
44 compresores K-500 pertenecientes a la planta de servicios energéticos de la Fábrica Ernesto Che Guevara", ISMMM, Record N. 3163, 2002.
- 45 Angel Yero, Recuperación de sellos Laberínticos de los compresores, Record N. 79109, Forum de Ciencia y Técnica, ISMM, 061478.

- 46 Pérez Medina, C., "Curvas Características de un Ventilador Centrífugo, ISMMM, 1985.
- 47 Ramos Páez, N.; Remedios Carbajales, H., "Experimentos en el Canal de retorno de los Compresores Centrífugos por el método de los soplos estáticos", ISMMM, Record N. 188, 1981.
- 48 Duliep Lescaille, E., "Método de proyección del canal de entrada de los Compresores Centrífugos, ISMMM, Ingeniería Energética, Editorial Ciudad de la Habana, Record N. 576, 1977.
- 49 Duliep Lescaille, E.; Ramos Páez, N., "Método del cálculo de las Perdidas en el canal de retorno de un Compresor Centrífugo, ISMMM, Ingeniería Energética, Record N. 597, 1979.
- 50 Soriano, J.; Pérez, H., "Metodología de calculo para Compresores de una etapa", ISMMM, Construcción de maquinaria, Editorial Las Villas, Record N. 1572, 1993
- 51 Ferguson, T. B., "The Centrifugal compressor stage", editorial Butterworths, London, 1963.
- 52 Society of Automotive Engineers, Centrifugal compressors, Technical progress series; vol. 3, New York, USA, Record N. 2718, 1961.
- 53 Galiorkin, Yuri B., "Utilización de los compresores centrífugos en la industria", editorial Instituto Superior Politécnico Jose A. Echeverría, Ciudad de La Habana, Facultad de Energética, Record N. 15398, Cuba.
- 54 Kovats, Andre, "Design and performance of centrifugal and axial flow pumps and compressors", Editorial Oxford, GBR, c1964, Record N. 15484.
- 55 Kovats, Andre; "Pumps, fans and compressors", editorial Blackie, London, Record N. 15485, 1958.
- 56 Zikov, V. I., "Investigación de compresores centrífugos para las condiciones cubanas", Instituto Superior Politécnico "Jose Antonio Echeverría", La Habana, Cuba, Record N. 21841, Código de Domicilio ISPJAE - F621.5 / Inv / I.
- "Reglamento sobre condiciones técnicas y garantías de seguridad en centrales eléctricas, subestaciones y centros de transformación" e instrucciones técnicas complementarias, RD 3275/1982.

- 57 "Tensiones nominales de las redes eléctricas de distribución pública en baja  
tensión".UNE 21-301-91.1991.
- 58 "Nominal voltages for low voltage public electricity supply systems". HD 472 S1,  
Comité Europeo de Normalización, Electrotécnica (CENELEC), 1989.
- 59 "Standard voltages", CEI 38."Comisión Electrotécnica Internacional", (CEI),  
1983.
- 60 "Disturbances in supply systems caused by household appliances and similar  
electrical equipment. Part 1: Definitions". CEI 555-1.Comisión Electrotécnica  
Internacional (CEI), 1982.
- 61 "Voltage characteristics of electricity supplied by public distribution systems", EN  
50160. Noviembre, 1994
- 62 Pacheco, "Bombas, ventiladores y Compresores; "Teorías sobre el transporte  
neumático", 1984.
- 63 Edward R. Lady "Los Álamos Scientific Laboratory", Universidad de California,  
1998.
- 64 Ofertas de licitaciones, precalificando la firma Montan Fuller, KFW de Alemania,  
la agencia Hermes y previa revisión por la Empresa Ernesto Che Guevara, el  
Grupo Empresarial Cubaniquel, el BNC y el MINBAS, Moa, 2003
- 65 Enrique Torres Tamayo, "Cálculo de Sistemas de transporte neumático" y  
"Modelación Matemática y Simulación del transporte neumático del mineral  
laterítico", ISMM, Moa, Empresa "Ernesto Che Guevara", 2002.
- 66 Registro de operaciones sala de compresores. Empresa Comandante "Ernesto  
Che Guevara".
- 67 ROTALIGN ® PRO series. Web: <http://www.hyatt-ind.com>. Email: [info@hyatt-ind.com](mailto:info@hyatt-ind.com), 2001.
- 68 OPTALIGN ® PLUS series. Canada. Web: <http://www.hyatt-ind.com>. Email:  
[info@hyatt-ind.com](mailto:info@hyatt-ind.com), 2002
- 69 Pronunciamientos del Cuarto Congreso del Partido Comunista de Cuba,  
Campaña de ahorro de energía y combustible, e incrementar la utilización de las  
fuentes renovables de energía.

- 70 Acta de Consejo técnico en la Planta Termoeléctrica y modelo de solicitud de  
Servicio de Ingeniería 008-RTE-1/PO-37, 5 de Abril del 2007.
- 71 Centrifugal compressors For General Refinery. Service, 3ra. Ed. API Standard 61  
America Petroleum Institute Washington, 1973.
- 72 Solicitud de oferta Comercial No. 100/2006. No. 306-0060 (Piezas de repuesto  
para Compresores K500-61-1).
- 73 Valoración integral del trabajo realizado por los estudiantes universitarios Edivan  
Sablón Lafita y Salvador Guilarte Correa con tesis de grado en el ISMM de Moa,  
Junio de 2007.
- 74 Certificado de participación y Destacado en Evento XVI Forum de Ciencia y  
técnica 1ra. Etapa de la empresa Comandante “Ernesto Che Guevara”, 2007.
- 75 Callister, W. Materials Science and Engineering. An Introduction. Fifth Edition.  
Department of Metallurgical Engineering. University of Utah. John Wiley & Sons,  
Inc. 1999. 8195 pp. ISBN 0-471-32013-7.
- 76 Casillas, A., “Cálculo de talleres”. 5ª ed., Madrid, España 1982. Pág. 316-321
- 77 Gutiérrez, F. y R. De la Vara, “Análisis y Diseño de Experimentos”, Mc Garw Hill,  
1ª ed, 237-264. Cd. México. (2003).
- 78 Hernández, S. “Metodología de la Investigación.” Editorial Mc. Graw-Hil. México.  
1997.
- 79 Kruschov, M.M. Resistance of metals to wear by abrasion, as related to  
hardness. “Proceedings of Conference on Lubrication and Wear”. London (55-  
59). 1957.
- 80 Martinez, C. R. Ingeniería de Lubricación y Tribología. Fundamentos de  
tribología. Pág., 29-36, 43-47. 2006.
- 81 Pero-Sanz, J. A. “Ciencia de los materiales. Metalurgia Física: Estructura y  
Propiedades”, Editorial DUSSAT SA, 1999. España
- 82 Pero-Sanz, J. A. “Ciencia de los materiales. Metalurgia Física: Estructura y  
Propiedades”, Editorial DUSSAT SA, 2000, 3ra Edición. Pág. 393-502. España
- 83 Prevey, P.S. Cammett, J. “Low cost corrosion damage mitigation and improved  
fatigue performance of low plasticity burnished in Al base alloy”, Journal of



Materials Engineering and Performance, Vol. 10, No. 5, October 2001, Pages 548-555, USA.

- 84 Reshetov, P. Elementos de Máquinas. Editorial Mir, Moscú. Pág. 231- 265, 1989.
- 85 Stiopin, P. A. Resistencia de materiales. Editorial Mir. Moscú. Pág 26-92. 1985
- 86 Certificado de Relevante en Evento XVI Forum Municipal de Ciencia y técnica  
1ra. Etapa, 2007.
- 87 Programa de cálculo, WINMCAD, 2006
- 88 Programa de conversión de unidades, 2005
- 89 Microsoft ® Excel 2000. Copyright © - 1985-1999. Microsoft Corporation. 2000

**Grupo de Expertos consultados durante la ejecución y desarrollo de la investigación**

- Armando Matos López, “Jefe de Operaciones de la Termoeléctrica”, Ingeniero Químico, Empresa Ernesto Che Guevara, 15 años de experiencia.
- Oscar Pérez Arguellez, “Tecnólogo A en procesos Industriales en la Termoeléctrica”, Ingeniero Mecánico Industrial, Empresa Ernesto Che Guevara, 26 años de experiencia.  
Ignacio Avila Dominguez, “Jefe de brigada de Compresores, Mecánico Industrial A, Empresa Ernesto Che Guevara, 22 años de experiencia.
- Josefina Aguirre, “Especialista en Seguridad Industrial”, Ingeniera Metalúrgico, Empresa Ernesto Che Guevara, 15 años de experiencia.
- Osmany Leyva Despaigne, “Especialista en medio ambiente en Grupo de Seguridad Industrial”, Ingeniero Metalúrgico, Empresa Ernesto Che Guevara, 8 años de experiencia.
- Luis E. Quintana,”Especialista en Seguridad Industrial”, Ingeniero Industrial, Empresa Ernesto Che Guevara, 10 años de experiencia.
- Julio M. Alba Tejeda, “Jefe del Departamento Económico de la Subdirección de Mantenimiento”, Licenciado en Economía, Empresa Ernesto Che Guevara, 25 años de experiencia.
- Joel Pelegrín Rodriguez, “Jefe de brigada de Automática”, Instrumentista, Empresa Ernesto Che Guevara, 26 años de experiencia.

- Herley Ricardo Sánchez, “Tecnólogo A en procesos Industriales”, Ingeniero Mecánico Industrial, Termoeléctrica de la Empresa Ernesto Che Guevara, 20 años de experiencia.
- Ramón Baquero Arias, “Jefe de Departamento de Ingeniería y Proyecto”, Ingeniero Mecánico, Empresa Ernesto Che Guevara, 18 años de experiencia.
- David Luperón Lafita, tecnólogo de corrosión y contaminación ambiental, Empresa Ernesto Che Guevara, 15 años de experiencia.
- Carlos Rafael Rodriguez, tecnólogo de corrosión y contaminación ambiental, Empresa Ernesto Che Guevara, 14 años de experiencia.
- Ariel Diaz Puig “Especialista en medio ambiente en Grupo de Seguridad Industrial”, Ingeniero Metalúrgico, Empresa Ernesto Che Guevara, 10 años de experiencia.
- Tomas Frometa Guilarte, Operador de Compresores K-500 de la Termoeléctrica”, Empresa Ernesto Che Guevara, 20 años de experiencia.
- Pedro Silot Torres, Operador de Compresores K-500 de la Termoeléctrica”, Empresa Ernesto Che Guevara, 22 años de experiencia.
- Lester Paumier Aguilar, Operador de Compresores K-500 de la Termoeléctrica”, Empresa Ernesto Che Guevara, 1 año de experiencia.
- Miguel A Martínez Sarduy, “Contador Principal del Departamento Económico”, Licenciado en Economía, Empresa “Ernesto Che Guevara”, 20 años de experiencia.
- Gerardo Reyes Matos, Jefe del Grupo de Economía Energética, Empresa “Ernesto Che Guevara”, 20 años de experiencia.

## Anexo 1

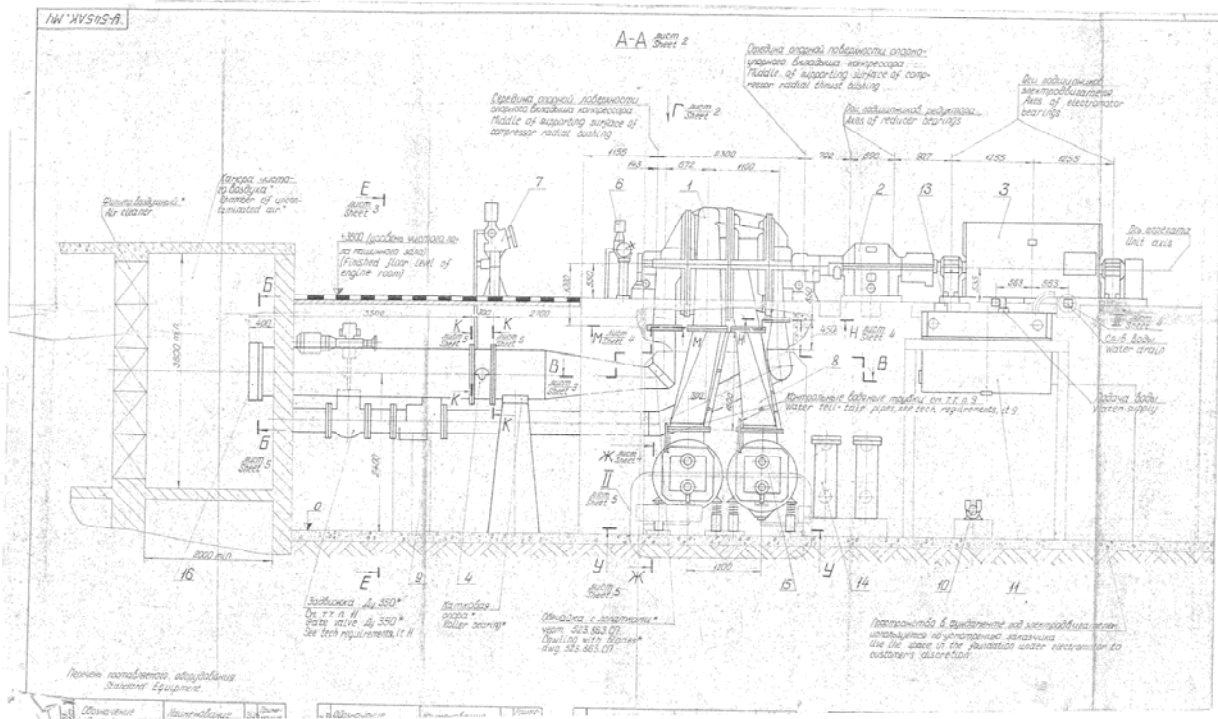


Figura 1.1 Esquema de la instalación de aire comprimido del conjunto motor, Multiplicador y compresor en una vista frontal.

## Anexo 2

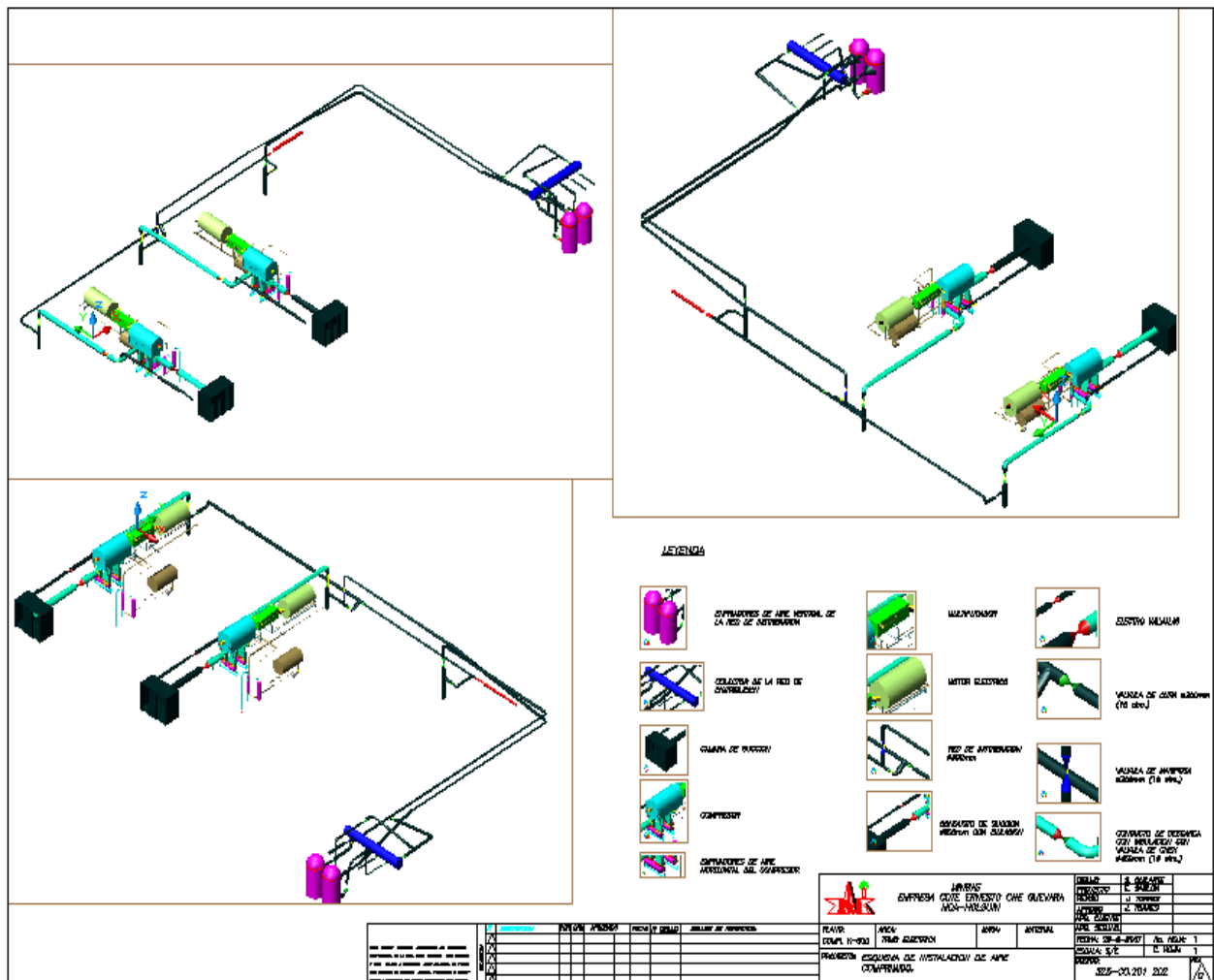


Figura 1.2 Vistas de la instalación de aire comprimido del conjunto motor, Multiplicador, compresor y sistema de lubricación en 3ra. dimensión.

## Anexo 3

		Grupo Empresarial CubaNiquel, MINBAS Empresa Comandante Ernesto Che Guevara Carretera Moa-Baracoa km 3, Moa, Holguín telef: 6 7486, fax: 6 2213, e-mail: comercial@ecg.moa.minbas.cu			
Tela filtrante para la camara de succion de los compresores SHK de Servicio Energetico.				307-0760 <small>Número de Solicitud de Compra</small>	
<b>REGLONES DE LA SOLICITUD DE COMPRA DE SUMINISTROS</b>					
Item	Especificaciones	Cantidad	Unidad	Precio unitario	Precio total
1	Tela filtrante de 1.5 metros de ancho, para la camara de succion de los compresores SHK	200	MT	50.00	10 000.00
<b>Importe total</b>					<b>10 000.00</b>
Documento generado por: JOSE EMILIO GARCIA MARTINEZ (jgarcia@ecg.moa.minbas.cu) 25/Jun/2007 12:29:16 p.m.					

Figura 1.3 Oferta de tela filtrante.

#### Anexo 4

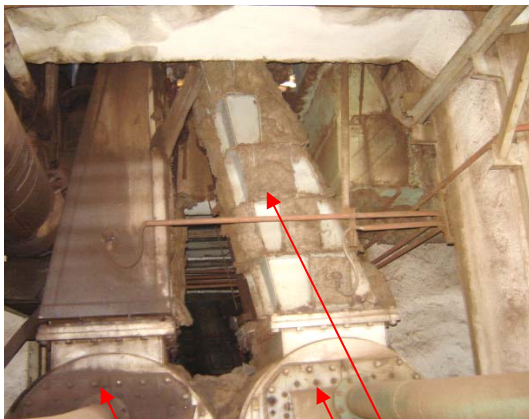


Figura 1.4 a

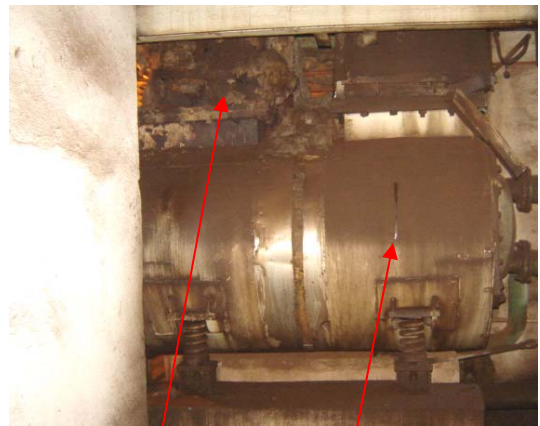


Figura 1.4 b

Figura 1.4 a y b Enfriadores intermedios y pantalones del compresor con material aislante.



Figura 1.4 c Tubería de succión con material aislante