



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES

Cuautitlán

**EL MEJORAMIENTO DE UN SISTEMA DE
AIRE COMPRIMIDO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
ANTONIO MEJIA JUAREZ
CUAUTITLAN, MEX. 1980



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

| | | |
|-------|---|----|
| I.- | INTRODUCCION | 6 |
| II.- | HISTORIA | 8 |
| III.- | CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES Y ALGUNAS MEDIDAS TERMODINAMICAS. | 10 |
| | 1.- Compresión Isotérmica | 15 |
| | 2.- Compresión Adiabática | 16 |
| | 3.- Compresión Polifásica | 19 |
| | 4.- Rendimiento de Compresores Reciprocantes . . | 21 |
| | i). Trabajo de compresores | 22 |
| | ii). Rendimiento de compresores | 31 |
| IV.- | SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO | 34 |
| | 1.- Capacidad Requerida | 34 |
| | 2.- Selección de los compresores y, su distribución de los compresores. | 36 |
| | 3.- Redes de distribución | 41 |
| | 4.- Humedad del aire comprimido | 44 |
| | 5.- Purgas | 48 |
| | 6.- Localización y capacidad de los Depósitos . . . | 46 |
| V.- | ACCESORIOS | 49 |
| | 1.- Tratamiento del aire a la salida del compresor | 51 |
| | 2.- Tratamiento del aire en la red de distribución | 67 |
| | 4.- Tratamiento en los puntos de consumo | 69 |

| | | |
|---------|---|-----|
| VI. - | BALANCE DE ENERGIA | 71 |
| | 1.- Factor de carga ó Uso | 72 |
| | 2.- Consumo de la planta | 72 |
| | 3.- Generación de las unidades de compresión. . . | 75 |
| | 4.- Conclusión | 75 |
| VII. - | LAS MEJORAS AL SISTEMA | 77 |
| | 1.- Mejorar los compresores | 78 |
| | 2.- Redistribuir del cuarto de compresores | 82 |
| | 3.- Acumuladores para amortiguar perturbaciones . . | 86 |
| | 4.- Mejoras en la red de distribución | 88 |
| | 5.- Postenfriadores. | 93 |
| | 6.- Secadores | 95 |
| | 7.- Programación de mantenimiento preventivo . . . | 96 |
| VIII. - | ESTUDIO ECONOMICO | 101 |
| | 1.- Análisis Económico de cada problema | 101 |
| | 2.- Análisis Económico de la mejora | 101 |
| | 3.- Conclusión. | 111 |
| IX. - | BIBLIOGRAFIA | 112 |

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

La neumática en la industria está teniendo un -- gran desarrollo y un sin número de aplicaciones que va desde; la minería (perforadoras, martillos etc.), hasta aparatos de - alto control. Esto es originado por las necesidades de automa- tización cada vez mayores, para lograr una mayor eficiencia - en la producción.

La neumática permite automatizar maquinaria, - así como reducir gastos de mano de obra, supervisión, etc.

El objetivo de esta tesis es mejorar las condi-- ciones en las cuales se desenvuelve un sistema de aire compri- mido de una compañía farmacéutica, el cual fue diseñado para unas condiciones, que al pasar el tiempo fueron cambiando. - Por lo cual adaptaremos el sistema antiguo a las necesidades - actuales, haciendo varias modificaciones en el sistema.

En el capítulo III se da una visión de todas las - clases más comunes de compresores, recalcando el tipo de -- pistón, así como su principio y, medidas termodinámicas.

En el capítulo IV se exponen algunos conocimientos sobre el tipo de redes en los sistemas de aire comprimido.

En el capítulo V se muestran algunos accesorios necesarios en la red de distribución (filtros, secadores, postenfriadores, etc.).

En el capítulo VI se hace el balance de energía - entre generación y el consumo, tomando en consideración un factor de uso en la planta farmacéutica.

En el capítulo VII se mostrarán que causas han provocado el mal funcionamiento del sistema. Así como, una sugerencia para resolver los siguientes problemas:

- a).- Condiciones inadecuadas de los compresores.
- b).- Lugar inadecuado del cuarto de compresores.
- c).- Perturbaciones momentáneas.
- d).- Demasiada humedad en la línea.
- e).- Un mal mantenimiento preventivo.

En el capítulo VIII se da un análisis económico - del proyecto.

En el capítulo IX se muestran algunas sugerencias Bibliográficas.

CAPITULO II

HISTORIA

La primera aplicación del aire comprimido de la que tenemos noticia fue la catapulta construída por el griego KTESIBIOS (260 A.C.) donde se pretentan las características típicas de una máquina neumática.

La utilización de tipo industrial tiene como base los principios impuestos por OTTO VON GUERICKE (que inventó la primera bomba de aire en 1650), BOYLE, MARIOTTE, - GAY LUSSAC, durante el siglo XVII.

Los hechos más notables en la aplicación industrial del aire comprimido, lo podemos resumir:

1688 DANES PAPIN. Sugiere la utilización del aire por tubos neumáticos.

1776 La primera máquina soplante de la historia salió de las manos de WILKINSON y fue instalada en su fábrica en Inglaterra, siendo el prototipo de los compresores.

1810 M MEDHURST. Construye un compresor.

1857 La primera prueba en perforación de un tunel de - -

MONT-CENIS en los Alpes Suizos, usando una presión de 45 atms.

1883 El aire comprimido sirvió para propulsar tranvías en NANTES.

1886 Se inventa y construye el primer gran elevador neumático.

1900 Se construyó la primera instalación importante de aire comprimido, anteriormente solamente se aplicó esporádicamente en la industria minera de perforación.

1910 Se comenzó a construir herramientas neumáticas para diferentes usos.

**** Después de la Primera Guerra Mundial. Los compresores horizontales fueron poco a poco abandonados, cambiando al tipo vertical y, aumentando su velocidad de rotación y, posteriormente con accionamiento de motores trifásicos.

**** Después de la Segunda Guerra Mundial. Aparecieron una nueva gama de modelos, caracterizados por compresores de 2 escalones o más, refrigerados, con unidades fijas o móviles.

**** Actualmente se ha perfeccionado el modelo de compresores de doble efecto, tipo estrella y el de tornillo; así como herramientas neumáticas de uso general.

CAPITULO III

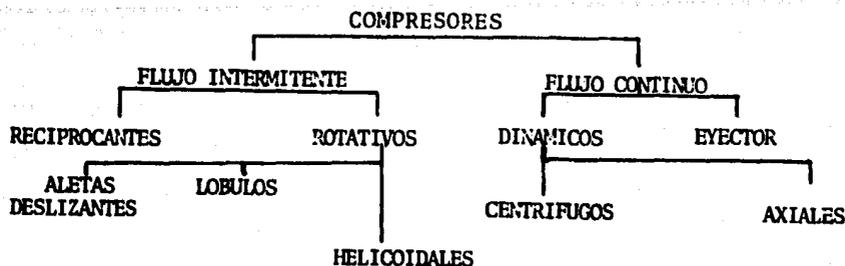
CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES Y
ALGUNAS MEDIDAS TERMODINAMICAS.

El compresor. Es toda máquina que comprime - aire o gas y, sus presiones efectivas de compresión varían en tre algunas unidades de columna de agua, atmósferas, Kg/cm^2 , etc., hasta cientos y miles de las respectivas unidades de pre sión.

El propósito general de los compresores es:

- * Transmisión de fuerza en sistemas de operación neumática
- * Proporcionar aire a la combustión
- * Transportar y distribuir gas a varias ciudades
- * Conducir gas o aire para provocar rápidas reacciones químicas.

El tipo de compresores está caracterizado por su relación de compresión, caudal (gasto) o la manera de realizar la compresión, etc. Aquí los clasificaremos de acuerdo a la - manera de entregar el fluido (intermitente y continuo), esta -- clasificación la mostraremos a continuación:



Los compresores de flujo intermitente o también llamados de desplazamiento positivo, almacenan el aire en un depósito hermético, incrementado la presión conforme el volumen disminuye y, lo descargan al alcanzar una presión final predeterminada. Este tipo a su vez se clasifica en dos: de acuerdo al tipo del movimiento del émbolo ó rodete.

- * Compresores Reciprocantes.
- ** Compresores Rotativos.

El método de éstos dos es: La cantidad de trampas consecutivas en algunas clases de recipientes, conduce el volumen de dentro hacia fuera, abriendo compuertas o empujando, reduciendo su volumen. El gas comprimido conducido a la descarga del compresor es empujado hacia el depósito.

Los compresores de flujo continuo se clasifican a su vez en:

- * Compresores Dinámicos.
- * Compresores de Eyector ó Difusor.

El método de compresión de los Dinámicos es: -
Se comprime gas acelerándolo mediante la rotación de aletas -
ó impulsores, con trampas que convierten la energía cinética -
adquirida por éste en energía elástica de presión. Este tipo -
a su vez se divide en centrífugos y axiales, según la trayecto-
ria descrita por el flujo con respecto al eje motriz del com-
presor.

El método de compresión del tipo eyector se lo-
gra, si el gas despachado dentro de un chorro de alta veloci-
dad, convierte la alta velocidad en presión, dentro de un difu-
sor.

Como el estudio que se realizó involucró pura -
mente compresores recíprocos, nos enfocaremos directamen-
te a ellos, teniendo presente que los otros tipos de compresor-
es son también importantes.

Compresores Recíprocos. Este tipo de com-
presores su elemento básico es un cilindro sobre el cual corre

un émbolo, también usan válvulas, las cuales son movidas por un fleje, que abren solamente cuando hay una diferencia de -- presión entre el cilindro y el conducto exterior.

En la Fig. 1 mostramos todo el ciclo completo, tomando como base un diagrama presión-volumen, y marcando en dicho diagrama los puntos más importantes del ciclo.

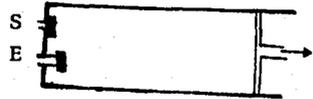
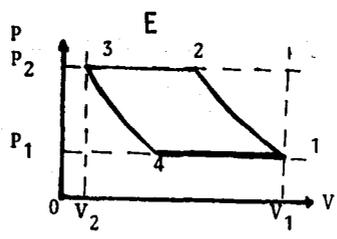
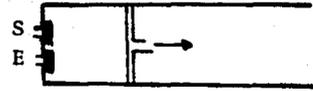
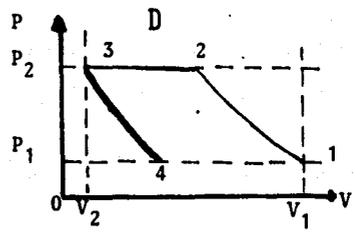
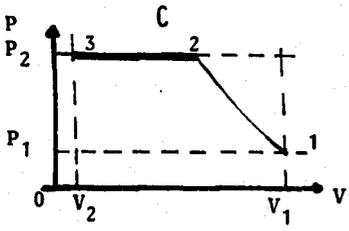
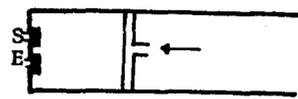
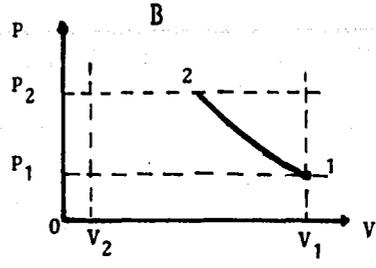
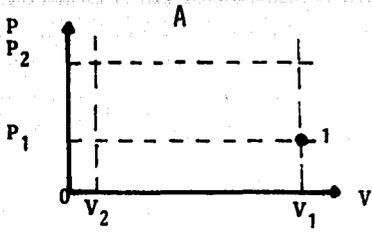
En A, el cilindro está lleno de aire atmosférico, estando cerradas las dos válvulas, dicho punto lo ponemos en el diagrama P-V.

En B, muestra la carrera del émbolo sobre el cilindro, donde se ve la fuerza de compresión, al reducir el volumen de aire original, entonces se eleva la presión y las válvulas continúan cerradas. En el diagrama P-V se ve el paso del punto 1 al 2.

En C, muestra toda la fuerza de descarga; Estando la válvula de descarga abierta hasta que se alcanza la presión predeterminada en un punto cercano al 3.

En D, muestra que después del punto 3 la válvula de descarga se cierra, en este paso se realiza la expansión. Al terminar la carrera de compresión queda una determinada cantidad de aire con la presión de descarga; esto es debido al espacio que hay entre la tapa del cilindro y el punto donde llega la cabeza del émbolo.

FIGURA 1



En E, se muestra que en el punto 4 las dos válvulas están cerradas pero empieza la carrera de regreso del émbolo, poco a poco el volumen del espacio muerto que estaba originalmente a la presión de descarga, va perdiendo presión conforme se va aumentando el volumen y hay un punto en que la válvula de entrada se abre porque la presión es menor que la atmosférica, dejando entrar gran cantidad de aire.

En el proceso de compresión; este paso lo podemos ver bajo el primer principio de la termodinámica: Si aplicamos un trabajo sobre la parte motriz del compresor (cigüeñal, biela, émbolo). El aire recibe un aumento de energía interna (manifestado en presión) y, además generamos calor. Esta generación de calor, si no se elimina, elevará la temperatura del aire a medida que se vaya comprimiendo. Por lo cual la compresión de aire la podemos realizar bajo dos técnicas:

- a). - Compresión Isotérmica.
- b). - Compresión Adiabática.

COMPRESION ISOTERMICA

Esta se presenta si comprimimos en un cilindro de material perfectamente conductor de calor y absorbemos éste tan pronto como se produce, para evitar que varíe la temperatura. En es

tas condiciones, el aire obedece a la Ley de Mariotte. Donde V_1, P_1 son el volumen y presión en condiciones ambientales y, V_2, P_2 son el volumen y presión a la salida de la primera fase de compresión.

$$V_1 P_1 = V_2 P_2$$

Esto puede expresarse graficamente en un diagrama P-V, fig. 2, y su representación geométrica es una hipérbola equilátera.

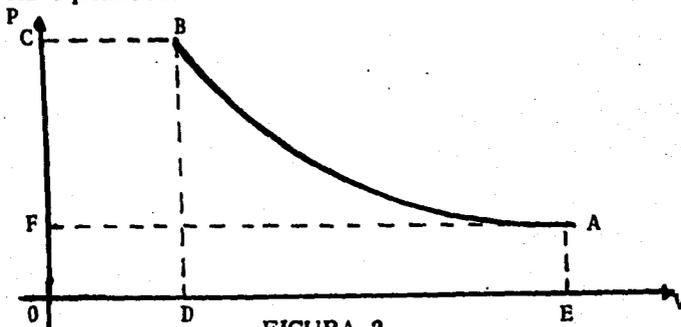


FIGURA 2

Si comprimimos el aire desde A hasta B, la presión pasará desde OF hasta OC y, el volumen disminuirá desde OE hasta OD, (inversamente para la expansión). Y las áreas AFOEA y BCODB deben ser iguales.

COMPRESION ADIABATICA

Si en la compresión logramos que todo el calor que se desarrolla se conserve íntegramente en el cilindro don-

de se efectuará el trabajo, la temperatura del aire irá aumentando en el curso de la operación, entonces hemos conseguido una compresión adiabática. Asimismo en la expansión del aire en tales condiciones que no pueda absorber calor, su ecuación es:

$$P \cdot V^{\gamma} = \text{constante}$$

Donde

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

γ = Exponente de compresión y expansión politrópico.

C_p = Calor específico del aire a presión constante (0.24 calorías)

C_v = Calor específico de aire a volumen constante (0.17 calorías)

Las curvas representativas dependen de la temperatura inicial generándose una familia de curvas. En la fig.3 muestra graficamente la compresión adiabática, y en forma --punteada la isotérmica. Comparándolas, se nota: En la compresión adiabática la temperatura final será tanto más baja --cuanto más lo sea la inicial, (por ello conviene que los compresores aspiren el aire lo más frío posible). Vemos que en la compresión adiabática obtenemos mayor volumen a una determinada presión p, y ese mismo volumen lo obtendremos en la --compresión isotérmica a una presión menor. Partiendo del --

mismo volumen inicial, hay en la compresión adiabática mayor volumen final, siendo debido al calentamiento del aire. Y en conclusión parece tener ligera ventaja la compresión adiabática.

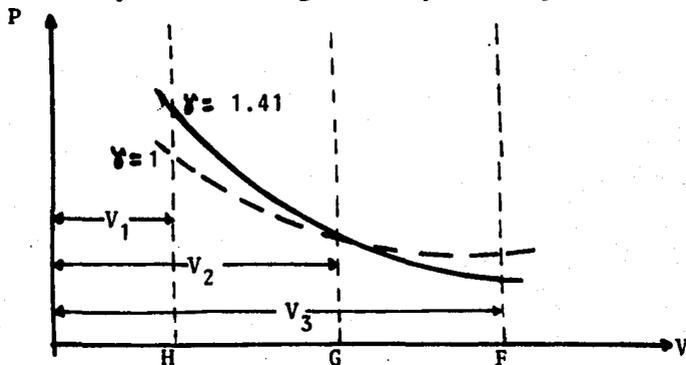


FIGURA 3

En la fig. 4 mostramos los trabajos que tienen que realizar cada una de las compresiones. En el diagrama -- P-V se observa que hay una ventaja definitiva en la compresión Isotérmica, donde hay una economía en el trabajo, correspondiente al área ABDA. En la práctica no llegamos a una compresión totalmente Isotérmica o Adiabática; pero nos podemos aproximar, refrigerando lo más posible los cabezales del compresor ya sea con aire, o por medio de agua. En la práctica sin refrigeración estaremos en medio de las dos curvas, aproximadamente con $\gamma = 1.3$

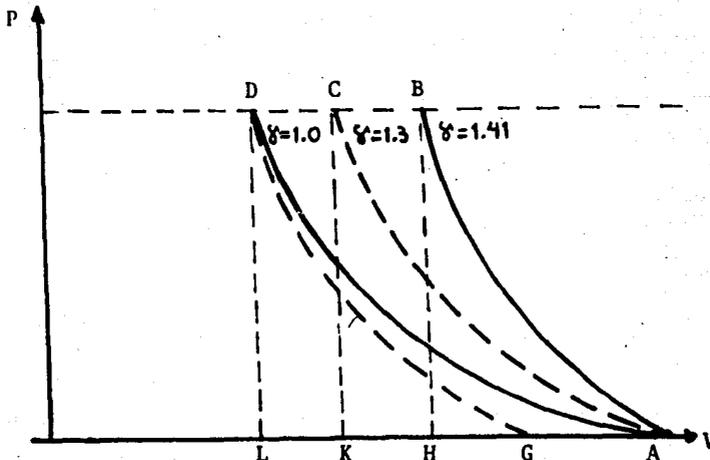
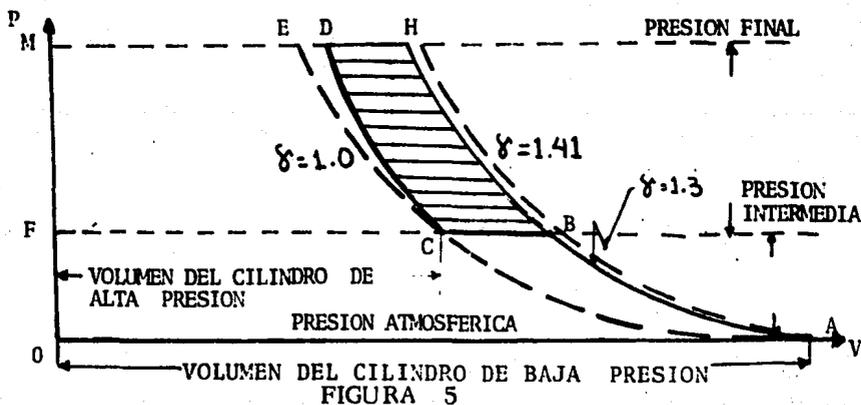


FIGURA 4

COMPRESION POLIFASICA

La compresión monofásica es usada a presiones en 1 - 7 Atmosferas, con un buen rendimiento; pero pasando de esas presiones se tiene que emplear una compresión escalonada; con refrigeración en tres fases, esta refrigeración tiene como fin bajar la temperatura a la del medio ambiente, ya que no tenemos un ciclo ideal Isotérmico. Supongamos una compresión bifásica: El aire entra en el primer cilindro a la presión atmosférica y, comprime hasta cierta presión, cuyo valor se calculará posteriormente, después de comprimir pasa al refrigerador interfásico en él se baja la temperatura sin que deba perder presión, de allí, pasa al cilindro de alta presión donde se llega a la presión final.

La fig. 5 representa el diagrama de la compresión bifásica y en ella se observan las ventajas. Hemos supuesto la compresión sin espacio libre y, la refrigeración interfásica perfecta. El comportamiento de la primera fase es $\gamma=1.3$, además se observa graficamente que AO y CF representan los volúmenes de los cilindros de baja y alta presión, OM la presión final. En la primera fase la compresión se verifica en el cilindro de baja presión según la curva AB, que, como se ve se halla entre las adiabáticas e Isotérmica teóricas, aunque siempre más próxima a la primera. En B, final de la primera fase, el aire pasa por el refrigerador intermedio, donde, sin perder presión, desciende su temperatura hasta ser la que tenía al entrar en el primer cilindro. De allí pasa al segundo cilindro en el punto C, intersección de la Isotérmica ACE y -- la línea BF paralela a la AO y, sigue después según una adiabática CD del mismo tipo que la anterior AB. La nueva curva CD se halla, como se ve en la figura más próxima que la primera a la Isotérmica.



Si la compresión hubiera sido monofásica, y después de luego refrigerada, la curva sería la adiabática ABH y el trabajo absorbido estaría representado por la área AHMOA. Si comparamos este diagrama con la bifásica, entonces encontramos que para el mismo volumen inicial e idénticas presiones finales la compresión múltiple ha exigido el trabajo representado por el área ABCDMOA, que es menor que la anterior en la superficie BHDCB, hay por lo tanto, gran ventaja comprimiendo en fases.

RENDIMIENTO DE COMPRESORES RECIPROCANTES

Siendo conveniente conocer el rendimiento de los compresores y motores de aire es preciso que sepamos expresar de una manera matemática o gráfica el trabajo de la compresión. Esta se verifica de acuerdo con la fórmula $P.V^{\gamma} = \text{Constante}$, donde γ puede variar desde 1 hasta 1.41 en el primer caso para compresión isotérmica y, en el segundo para la compresión adiabática. Antes de ver rendimientos, tendremos que ver otras medidas termodinámicas como son trabajo, potencia, etc.

Trabajo de la compresión monofásica. Tomando

como punto de referencia la compresión Isotérmica, en la fig- 6, sea V_1 el volumen de aspirado en el cilindro a la presión atmosférica P_1 y, V_2, P_2 el volumen y presión al concluir la compresión. Llamemos W el trabajo que hay que efectuar para realizar el cambio de volumen, el trabajo lo hemos definido: el área bajo la curva en diagrama P-V. Entonces:

$$W = \int Pdv$$

pero como $PV=P_1V_1$

$$\text{tenemos: } W = \int_{V_2}^{V_1} P_1 \cdot V_1 \frac{dv}{V} = P_1 \cdot V_1 \int_{V_2}^{V_1} \frac{dv}{V}$$

$$\text{Por último. } W = P_1 \cdot V_1 \ln \frac{V_1}{V_2}$$

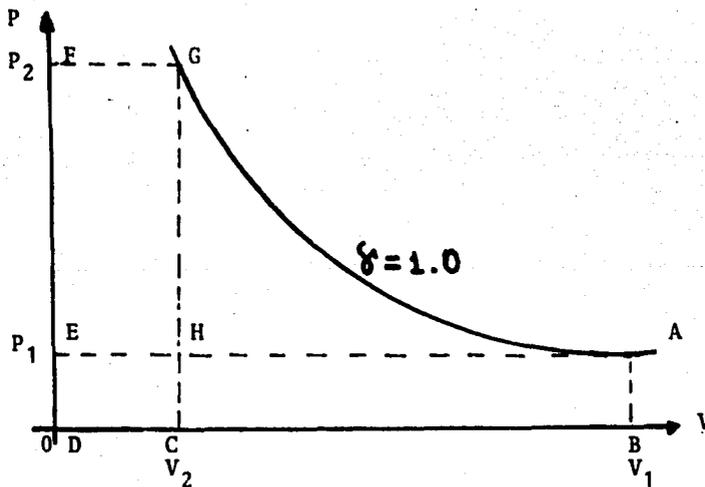


FIGURA 6

W = Trabajo de compresión (Kgf - Mts)

P_1 = Presión atmosférica (Kgf/Mts²)

P_2 = Presión final de la primera fase (Kgf/Mts²)

V_1 = Volumen inicial (Mts³)

V_2 = Volumen Final (Mts³)

La representación gráfica de este trabajo es la superficie ABCGA. El trabajo total absorbido desde el comienzo de la compresión hasta la completa expulsión del aire comprimido será igual al trabajo W más el trabajo de descarga, menos el que desarrolla por la otra cara del émbolo a la presión atmosférica. Por lo tanto, tenemos:

Trabajo total: área ABCGA + área GFDCG - área ABDEA

$$\text{Trabajo total} = P_1 \cdot V_1 \text{ LN } \frac{P_2}{P_1} + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

Entonces:

$$\text{Trabajo total} = P_1 \cdot V_1 \text{ LN } \frac{P_2}{P_1}$$

En la compresión Adiabática. Lo mismo que en el caso anterior, el trabajo estricto de la compresión será:

$$W = \int P \, dv$$

Pero como $P \cdot V^{\gamma} = P_1 \cdot V_1^{\gamma}$

$$W = \int_{V_1}^{V_2} \frac{P_1 \cdot V_1^{\gamma}}{V^{\gamma}} \, dv = P_1 \cdot V_1^{\gamma} \frac{V_1^{1-\gamma} - V_2^{1-\gamma}}{1-\gamma}$$

entonces:

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1}$$

Este trabajo está representado gráficamente en -
la fig 7, por la superficie ABCFA, y el total absorbido por:to-
do el proceso será:

Trabajo total = área ABCFA + área CFEDC - área ABDHA

Es decir Trabajo total = $\frac{\gamma}{\gamma - 1} (P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1)$
que es la expresión más sencilla del trabajo total que requiere
una variación Adiabática.

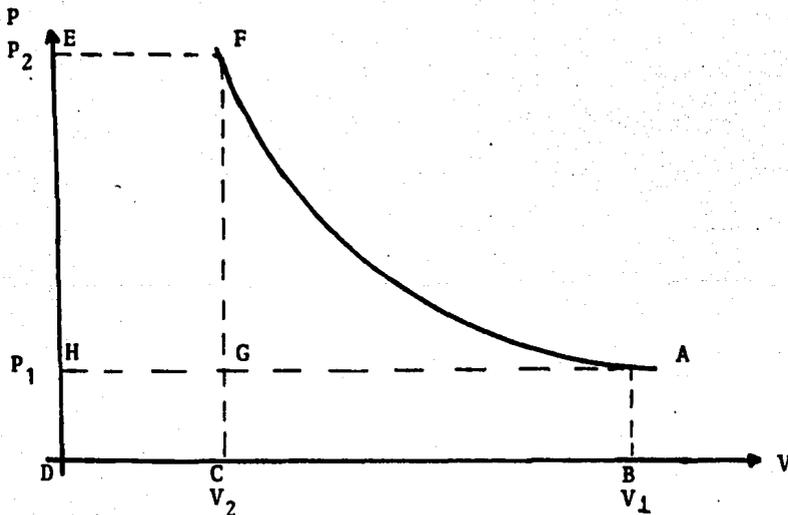


FIGURA 7

Trabajo de la compresión polifásica. Como se recordará, vimos la economía de trabajo que se obtiene comprimiendo en dos y tres fases. Este beneficio se alcanza, como ya dijimos enfriando el aire lo más posible antes de entrar en cada fase, llegando aproximarse a la temperatura ambiental (20°C). Consideraremos que en el interenfriador no hay cambio de presión y volumen. Para el caso de dos fases se tiene:

| | Primera fase | Segunda fase |
|--------------------|--------------|--------------|
| Presión de salida | P_2 | P_4 |
| Presión de entrada | P_1 | P_3 |

Una compresión bifásica se puede considerar como dos monofásicas, cuyas presiones de entrada y salida se muestra anteriormente.

El trabajo de primera fase es:

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Y el de la segunda fase:

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P_3 V_3 \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$P_1 V_1 = P_3 V_3$

El trabajo total será:

$$\frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} + \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 2 \right]$$

Considerando lo anterior del enfriamiento inter-fásico es perfecto entonces $P_2 = P_3$.

El cálculo de la presión final de cada una de las fases de la compresión bifásica, trifásica etc., para que el rendimiento sea máximo, se partirá de la ecuación del trabajo total en una compresión polifásica en nuestro caso bifásica, es necesario que dicha ecuación sea mínima.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Para hallar este mínimo hagamos $P^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = p$ y, escribamos.

$$Y = \frac{P_2}{P_1} - \frac{P_4}{P_3} \quad P_3 = P_2$$

Diferenciando e igualando a cero, con respecto de la variable P_2 .

$$\frac{dy}{dP_2} = \frac{1}{P_1} - \frac{P_4}{P_2^2} = 0$$

Entonces al sustituir.

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_4}$$

Un aspecto muy importante que hay que considerar es el referente al espacio libre ó espacio muerto.

Espacio Libre. Los compresores de émbolo se construyen haciendo que quede entre el émbolo al final de su carrera y las tapas del cilindro un cierto espacio llamado espacio libre ó nocivo; dicho espacio tiene por objetivo que el aire comprimido que se almacena, ayude a iniciar la carrera -

de aspiración por efecto de su expansión, facilitando así el - cambio de sentido de la embolada. Al lado de esta ventaja hay; un inconveniente: el gas comprimido mientras se expande -- tiene una presión mayor a la atmosférica, y en tanto que no - alcanza ésta, impide que entre aire nuevo durante el período de aspiración, con lo que se reduce el efecto útil de la carrera - del émbolo, ver figura 8. Dándose lugar a que disminuya el - rendimiento volumétrico del compresor, al fin de compaginar - un buen rendimiento volumétrico con una buena marcha mecáni - ca, se adoptan espacios libres cuyas longitudes oscilan general - mente entre 1 al 5 % de la carrera del émbolo.

CALCULO DE LA POTENCIA DE UN COMPRESOR

En un compresor podemos hallar la potencia teó - rica, la potencia indicada y, la potencia efectiva que absorbe - su trabajo. Ahora bien; como se acostumbra referir las deter - minaciones volumétricas a un minuto, a esta misma unidad de tiempo se referirá el número de Kilogramos -por- metros que - se deducen de la fórmula de trabajo de la compresión.

Potencia Teórica. Se encuentra dividiendo el nú - mero de unidades de trabajo de compresión/minuto que se ob -

tienen de la expresión del trabajo.

$$\text{Caballos vapor teóricos} = \frac{W \text{ compresión} \cdot N}{4500}$$

Donde:

W = Trabajo de compresión (Kgf - Mts)

N = R.P.M.

4500 = Factor de conversión para convertir Kgf-Mts/minuto a Caballos vapor/segundos.

P_1 = Presión de entrada absoluta (Kgf/Mts²).

P_2 = Presión absoluta de la salida de la primera fase (Kgf/Mts²).

P_4 = Presión absoluta de salida de la segunda fase (Kgf/mts²).

Potencia Indicada. Para hallarla hay que conocer la presión media efectiva que se desarrolla en la compresión. La presión se deduce de un diagrama indicador, un instrumento, ó a partir de una ecuación aunque en este último caso el -

valor que se encuentra es casi siempre un poco mayor que el real.

El trabajo de una compresión está representado por una superficie cuyas ordenadas son presión efectiva y, cuyas abscisas son longitudes proporcionales a la de los volúmenes. Así pues, si dividimos esa superficie por la longitud total, o sea por el V_1 , tendremos la altura media que representa la presión media P_m correspondiente a toda la compresión. Por lo tanto, si se trata de una compresión monofásica es:

$$P_m = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Cuando se trata de compresiones polifásicas, podemos seguir el mismo razonamiento y las presiones medias efectivas que se encuentran están referidas al cilindro de baja presión, es decir, al primer cilindro. Como en este caso la compresión bifásica, la presión media efectiva la podemos encontrar por medio de la ecuación siguiente;

$$P_m = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot P_1 \cdot 2 \left[\left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right]$$

Conociendo la presión media, se calculará la potencia indicada por medio de la siguiente ecuación:

$$CV_{\text{indicados}} = \frac{P_m \cdot S \cdot L \cdot \text{ó } 2L \cdot N}{4500}$$

$$CV_{\text{indicados}} = \frac{P_m \cdot \text{Volumen desplazado por minuto}}{4500}$$

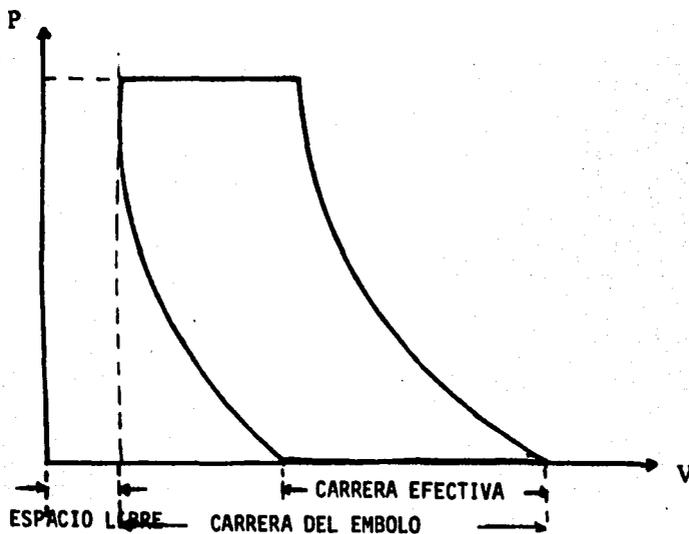


FIGURA 8

donde:

P_m = Presión media de una embolada. (Kgg/Mts²)

S = Superficie del émbolo (Mts²)

L = Carrera del émbolo (Mts)

N = Número de revoluciones por minuto

Si la compresión es polifásica. La superficie S-

que se debe tomar, es la del émbolo del cilindro de baja presión. Hay que tener presente que los compresores alternativos, pueden ser de simple o doble efecto. En los primeros hay una compresión en una semivuelta y una aspiración en la siguiente, mientras que en los segundos hay una aspiración y compresión simultáneamente en cada semivuelta, de aquí que se deba tomar L sencilla en los de simple efecto y, $2L$ en los de doble efecto.

Potencia efectiva. Es la potencia que se suministra al eje ó árbol del motor, si el motor es de vapor, gasolina, eléctrico; siendo los más comunes estos últimos.

RENDIMIENTO DE COMPRESORES

Para conocer exactamente la marcha de un compresor es indispensable que determinemos los rendimientos siguientes:

Rendimiento Volumétrico. (R_v)

Rendimiento de compresión (R_c)

Rendimiento Mecánico. (R_m)

Rendimiento Total (R_t)

RENDIMIENTO VOLUMETRICO. Es la relación-

entre la capacidad y el desplazamiento.

La capacidad es la cantidad de aire comprimido que se descarga en una unidad de tiempo considerando el gas - al estado libre, es decir, a la presión y temperatura ambientales.

El desplazamiento es el volumen engendrado por el área útil del émbolo en la misma unidad de tiempo, expresándose en las mismas unidades que la capacidad.

La cantidad de aire descargado se puede medir - por varios métodos; ANNUBAR - EAGLE EYE, pero el que - más se emplea es el del llenado de un depósito de volumen conocido y, determinando el tiempo de llenado.

$$R_v = \frac{\text{Capacidad} \quad (\text{Nmts}^3/\text{Minuto})}{\text{Desplazamiento} \quad (\text{Nmts}^3/\text{Minuto})}$$

RENDIMIENTO DE COMPRESION. Según hemos - visto, es muy conveniente que la refrigeración sea enérgica pa- ra que el trabajo absorbido por la compresión sea lo más pe- queño. Se llama rendimiento de Compresión a la relación en- tre el trabajo que se consumiría si el aire se hubiera compri- mido Isotérmicamente y, comparándolo con el trabajo real que

que es el Indicado .

$$R_c = \frac{\text{Trabajo Isotérmico}}{\text{Trabajo Indicado}}$$

δ

$$R_c = \frac{P_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \cdot \text{Volumen de aire libre descarg/min}}{P_m \cdot \text{Volumen desplazado por minuto}}$$

RENDIMIENTO MECANICO. Es la relación entre la potencia Indicada y la potencia Efectiva que nos da el motor.

$$R_m = \frac{\text{Potencia indicada en la compresión}}{\text{Potencia efectiva del motor}}$$

RENDIMIENTO TOTAL. Es el producto del rendimiento mecánico. Este rendimiento es el que más nos interesa conocer, ya que muestra la relación de la fuerza teórica que exige la compresión Isotérmica con la fuerza que en realidad absorbe.

$$R_t = R_m \times R_c$$

CAPITULO IV

SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

En el diseño ó rediseño del sistema de aire comprimido se debe tomar en cuenta los siguientes factores:

- * Capacidad requerida
- * Selección del número de compresores, su distribución
- * Redes de distribución
- * Humedad
- * Localización
- * Purgas

CAPACIDAD REQUERIDA

La capacidad del sistema de aire comprimido debe ser promedio del consumo de la instalación, ya que algunos equipos neumáticos tienen un gran consumo pequeño e intermitente ó un consumo grande y también intermitente (el caso que nos ocupa es un cuarto de lavado y, un elevador hidroneumático), para estas fluctuaciones momentáneas, amortiguarlas lo más conveniente es colocar estratégicamente un depósito.

Para la maquinaria que ocupa aire comprimido - en ciclos es necesario calcular su consumo real teniendo que - obtener un factor de uso ó carga. Este factor de carga es la relación entre el consumo real y el consumo continuo máximo a plena carga.

$$F_C = F_t \cdot F_w$$

donde:

F_C = Factor de Carga.

F_t = Factor de Tiempo.

F_w = Factor de Trabajo

El factor de Trabajo: es la relación entre el aire comprimido bajo condiciones reales de operación y el consumo de aire cuando la maquinaria o herramienta opera a plena carga. Es decir es el porcentaje de aire comprimido requerido por el equipo para efectuar su trabajo real comparándolo -- con el consumo máximo de éste.

El factor de tiempo: es el porcentaje del tiempo total de trabajo durante el cual un aparato es realmente utilizado.

En los casos de rediseño se da más énfasis en -

las horas pico, ó puntos críticos.

Todo lo correspondiente a la capacidad requerida de nuestro sistema de aire comprimido, se muestra en el capítulo VI.

SELECCION DEL NUMERO Y DISTRIBUCION DE LOS COMPRESORES

Para este punto es muy importante tomar en cuenta la capacidad requerida para futuras expansiones, lo cual se suma a las necesidades actuales. Normalmente se incrementa a la capacidad calculada anteriormente un 40%.

El método más conveniente para elegir una unidad compresora ya sea Turbocompresor, tipo Rotativo, de Desplazamiento Positivo, etc., es seleccionarla por sus rangos de flujo y presión. En la fig. 9 se presentan los rangos de cada tipo de compresor. En el caso de rediseño se tiene que basar uno en el tipo de compresor y su aprovechamiento, así como su rendimiento.

La distribución, para el caso de varias unidades de compresión se puede lograr en sistemas:

- i) Descentralizado
- ii) Centralizado

En ambos casos se debe tomar en cuenta:

- 1.- Cargos Fijos. Compra de equipo auxiliar eléctrico, etc.
- 2.- Cargos Anuales. Costo de supervisión, de electricidad, - combustible.
- 3.- Pérdidas de Producción. En caso de paro por matenimiento a la instalación de un equipo descentralizado o de un - compresor auxiliar independiente debe planearse si las - pérdidas en la producción lo justifican.

Sistemas de compresores descentralizados.

Ventajas:

- * La inversión en la adquisición e instalación de los equipos es baja, ya que se pueden ir comprando conforme van surtiendo necesidades de expansión de la fábrica. Cuando se tienen problemas de financiamiento, este tipo de sistemas es el más indicado.
- * Los compresores pueden agruparse concentrándose los servicios de agua y electricidad.
- * La reserva de capacidad del sistema puede lograrse interconectando los tubos de descarga de los compresores instalados en el paralelo, optimizando la regulación de las cargas variables.
- * Siendo los compresores de la misma marca pueden tener tener

se en existencia refacciones para piezas esenciales susceptibles de falla.

- * Las pérdidas por fugas disminuyen al tener presiones menores en la tubería primaria.

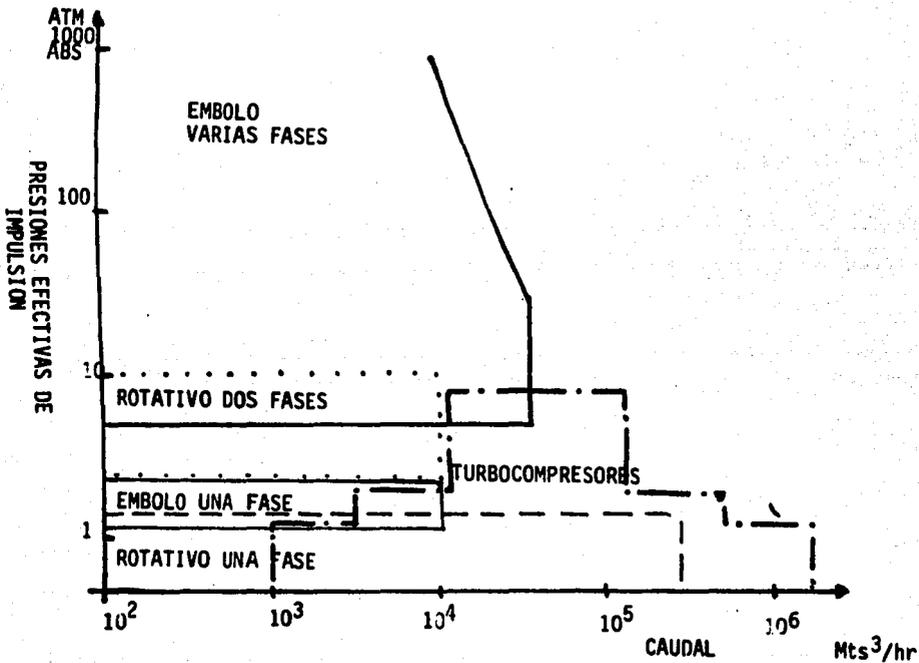


FIGURA 9

En la fig. 10 se muestra un diagrama del sistema descentralizado.

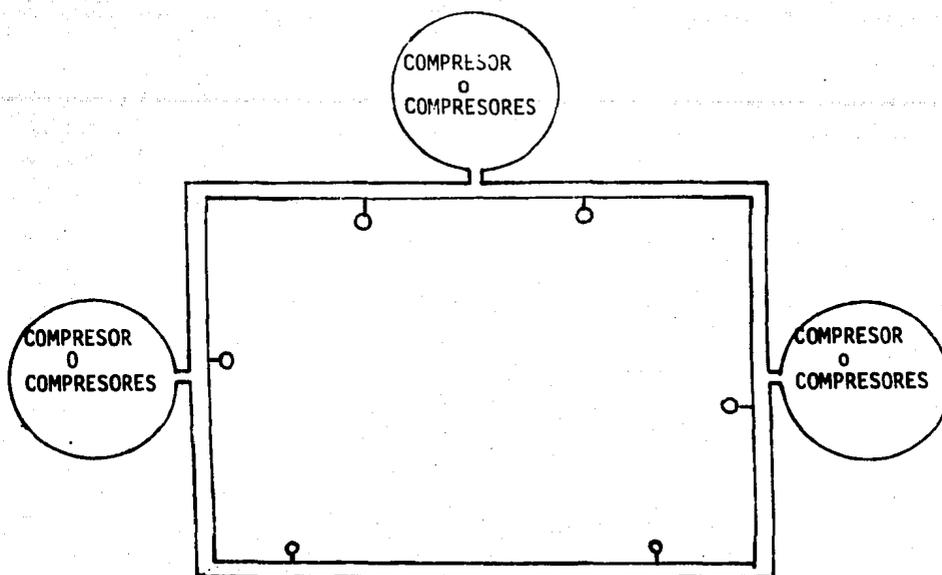


FIGURA 10

Sistema de compresores centralizado.

En este sistema el aire es comprimido en un lugar y, de allí es distribuido a las instalaciones neumáticas. -

Las ventajas de este sistema son:

- * El compresor o grupo de compresores está ubicado en un cuarto adecuado, en donde se puede supervisar fácilmente y en él, ver todas las unidades.
- * Las instalaciones de agua y electricidad se requieren en -

un sólo lugar.

- * El ruido puede ser aislado o reducido.
- * La eficiencia de los compresores grandes es mucho más alta que los pequeños.
- * El equipo auxiliar y controles están en un sólo lugar, económicamente este sistema es más conveniente que el sistema descentralizado.

En la fig. 11 se muestra un diagrama de un sistema centralizado.

Las desventajas del sistema descentralizado son las ventajas del sistema centralizado y viceversa.

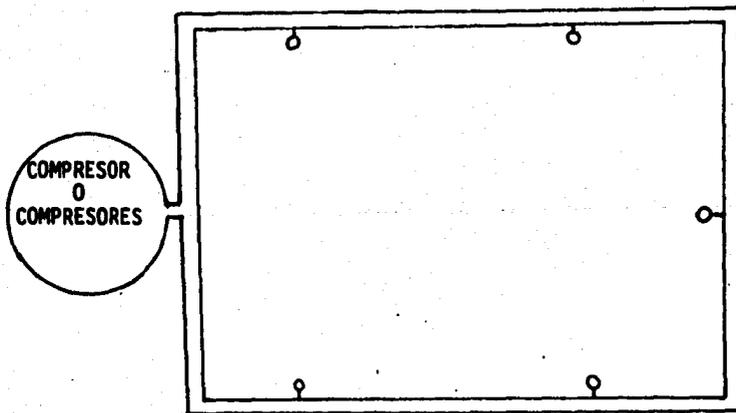


FIGURA 11

REDES DE DISTRIBUCION

La función de la red de distribución es conducir el aire comprimido del punto de generación, a los puntos de consumo, de manera eficiente.

La red de distribución consiste en una línea principal, de la cual derivan ramales destinados a los distintos departamentos, secciones de la fábrica, estos ramales están dotados de salidas para accionar el equipo y herramientas neumáticas.

Las conexiones de las salidas deben ser lo más cercano al equipo.

Existen diferentes tipos de redes tales como:

Redes Abiertas

Redes Cerradas

Redes Abiertas. Son aquellas en las que la red carece de un circuito cerrado. Esta red puede tener sistema de compresores centralizado o descentralizado.

La desventaja de este tipo de red es que tiene -

que pararse toda la instalación neumática de la planta en caso de que exista una falla ó, se necesite una reparación en el comienzo de la red. La fig. 12 muestra la red abierta.

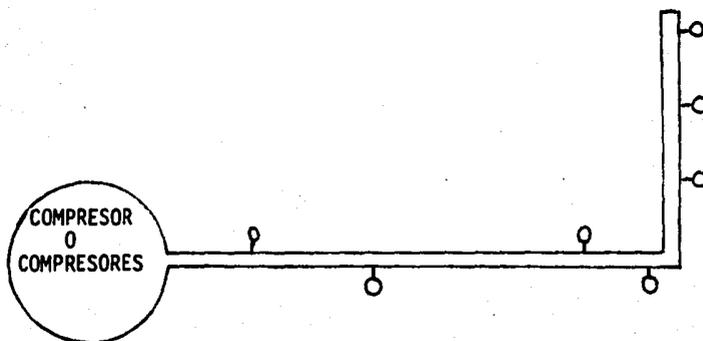


FIGURA 12

Red Cerrada. Es aquella que forma un anillo o circuito cerrado. Estas redes pueden ser para sistemas de compresores centralizados ó descentralizados.

Las redes cerradas pueden ser:

- * **Sistema de anillo con interconexión.** Se puede tener uno ó varios compresores distribuidos a lo largo del anillo, al igual que uno o varios acumuladores o depósitos con el fin de amortiguar las variaciones momentáneas. Cada rama en su principio, como en su final, tienen válvulas para cerrar el paso, lo cual representa una ventaja en el --

momento de alguna falla, ya que aísla la parte descom---
puesta, del resto de la red. En la fig. 13 muestra este -
sistema.

- ** La línea cerrada. Este tiene las mismas ventajas que el -
sistema de anillo con interconexión. Este sistema se muestra
tra en la fig. 14

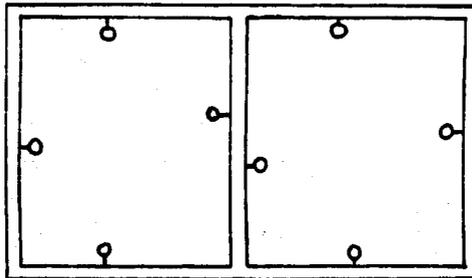


FIGURA 13

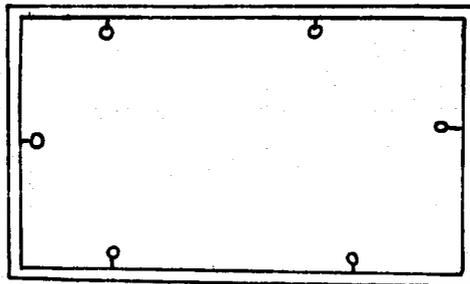


FIGURA 14

tico con picos de consumo momentáneo, evitando con ello asf -
caldas de presión momentáneas.

En la fig. 15 se muestra un esquema general del sistema de aire comprimido, que se ha mencionado al inicio - de este trabajo.

HUMEDAD DEL AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido tiene en mayor o menor gra -
do porcentual de aceite y agua.

La calidad del aire comprimido se define de --
acuerdo a los porcentajes de humedad absoluta y, aceite que -
contenga. En ocasiones ésta puede ser definida como la tempe-
ratura de rocío máxima a la que pueda ser enfriada. La cali-
dad del aire cambia de acuerdo con la aplicación de aire en la
industria y en algunos casos hasta esterilizado.

La eliminación del condensado puede evitar los -
siguientes puntos:

- * Retirar la película lubricante del motor neumático.
- * Incremento del desgaste y mantenimiento.

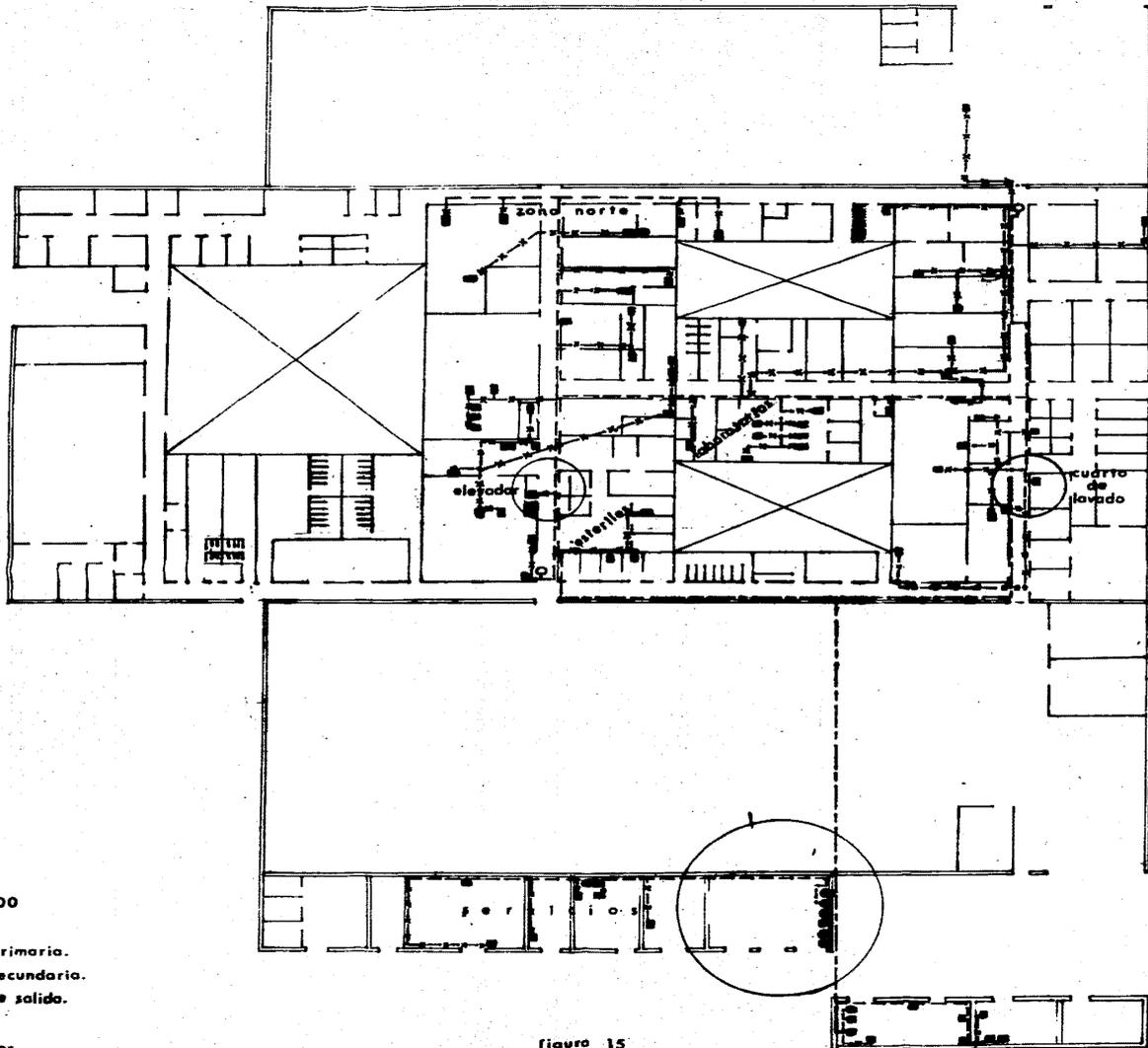


figura 15

- * Operación lenta e inconstante de válvulas automáticas.
- * Fallas y mantenimiento frecuente en los instrumentos de control
- * Condensación en el escape de herramientas neumáticas -- muy eficientes.
- * Aplicación defectuosa de pinturas y otros productos por -- aspersión.

PURGAS

El sistema de purgas es muy importante, porque en éstas se saca todo el condensado en la red de aire comprimido. Estas están localizadas en los puntos más bajos del sistema de distribución.

LOCALIZACION Y CAPACIDAD DE LOS DEPOSITOS

El sistema debe contar con uno ó varios depósitos. El depósito ó también llamados acumuladores, es un tanque de almacenamiento colocado al final ó en la parte intermedia del sistema de distribución, con el fin de evitar caídas de presión momentáneas.

Los depósitos o acumuladores amortiguan pulsaciones de los compresores recíprocos, cuando hay caídas de presión en la línea, cuando existen demandas muy grandes en períodos breves, en nuestro caso un elevador y, una salida en un cuarto lavado.

Para determinar el tiempo en el cual el depósito ó acumulador pueden suministrar aire comprimido, sin una caída de presión en la red se utiliza la siguiente ecuación:

$$T = \frac{V(P_1 - P_2)}{P_0(C - S)}$$

donde:

T = Tiempo en minutos

P₁ = Presión inicial del recipiente Kg/cm² manométricas.

P₂ = Presión final del recipiente Kg/cm² manométricas.

P₀ = Presión atmosférica Kg/cm².

C = Consumo de aire Mts³/mins.

V = Volumen del recipiente Mts³.

S = Suministro durante el tiempo de descarga Mts³/min.

El Instituto del Aire y Gas Comprimido, en su manual, recomienda la siguiente tabla en la selección del depó

sito de acuerdo al volumen requerido.

| DIAMETRO mts. | LONGITUD mts. | CAPACIDAD DEL COMPRESOR mts ³ /min. | VOLUMEN mts ³ |
|------------------|------------------|---|-----------------------------|
| 0.355 | 1.22 | 1.27 | 0.13 |
| 0.457 | 1.83 | 3.11 | 0.31 |
| 0.609 | 1.83 | 5.38 | 0.54 |
| 0.762 | 2.13 | 9.62 | 0.96 |
| 0.914 | 2.44 | 16.13 | 1.61 |
| 1.06 | 3.05 | 27.17 | 2.72 |
| 1.21 | 3.66 | 59.85 | 4.27 |
| 1.35 | 4.27 | 88.30 | 6.31 |
| 1.52 | 4.88 | 124.52 | 8.89 |
| 1.67 | 5.49 | 169.80 | 12.11 |

CAPITULO V

ACCESORIOS.

Estos accesorios están enfocados a:

- * Eliminar la humedad.
- * Efríar el aire a la temperatura ambiental.

Para que una instalación de aire comprimido, --
trabaje a un buen rendimiento, debe tener varias cualidades, -
entre las que destaca la calidad de humedad. Por tal motivo -
la mayoría de los accesorios que nuestro están destinados a -
secar el aire.

Las condensaciones de vapor de agua y aceite, -
son causa de una serie de inconvenientes tales como:

- * Corrosión en la tubería.
- * Entorpecimiento en los accionamientos neumáticos
- * Oxidación de los órganos internos en los equipos repectores
- * Bajo rendimiento de toda la instalación.

PROCEDIMIENTO DE DEPURACION

Para el secado o depuración del aire comprimido

y, dependiendo de la industria (la calidad de humedad requerida), debemos distinguir tres etapas:

1.- TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR

Refrigerador posterior de agua.

Refrigerador posterior de aire.

Secador (Frigorífico, Adsorción).

2.- TRATAMIENTO DEL AIRE EN LA RED DE DISTRIBUCION

Secador por pastilla desecante.

Filtro separadores cerámicos.

Separadores centrífugos.

3.- TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE CONSUMO

Filtros

Reguladores de presión.

Lubricadores.

Cada uno de estos accesorios incluye un proceso industrial, para el tratamiento del aire comprimido, que tiene su particular elección y, su campo propio de actividad, teniendo uno u otro ó todos los tratamientos de acuerdo con el objetivo industrial a que va a destinarse, siendo el más común el primero y/o el tercero.

La fig. 16, muestra un sistema de accesorios, -
pudiéndose colocar ó no, según las necesidades de la planta --
industrial.

TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR REFRIGERADOR POSTERIOR DE AGUA.

El más usual de los elementos existentes para -
depurar el aire comprimido es la refrigeración posterior, que
se coloca como dijimos después del compresor y, en el cual -
consigue eliminar aproximadamente unos 70 - 80 % del agua --
y aceite contenido en el aire.

Los refrigeradores de aire o intercambiadores -
de calor, reducen la temperatura del aire hasta 25°C, utilizan
do como agente el agua.

El refrigerador de agua está formado por un - -
haz de tubos, en cuyo interior pasa el aire comprimido, el - -
agua circula en contra corriente del aire, en su camino el ai-
re comprimido se dirige hacia el separador, que va incorpo--
rando en el refrigerador y que tiene por objeto eliminar el - -
agua y el aceite condensado durante la refrigeración.

Los refrigeradores posteriores están diseñados para medios y altos caudales (12000 Nm³/Hr para los horizontales, 7500 Nm³/Hr para los verticales). Para caudales bajos, el principio de refrigeración es inverso. El aire comprimido circula por el exterior del haz de tubos y, el agua -- por el interior.

La temperatura de salida del aire de refrigeración es; aproximadamente, 10°C superior a la de entrada del agua refrigerada. La temperatura que admite para el agua de refrigeración es de: 10 - 15 °C y, la presión de 0.5-0.7Kg/cm²

La eficiencia de un refrigerador viene dada por:

ΔT = Temperatura de salida del aire - Temperatura de entrada del agua.

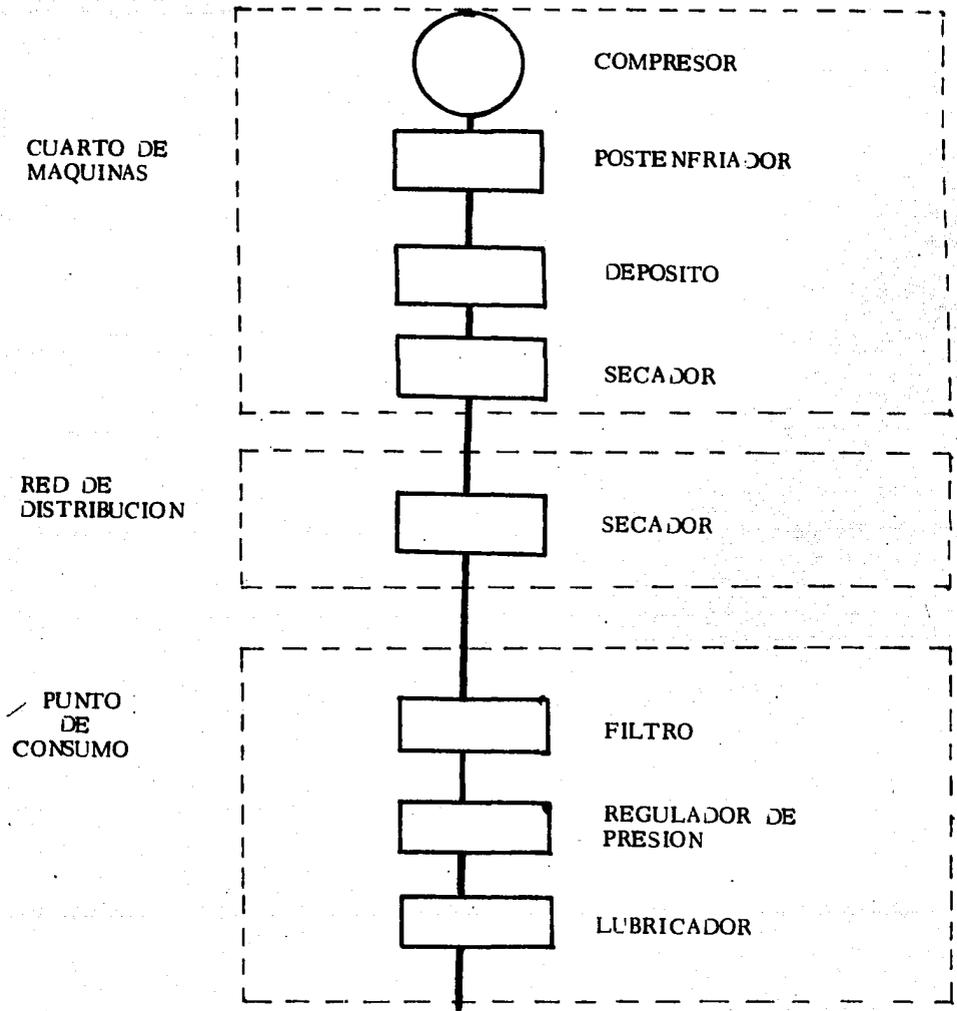
Consecuentemente:

ΔT = 5 - 7 °C alto rendimiento.

ΔT = 7 - 10 °C buen rendimiento.

ΔT = 10 - 12 °C escaso rendimiento

ΔT = 12 - 15 °C mal rendimiento.



Los Postenfriadores de agua están provistos para mantenerlos en posición horizontal y vertical, según la fig. 17. 18 respectivamente.

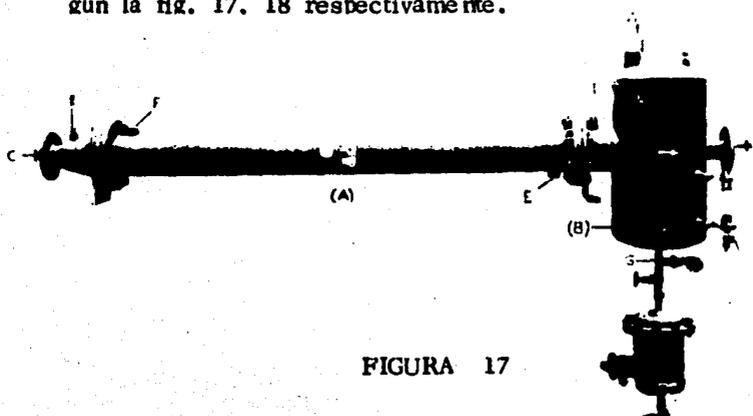


FIGURA 17

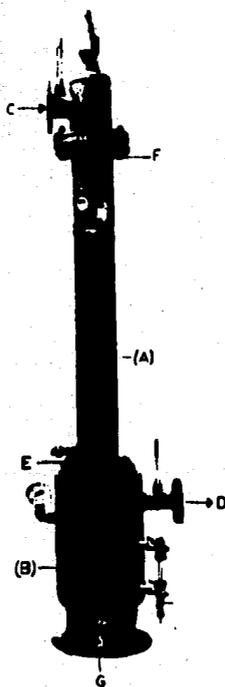


FIGURA 18

Donde:

- A. Carcasa o envoltura cilíndrica. En su interior va colocado el haz tubular.
- B. Separador de condensados. Lleva purga manual o automática.
- C. Entrada de aire procedente del compresor.
- D. Salida del aire al calderín y, de éste, a la red general de distribución.
- E. Entrada del agua de refrigeración (fría)
- F. Salida del agua de refrigeración (caliente)
- G. Purga de condensadores.

En la elección de un Postenfriador. En las siguientes tablas se muestran un tipo de refrigerador de diferentes marcas, el cual se elige conociendo el caudal y temperatura del aire a la salida del compresor, la fig. 19,20,21 y 22 muestran dichas tablas.

En estos dos tipos de refrigeradores tendremos que tomar en cuenta:

- * Caudal del aire comprimido.
- * Caudal de Agua.
- * Temperatura de entrada del agua.
- * Temperatura de salida del aire comprimido.
- * Temperatura de entrada del aire comprimido.

**APARTIR DE
ESTA PAG.**

**FALLA DE
ORIGEN.**

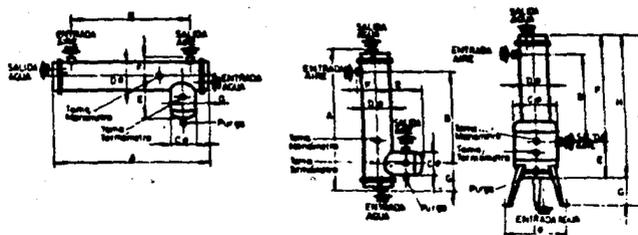
| Modelos | Temperatura de entrada de aire | | | | | | | | | | | |
|-------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|
| | 180 °C | | | 160 °C | | | 140 °C | | | 125 °C | | |
| | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h |
| ENREH - 22 | 4 | 11 600 | 580 | 5 | 12 600 | 630 | 5.5 | 11 700 | 585 | 6.5 | 13 200 | 660 |
| ENREH - 37 | 7 | 20 200 | 1 010 | 8 | 20 200 | 1 010 | 9 | 19 400 | 870 | 10 | 18 600 | 930 |
| ENREH - 55 | 10 | 28 800 | 1 440 | 12 | 30 200 | 1 510 | 14 | 29 700 | 1 485 | 16 | 29 700 | 1 485 |
| ENREH - 85 | 16 | 40 000 | 2 300 | 19 | 48 000 | 2 400 | 22 | 47 000 | 2 350 | 25 | 44 600 | 2 230 |
| ENREH - 121 | 23 | 66 200 | 3 310 | 26 | 65 600 | 3 280 | 30 | 64 000 | 3 200 | 34 | 65 000 | 3 250 |
| ENREH - 151 | 29 | 83 600 | 4 180 | 34 | 85 000 | 4 250 | 39 | 83 000 | 4 150 | 43 | 80 000 | 4 000 |
| ENREH - 199 | 38 | 110 000 | 5 500 | 43 | 108 000 | 5 400 | 49 | 104 000 | 5 200 | 56 | 106 000 | 5 300 |
| ENREH - 253 | 49 | 141 200 | 7 060 | 56 | 141 200 | 7 060 | 63 | 134 000 | 6 700 | 71 | 132 500 | 6 625 |
| ENREH - 309 | 60 | 173 000 | 8 650 | 68 | 171 000 | 8 550 | 78 | 166 000 | 8 300 | 87 | 162 000 | 8 100 |
| ENREH - 429 | 84 | 242 000 | 12 100 | 95 | 240 000 | 12 000 | 110 | 235 000 | 11 750 | 120 | 223 000 | 11 150 |
| ENREH - 541 | 105 | 300 000 | 15 000 | 120 | 300 000 | 15 000 | 135 | 290 000 | 14 500 | 150 | 280 000 | 14 000 |
| ENREH - 719 | 140 | 404 000 | 20 200 | 160 | 404 000 | 20 200 | 180 | 384 000 | 19 200 | 200 | 372 000 | 18 600 |

FIGURA 19

| Modelos | Temperatura de entrada de aire | | | | | | | | | | | |
|-----------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|--|--------------------------------|------------------------|
| | 180 °C | | | 160 °C | | | 140 °C | | | 125 °C | | |
| | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h | Caudal aire en N m ³ /min | Potencia térmica, kcal/h | Caudal agua, l/h |
| ENR - 00 | 2 | 5 750 | 250 | 2,25 | 5 625 | 225 | 2,5 | 5 200 | 280 | 3 | 5 600 | 300 |
| ENR - 0 | 3,5 | 10 000 | 400 | 4 | 10 000 | 400 | 4,5 | 5 200 | 280 | 5 | 9 300 | 500 |
| ENR - 1 | 5 | 14 400 | 600 | 6 | 15 000 | 600 | 7 | 15 000 | 800 | 8 | 14 900 | 800 |
| ENR - 2 | 8 | 23 000 | 950 | 9 | 22 750 | 950 | 10 | 21 300 | 1 150 | 12 | 22 300 | 1 200 |
| ENR - 2 B | 10 | 28 800 | 1 200 | 11 | 27 720 | 1 330 | 12 | 25 920 | 1 295 | 15 | 28 000 | 1 300 |
| ENR - 3 B | 13,5 | 38 880 | 1 550 | 14,5 | 36 540 | 1 830 | 16 | 34 560 | 1 730 | 20 | 37 200 | 1 860 |
| ENR - 4 B | 19 | 54 720 | 2 200 | 21 | 52 920 | 2 640 | 24 | 51 840 | 2 590 | 28 | 53 000 | 2 500 |
| ENR - 5 B | 28 | 80 640 | 3 200 | 31 | 78 120 | 3 900 | 34 | 73 440 | 3 670 | 36 | 67 000 | 3 250 |
| ENR - 6 B | 35 | 100 800 | 4 000 | 38 | 95 760 | 4 780 | 42 | 89 500 | 4 430 | 45 | 83 500 | 4 050 |
| ENR - 7 B | 46 | 133 400 | 5 350 | 50 | 126 000 | 6 300 | 56 | 120 960 | 6 050 | 60 | 115 000 | 5 400 |
| ENR - 8 B | 70 | 201 600 | 8 000 | 78 | 196 560 | 9 800 | 85 | 183 600 | 9 180 | 90 | 167 000 | 8 100 |
| ENR - 9 B | 95 | 273 600 | 11 000 | 105 | 264 600 | 13 230 | 115 | 248 400 | 12 420 | 125 | 233 000 | 11 250 |

FIGURA 20

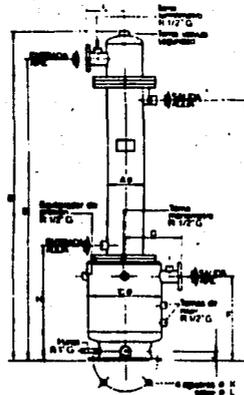
- * Superficie de transmisión.
- * Pérdidas de carga (presión aceptable de 100-150 gr/cm²)



Dimensiones de los refrigeradores para caudales bajos y medios. Series RH horizontal y RV vertical (Chaumea Ibérica)

| Modelo | A | B | C | D | E | F | G | Conexiones | | | | Superficie de refrigeración, m ² | Peso, kg | | | |
|--------|------|------|-----|-----|-----|------|-----|------------|------|---------------|----------------------|---|----------|----------------------|---|----------|
| | | | | | | | | Aire | Agua | Purga | Manómetro Termómetro | | | | | |
| RH-1 | 486 | 288 | 102 | 114 | 180 | 94 | 140 | 1" | 1/2" | 1/2" | 1/2" | 0,4 | 14 | | | |
| RH-2 | 656 | 458 | 102 | 114 | 180 | 94 | 140 | 1" | 1/2" | 1/2" | 1/2" | 0,6 | 18 | | | |
| RH-3 | 720 | 300 | 114 | 133 | 220 | 102 | 170 | 1 1/8" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 0,8 | 30 | | | |
| RH-4 | 900 | 680 | 114 | 133 | 300 | 102 | 170 | 1 1/8" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,05 | 35 | | | |
| RH-5 | 1050 | 810 | 114 | 133 | 300 | 107 | 170 | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,25 | 39 | | | |
| RH-6 | 1300 | 1060 | 114 | 133 | 400 | 107 | 170 | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,56 | 46 | | | |
| RH-7 | 1566 | 1326 | 114 | 133 | 400 | 107 | 170 | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,92 | 54 | | | |
| Modelo | A | B | C | D | E | F | G | H | I | Soporte, pies | Conexiones | | | | Superficie de refrigeración, m ² | Peso, kg |
| | | | | | | | | | | | Aire | Agua | Purga | Manómetro Termómetro | | |
| RV-1 | 486 | 247 | 102 | 114 | 200 | 94 | 140 | — | — | No | 1" | 1/2" | 1/2" | 1/2" | 0,4 | 14 |
| RV-2 | 656 | 417 | 102 | 114 | 200 | 94 | 140 | — | — | No | 1" | 1/2" | 1/2" | 1/2" | 0,6 | 18 |
| RV-3 | 872 | 442 | 219 | 133 | 167 | 353 | 152 | 720 | 350 | Si | 1 1/8" | 3/4" | 1/2" | 1/1" | 0,8 | 45 |
| RV-4 | 1052 | 379 | 219 | 133 | 210 | 690 | 152 | 900 | 330 | Si | 1 1/8" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,05 | 50 |
| RV-5 | 1252 | 699 | 219 | 133 | 230 | 820 | 202 | 1050 | 385 | Si | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,25 | 55 |
| RV-6 | 1502 | 889 | 219 | 133 | 290 | 1010 | 202 | 1300 | 385 | Si | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,56 | 65 |
| RV-7 | 1818 | 1095 | 219 | 133 | 350 | 1216 | 252 | 1566 | 385 | Si | 2" | 3/4" | 1/2" | 1/2" | 1,92 | 75 |

FIGURA 21



Dimensiones de los
refrigeradores serie ENR vertical
(Chaumea Ibérica)

| Modelos | A | B | C | Entrada aire | | | Salida aire | | | Entrada y salida agua | | Purga J Z | Anclaje | | | |
|-----------|-----|------|-----|--------------|-----|-----|-------------|-----|-----|-----------------------|------|-----------------|---------|------|----|-----|
| | | | | D | E | D | F | G | DN | G | H | | K | L | | |
| ENR - 00 | 140 | 1480 | 300 | 1355 | 155 | 50 | 450 | 275 | 40 | 1/2" | 1135 | 627 | 65 | 1/2" | 16 | 300 |
| ENR - 0 | 140 | 2027 | 380 | 1885 | 155 | 65 | 500 | 275 | 50 | 1/2" | 1655 | 677 | 65 | 1/2" | 16 | 300 |
| ENR - 1 | 168 | 2175 | 300 | 2005 | 175 | 80 | 550 | 275 | 65 | 1/2" | 1775 | 754 | 65 | 1/2" | 16 | 300 |
| ENR - 2 | 194 | 2440 | 350 | 2257 | 200 | 100 | 600 | 300 | 80 | 3/4" | 2005 | 800 | 75 | 3/4" | 16 | 350 |
| ENR - 2 B | 194 | 2440 | 350 | 2257 | 200 | 100 | 600 | 300 | 80 | 3/4" | 2005 | 800 | 75 | 3/4" | 16 | 350 |
| ENR - 3 B | 219 | 2603 | 400 | 2385 | 225 | 100 | 600 | 325 | 80 | 3/4" | 2105 | 802 | 75 | 3/4" | 20 | 360 |
| ENR - 4 B | 245 | 2725 | 400 | 2465 | 250 | 125 | 600 | 325 | 100 | 1" | 2170 | 832 | 75 | 3/4" | 20 | 360 |
| ENR - 5 B | 274 | 2895 | 450 | 2590 | 265 | 150 | 650 | 350 | 125 | 1 1/4" | 2270 | 892 | 75 | 3/4" | 20 | 400 |
| ENR - 6 B | 300 | 3020 | 500 | 2715 | 275 | 150 | 700 | 375 | 125 | 1 1/4" | 2370 | 942 | 75 | 3/4" | 20 | 475 |
| ENR - B B | 400 | 3405 | 600 | 3030 | 325 | 200 | 725 | 400 | 150 | 1 1/2" | 2525 | 1012 | 75 | 3/4" | 20 | 475 |
| ENR - 7 B | 350 | 3235 | 550 | 2895 | 300 | 175 | 750 | 425 | 175 | 2" | 2600 | 1072 | 75 | 3/4" | 20 | 525 |
| ENR - 9 B | 450 | 3647 | 700 | 3240 | 425 | 250 | 850 | 550 | 225 | 2 1/2" | 2820 | 1225 | 75 | 1" | 20 | 625 |

Bridas planas PN 16 desde el modelo ENR-4B

FIGURA 22

REFRIGERADORES POSTERIORES DE AIRE.

Los postenfriadores por medio de aire o sea aire - aire, el postenfriador se coloca como el anterior tipo des pues del compresor.

Este tipo de refrigerador utiliza aire como elemento refrigerante, producido por un grupo de motor ventilador. Este se utiliza cuando el agua es escasa o es difícil llevarla a nuestro sistema. En nuestro caso no daremos énfasis a éste tipo de postenfriador.

SECADORES.

Los secadores son equipos destinados a tratar el aire ó los gases comprimidos, para reducir en ellos su con tenido de vapor de agua; así, si sufren un ulterior enfriamiento, hasta alcanzar una determinada temperatura límite no presentan condensación alguna.

Las ventajas de los secadores son:

- * Punto de rocío constante, independiente de la carga.
- * El costo de la instalación de la red de aire comprimido se

REFRIGERADORES POSTERIORES DE AIRE.

Los postenfriadores por medio de aire o sea aire - aire, el postenfriador se coloca como el anterior tipo después del compresor.

Este tipo de refrigerador utiliza aire como elemento refrigerante, producido por un grupo de motor ventilador. Este se utiliza cuando el agua es escasa o es difícil llevarla a nuestro sistema. En nuestro caso no daremos énfasis a éste tipo de postenfriador.

SECADORES.

Los secadores son equipos destinados a tratar el aire ó los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua; así, si sufren un ulterior enfriamiento, hasta alcanzar una determinada temperatura límite no presentan condensación alguna.

Las ventajas de los secadores son:

- * Punto de rocío constante, independiente de la carga.
- * El costo de la instalación de la red de aire comprimido se

reduce a un 30%, dado que se excluyen los elementos adicionales.

- * Gastos de mantenimiento se reducen en 25%
- * Evita la corrosión.

Los secadores pueden ser:

- * Secadores Frigoríficos.
- * Secadores por adsorción.

Los Secadores Frigoríficos.

Este secador actúa a base de medios frigoríficos y, tienen por objeto reducir la humedad en el aire comprimido, por enfriamiento del mismo, hasta la mínima temperatura funcionalmente posible, que oscila entre alrededor de ----
+2 °C - + 3°C, a la presión del trabajo.

Destacan como características más importantes - de este tipo de secador su reducido consumo de energía, así - como su pequeño tamaño. Está concebido para obtener un grado de sequedad medio (10 -100gr/mts³ de agua residual).

Las recomendaciones técnicas son:

- * En la instalación del secador se colocará un by-pass entre la entrada del aire y la salida.
- * En serie con el secador se recomienda un filtro cerámico con purga automática con el objeto de obtener un elevado grado de depuración en el aire.
- * Es muy importante que el secador frigorífico esté conectado durante una hora antes de su entrada en servicio, con el objeto de que al entrar el aire caliente no haya una resistencia de calentamiento.

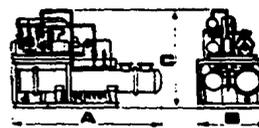
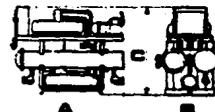
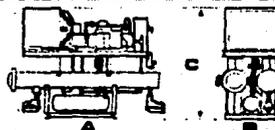
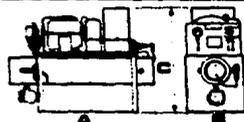
En la fig. 23 nos permite encontrar el modelo de secador frigorífico, a partir de un caudal determinado y, una correspondiente presión de trabajo.

Selección de los secadores frigoríficos «Hirox-Denco»

| Tipo | Capacidad, N m ³ /h. | Presión máxima de trabajo, kg/cm ² | Potencia absoluta: A w | Consumo agua a 15 °C, m ³ /h | Dimensiones | | | Conexiones | | |
|-------------------|------------------------------------|--|---------------------------|--|-------------|-------------------|------------------|-----------------|--------------|----------|
| | | | | | Peso, kg | Longitud, mm A | Anchura, mm B | Altura, mm C | Aire | Agua |
| A 20 | 34 | 16 | 0,3 | | 85 | 1030 | 420 | 795 | 3/4" M | |
| A 30 | 51 | 16 | 0,3 | | 85 | 1030 | 420 | 795 | 3/5" M | |
| A 40 | 68 | 16 | 0,3 | | 90 | 1030 | 420 | 795 | 3/4" M | |
| A 60 | 102 | 16 | 0,6 | | 100 | 1030 | 420 | 795 | 3/4" M | |
| A 100 | 170 | 10 | 1,2 | | 200 | 1376 | 726 | 1240 | 3/4" M | |
| Enfriado por aire | | | | | | | | | | |
| W 100 | 170 | 10 | 1 | 0,168 | 420 | 1385 | 755 | 1210 | PN 10 DN 40 | 3/8" G |
| W 200 | 340 | 10 | 1 | 0,278 | 420 | 1385 | 755 | 1210 | PN 10 DN 40 | 3/8" G |
| W 300 | 510 | 10 | 1,1 | 0,33 | 430 | 2110 | 875 | 1220 | PN 10 DN 80 | 3/8" G |
| W 400 | 680 | 10 | 1,7 | 0,560 | 550 | 2110 | 875 | 1220 | PN 10 DN 80 | 3/8" G |
| W 500 | 850 | 10 | 1,7 | 0,560 | 680 | 2170 | 880 | 1370 | PN 10 DN 100 | 1/2" G |
| W 750 | 1275 | 10 | 2,6 | 0,85 | 730 | 2170 | 880 | 1370 | PN 10 DN 100 | 1" G |
| W 1000 | 1700 | 10 | 3,2 | 1,1 | 950 | 2230 | 985 | 1670 | PN 10 DN 100 | 1" G |
| W 1500 | 2550 | 10 | 5,4 | 2,2 | 1200 | 2230 | 985 | 1670 | PN 10 DN 100 | 1" G |
| W 2000 | 3400 | 10 | 7,3 | 3,1 | 1500 | 2305 | 1230 | 1850 | PN 10 DN 150 | 1 1/4" G |
| W 2500 | 4250 | 10 | 10 | 4,1 | 1700 | 2305 | 1230 | 1850 | PN 10 DN 150 | 1 1/4" G |
| W 3000 | 5100 | 10 | 9 | 4,5 | 2300 | 2305 | 1230 | 1850 | PN 10 DN 150 | 1 1/4" G |
| W 3500 | 6000 | 8 | 9 | 4,5 | 3000 | 2640 | 1470 | 2025 | PN 10 DN 200 | 1 1/4" G |
| W 4000 | 6800 | 8 | 11,5 | 6,3 | 3500 | 2640 | 1470 | 2025 | PN 10 DN 200 | 1 1/4" G |
| W 4500 | 7650 | 8 | 11,5 | 6,3 | 4000 | 2640 | 1470 | 2025 | PN 10 DN 200 | 1 1/4" G |
| W 5000 | 8500 | 8 | 14 | 7,8 | 4800 | 3990 | 1625 | 2050 | PN 10 DN 200 | 1 1/4" G |
| W 6000 | 10 000 | 8 | 16,5 | 9,4 | 6000 | 4040 | 1625 | 2100 | PN 10 DN 200 | DN 50 |
| W 7000 | 12 000 | 8 | 16,5 | 9,4 | 6800 | 4370 | 1705 | 2110 | PN 10 DN 200 | DN 50 |
| W 8250 | 14 000 | 8 | 23 | 12,5 | 7000 | 4650 | 1940 | 2300 | PN 10 DN 250 | DN 65 |

La letra «A» significa enfriado por aire.
La letra «W» significa enfriado por agua.
A petición, pueden obtenerse otros secadores con diferentes presiones y capacidades.

(1) Pueden suministrarse refrigerados por aire (A) hasta el modelo W-1500.



Todos los datos son solamente aproximados. Tensión normal 380 V, trifásico, 50 Hz neutro. Los modelos A-20/30/40/60: 220 V, monofásico.

FIGURA 23

Secadores por Adsorción.

Responden a esta denominación aquellos secadores que efectúan el secado mediante un adsorbente sólido de naturaleza regenerable, que retiene, en un ciclo de adsorción el vapor de agua contenido en el fluido comprimido, eliminando este vapor mediante un segundo ciclo de desadsorción, al ser sometido dicho adsorbente a un adecuado proceso de reactivación.

Para cumplir este objetivo, los secadores están constituidos por dos etapas o elementos secadores gemelos, -- que contienen la respectiva carga de adsorbente. Una secuencia de alternancia cíclicas de secado y de regeneración, en -- ambas torres, permite obtener un flujo continuo seco que, a -- su salida, se entrega a la red de distribución.

Los sistemas de secado por adsorción, pueden -- considerarse, en orden al método de regeneración utilizado, -- clasificándolos en:

- * Secadores regenerados térmicamente (por calor)
- * Secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor (sin calor)

Entre los secadores regenerados térmicamente -- cabe distinguir las dos modalidades siguientes.

- * Regenerados con aportación de energía externa.
- * Regenerados sin aportación de energía externa.

Este tipo de secadores de adsorción, son apropiados para suministrar aire casi a un grado perfecto de aire seco (96%), su utilización es:

- * Instrumentación neumática.
- * Transporte neumático de productos a granel.
- * Industria química y petroquímicas.
- * Protección de circuitos eléctricos.

Secadores regenerados térmicamente (por calor)

Vamos a tocar muy superficial, los secadores regenerados con aportación de energía externa y, que utilizan -- más comunmente resistencias eléctricas.

Los llamados Air Instrument fig. 24, son equipos especialmente adecuados para tratar el aire comprimido -- destinado al servicio de instrumentación de control, regulación y registros neumáticos, los cuales exigen, dada la importancia que tiene su cometido, un funcionamiento perfecto y extremadamente seguro. Así el caudal y la presión del aire comprimido han de mantenerse con estricta constancia, debiendo pro-

porcionar a estos instrumentos gran calidad y sin variaciones.

Secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor.

Estos secadores fig. 25, son equipos de secado para aire o gases comprimidos, actuando por adsorción, que efectúan la regeneración del deshidratante por transferencia de tensiones de vapor y sin precisar aportaciones de alguna energía calorífica adicional, ya que, durante este proceso, utilizan las calorías acumuladas en el propio adsorbente, a espensas del calor de vaporización del agua retenida en el mismo durante el ciclo de secado; como agentes deshidratantes regenerables se utilizan: Alúmina activada, Gip-Gel, tamiz molecular, etc.

Los ciclos totales de secado y regeneración de un mismo lecho del adsorbente de una de las torres, son de duración muy breve, normalmente de 2 a 10 minutos como máximo, lapso que por mitad, consumen las fases de secado y de regeneración, mediante un automatismo regido por un programador-temporizador.

En términos globales, esta pérdida de carga es 9 - 10 % de la presión inicial. El punto de rocío es: -30 a -40 °C y presiones de 7 a 8 Kg/cm².

porcionar a estos instrumentos gran calidad y sin variaciones.

Secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor.

Estos secadores fig. 25, son equipos de secado para aire o gases comprimidos, actuando por adsorción, que efectúan la regeneración del deshidratante por transferencia de tensiones de vapor y sin precisar aportaciones de alguna energía calorífica adicional, ya que, durante este proceso, utilizan las calorías acumuladas en el propio adsorbente, a espensas del calor de vaporización del agua retenida en el mismo durante el ciclo de secado; como agentes deshidratantes regenerables se utilizan: Alúmina activada, Gip-Gel, tamiz molecular, etc.

Los ciclos totales de secado y regeneración de un mismo lecho del adsorbente de una de las torres, son de duración muy breve, normalmente de 2 a 10 minutos como máximo, lapso que por mitad, consumen las fases de secado y de regeneración, mediante un automatismo regido por un programador-temporizador.

En términos globales, esta pérdida de carga es 9 - 10 % de la presión inicial. El punto de rocío es: -30 a -40 °C y presiones de 7 a 8 Kg/cm².

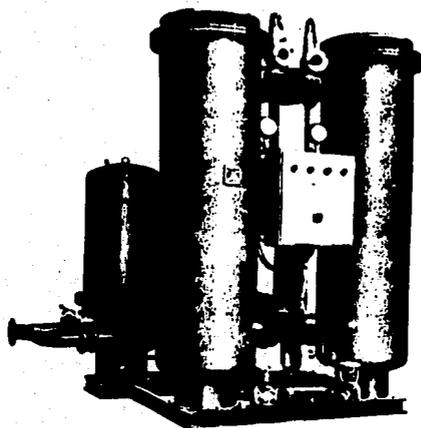


FIGURA 24

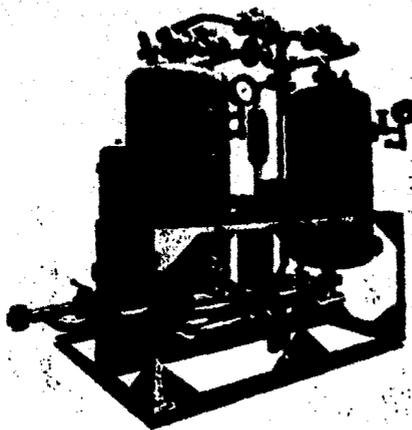


FIGURA 25

TRATAMIENTOS DE AIRE EN LA RED DE DISTRIBUCION

Los secadores que anteriormente hemos visto no necesitan un elemento adicional en la red de distribución, sin embargo hay industrias (fundición, instrumentación) que necesitan aire completamente seco al 100% en toda la red, por tal motivo se distribuyen en la red, uno o varios secadores como medida de seguridad. Los tipos más comunes son:

- * Secadores por deliquesencia. (fig. 26).
- * Filtros cerámicos. (fig. 27)
- * Separadores centrífugos. (fig. 28.)

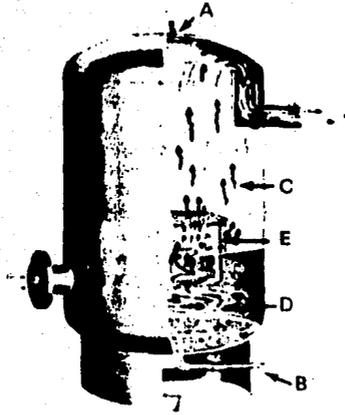


FIGURA 26

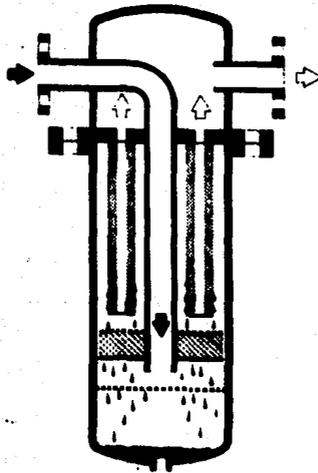


FIGURA 27

TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE CONSUMO

En los dos puntos anteriores hemos ido viendo - la forma de eliminar la humedad del aire comprimido, desde - la salida del compresor (usual), luego en la red de distribución (poco usual) y, por último en los puntos de consumo (muy usual) Al igual que garantizamos sequedad en el fluido debemos regular a una presión de trabajo, así como una lubricación en toda la máquina.

Por lo anterior, se incorpora al sistema en el - punto de consumo, un filtro, un regulador de presión, un lubricador. Estos se montan lo más cerca del punto de consumo. - La fig. 29 muestra la trayectoria del fluido, primero en el - filtro donde choca con los deflectores donde las partículas pesadas chocan en la pared interna del vaso y, dichas partículas van al fondo, donde posteriormente se purga. En segundo lugar pasa a la válvula reguladora de presión, donde un tornillo regula un diafragma flexible, así graduamos a la presión - que necesita la máquina, en un manómetro se ve. Por último pasa al lubricador (en caso que sea una máquina que decíamos lubricar, en el caso de una salida de soplete para lavado se - omite éste y, no nos afecta en nada), donde se combina aceite nuevo con el aire comprimido, para darle mayor eficiencia a la máquina.



FIGURA 28

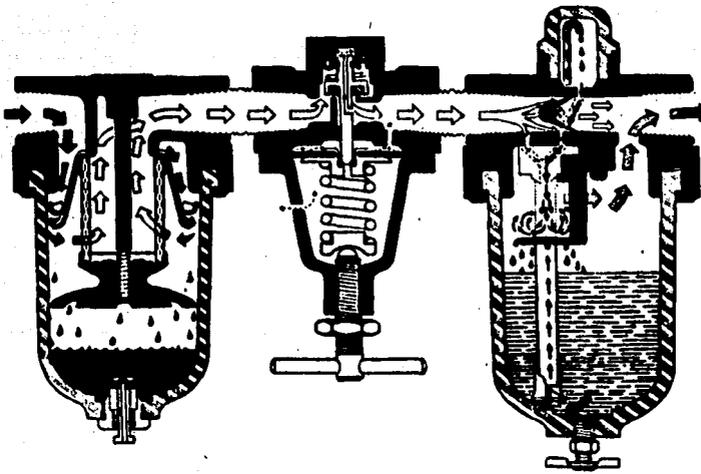


FIGURA 29

CAPITULO VI

BALANCE DE ENERGIA.

La base del estudio de tesis, es este capítulo y el próximo.

En este capítulo se hace el balance de energía - del aire comprimido. Por una parte la generación de seis compresores y, por la otra, el consumo de máquinas, salidas o - tomas de laboratorio, de limpieza, un elevador, etc., referen- tes a una industria farmacéutica.

El instrumento que tiene como base medir el - - consumo de aire comprimido en cada máquina o toma, etc., - es el Medidor en el cual se lee en pulgadas de H_2O , posterior- mente se va a una tabla del mismo distribuidor, tomando co- - mo base dicha diferencia de presión (pulgadas H_2O) y, el diá- metro de la tubería de la salida o toma a la cual se esté refi- riendo y de ahí obtenemos el flujo que consume la toma en -- pñes cubicos por minuto estandar (SCFM). Esto es el aire re- ferido de presión y temperatura ambientales.

En algunas máquinas su ciclo de aire dura menos de un minuto, o sea por lapsos de tiempo, por lo cual se tiene que introducir un factor de tiempo y, un factor de trabajo. Los cuales ya mencionamos en el Capitulo IV, éstos nos darán un factor de carga o de uso (F_c), por ejm:

En una lavadora Rinser la demanda leída en la tabla es 5 SCFM con una tubería de 1/2", la cual trabaja a plena carga, observando el tiempo de trabajo en un turno normal (8:00 - 17:00) y, también considerando la continuidad durante el mes o en el año y, por la misma naturaleza de la máquina, que trabaje en ciclos o no. En nuestro caso $F_c = 0.85$ para ver el consumo real es:

Consumo real = F_c X Consumo de la tabla (ANNUBAR EAGLE EYE).

Esto se hizo para cada máquina o toma. Lo cual se muestra en la fig. 30

| | MAQUINA | FACTOR DE CARGA (F_c) | CONSUMO REAL (SCFM) |
|----------------|-----------------|---------------------------|---------------------|
| a ₁ | BB2 | 0.10 | 0.37 |
| B | MK II (adultos) | 0.85 | 6.24 |

| MAQUINA | FACTOR DE CARGA | CONSUMO REAL |
|-----------------------------------|-----------------|--------------|
| C MK II (niños) | 0.85 | 6.24 |
| D Probador de dureza | | despresiable |
| F PARK DAVIS | 0.01 | 0.03 |
| G MAINWAY | 0.50 | 1.95 |
| H PERFECTUM | 0.50 | 1.95 |
| I <u>Elevador Hidro-neumático</u> | 0.14 | 0.56 |
| J Estolas PANGBORN | 0.10 | 0.30 |
| K BECKMAN | | Despresiable |
| L RINSER CLEANER | 0.85 | 4.25 |
| M RINSER CLEANER | 0.90 | 4.50 |
| N Sopleteadores | 1.00 | 1.35 |
| Ñ PONY | 0.95 | 3.51 |
| A Cuarto de lavado | 0.20 | 4.00 |
| O 2 agitadores | 0.10 | 0.72 |
| P FEEDOMATIC-FILABELMATIC | 0.40 | 4.80 |
| Q FEEDOMATIC-FILABELMATIC | 0.90 | 10.80 |
| R FEEDOMATIC-FILABELMATIC | 0.80 | 9.60 |
| a5 Sopleteadora de Hinds | 0.95 | 1.35 |
| S NAVAHO | 0.95 | 8.55 |
| a7 Limpieza almacén | 0.20 | 0.74 |
| a6 Sopleteado | 0.70 | 1.08 |
| T 3 Agitadores | 0.10 | 1.05 |

| MAQUINA | FACTOR DE CARGA | CONSUMO REAL |
|-------------------------------------|-----------------|--------------|
| U 5 Airadores | 0.10 | 1.05 |
| a ₅ Sopleteador | 0.10 | 0.02 |
| a ₁₅ Sopleteadores | 0.50 | 0.10 |
| a ₁₉ Limpieza | 0.05 | 0.01 |
| a ₁₃ 6 de limpieza | 0.50 | 0.10 |
| 1 4 AJAX | 0.20 | 2.48 |
| 2 2 AJAX | 0.20 | 1.24 |
| V 3 KAUNTEX | 0.90 | 100.00 |
| W Engrapadora | 0.10 | 0.35 |
| X ARROW | 0.90 | 3.33 |
| Y ROTOGRAVADORA | 0.90 | 2.16 |
| Z 2 Agitadores | 0.10 | 0.35 |
| ? Inyectora de aerosol | 0.80 | 2.08 |
| # Unidades de aire Acondicionado | 0.01 | 0.11 |
| | | <hr/> 187.32 |

FIGURA 30

| | MAQUINA | FACTOR DE CARGA | CONSUMO REAL |
|-----------------|-----------------------------------|-----------------|--------------|
| U | 5 Airadores | 0.10 | 1.05 |
| a ₅ | Sopleteador | 0.10 | 0.02 |
| a ₁₅ | Sopleteadores | 0.50 | 0.10 |
| a ₁₉ | Limpieza | 0.05 | 0.01 |
| a ₁₃ | 6 de limpieza | 0.50 | 0.10 |
| 1 | 4 AJAX | 0.20 | 2.48 |
| 2 | 2 AJAX | 0.20 | 1.24 |
| V | 3 KAUNTEX | 0.90 | 100.00 |
| W | Engrapadora | 0.10 | 0.35 |
| X | ARROW | 0.90 | 3.33 |
| Y | ROTOGRAVADORA | 0.90 | 2.16 |
| Z | 2 Agitadores | 0.10 | 0.35 |
| ? | Inyectora de aerosol | 0.80 | 2.08 |
| # | Unidades de aire Acondicionado | 0.01 | 0.11 |
| | | | 187.32 |

FIGURA 30

| COMPRESOR | POTENCIA | RPM (MEDIDOS) | RPM (NOMINALES) | S.C.F.M. (MEDIDOS) | S.C.F.M. (NOMINALES) |
|-----------|----------|------------------|--------------------|-----------------------|-------------------------|
| B462 A | 20HP | 675 | 500-550 | 43.33 | 64.44 |
| B462 A | 20HP | 560 | 500-550 | 38.00 | 64.44 |
| B352 B0 | 15HP | 470 | 500-540 | 16.00 | 31.86 |
| B352 B0 | 15HP | 487 | 500-540 | 18.00 | 31.86 |
| OZ428 | 5HP | 400 | 500 | 5.00 | 14.00 |
| K 25BTM | 30HP | | 870 | <u>52.00</u> | 110.34 |
| | | | | 172.33 | |

FIGURA 31

Comparando de la fig. 31, la generación SCFM - reales y, de la fig. 30 el consumo total real de nuestro sistema de aire comprimido tenemos:

$$172.33 - 187.32 = - 14.99$$

Lo cual significa que nos falta 14.99 SCFM para tener un equilibrio en nuestro sistema.

Este faltante de energía, provoca los siguientes problemas:

- * Que las unidades de compresión estén siempre trabajando durante el día.
- * En las horas críticas, se paran varias máquinas por falta de presión en la línea.

- * No tenemos energía acumulada en el sistema, cuando por cualquier causa se sobrepasa el consumo estimado fig.30 -

A estos problemas y, otros más trataremos de -
darles soluciones acordes con nuestras necesidades.

CAPITULO VII

LAS MEJORAS AL SISTEMA

En este capítulo trataremos, las causas que han provocado un mal funcionamiento del sistema, así como también, una forma de enfrentar los problemas que ocasiona.

Las causas que más nos aquejan son:

- * Falta de aire comprimido (capítulo VI)
- * Demasiada humedad en el sistema.

Los factores que a continuación mencionamos, — son los que influyen a que el sistema no trabaje eficientemente, los cuales atacaremos según las circunstancias de la planta:

- * Malas condiciones de los compresores.
- * Mala localización de los compresores
- * Perturbaciones momentáneas.
- * Puntos inconvenientes en la red de distribución.
- * Inadecuado Postenfriador.
- * Carencia de Secadores.
- * Falta de una programación de mantenimiento preventivo.

LAS MALAS CONDICIONES DE LOS COMPRESORES.

Estas malas condiciones de nuestras unidades generadoras de aire comprimido, se refleja en la fig. 31, donde la generación real es de 172.33 SCFM, comparando con lo -- que muestra el manual de cada compresor, se observa que su generación es muy baja (46 - 66 %). Por lo cual no es necesario la adquisición de más unidades de compresión, ya que -- éstas se encuentran trabajando a un bajo rendimiento, el anterior podrá ser causa de:

- * Una carbonización en las válvulas.
- * Una exceso de espacio libre.
- * Un mal enfriamiento de los compresores.
- * Sobre trabajo de las unidades de compresión.

Defectuosa carbonización ó estado de las válvulas.

Los síntomas más comunes de un mal funcionamiento de las válvulas son: Bajo rendimiento volumétrico, calentamiento del compresor, el compresor golpetea, etc.

El mal estado de las válvulas (rotura) se soluciona con una buena selección de las mismas.

La carbonización es causa de:

a).- El paso del aceite por el cilindro, llegando así a las válvulas. La corrección inmediata se logra ajustando (o cambiando) los anillos y, en caso extremo rectificando el cilindro (de baja o alta presión).

b).- La calidad del aceite. Si el aceite no es suficientemente volátil, para que no deje acumulaciones de depósitos de carbón en las válvulas de descarga.

Generalmente se consume aceite que recomienda el distribuidor ó en su caso aceite: SAF 20 W, PEMEX: NACIONAL 300X, MOBIL: MOBIL DTF OIL HEAVY MEDIUM, TEXACO: REGAL OIL (R y O), etc.

c).- La alta temperatura de descarga. Tocante a este punto, la entrada del aire (aspiración) está en relación directa, con la temperatura de descarga del aire comprimido. Puesto que entre más baja sea la temperatura de aspiración (20 °C) se mejorará la de la descarga. Lo anterior se logrará con una redistribución de las máquinas compresoras, que posteriormente trataremos.

Un excesivo espacio libre.

Como mencionamos (capítulo III), el espacio libre, es el espacio que existe entre la tapa del cilindro y, el punto muerto superior de la carrera del émbolo. Este espacio libre debe encontrarse del 2 - 5 % de la carrera del émbolo. No se hizo medición de dicho espacio, pero entraría dentro de la revisión general de las unidades de compresión.

En la actualidad nuestras unidades se encuentran fuera de ese rango, lo cual se refleja en un mal rendimiento volumétrico.

La mejora sugerida, es estar dentro del rango - 2 - 5 % de la carrera del émbolo, lográndose lo anterior, colocando una junta de aproximadamente 1/32 " entre la base - - del cilindro.

Mal enfriamiento de los compresores.

Este enfriamiento es muy importante, ya que - está en relación con la vida estimada del compresor.

La refrigeración es tan importante que algunos - compresores de alta capacidad tienen camisas de agua. En --- nuestro caso tenemos la refrigeración por medio de aire, que-

impulsa el mismo compresor por medio de su volante hacia el cabezal (aletas), con el objeto de lograr mayor eficiencia. Como hemos mencionado, el cuarto de compresores se encuentra ubicado muy cerca de dos calderas, por lo cual el aire movido por el volante se encuentra de 34 - 36 °C.

La solución al problema será ventilar con aire frío (20 °C), lográndose con ayuda de ventilación natural, además con la misma redistribución del cuarto de compresores.

Un punto importante es la transferencia de calor, especialmente en los cabezales y aletas. Nuestras unidades — al pasar el tiempo, han sido cubiertas continuamente con capas de pintura, que actualmente impiden eficientemente la transferencia de calor. Por lo cual se decidió quitar todas esas capas de pintura, posteriormente cubrirlas con una capa de pintura recomendable: anticorrosiva Optimus-Tropical ó laca DUPONT.

Sobre trabajo de las unidades de compresión.

Este punto demasiado relacionado con la vida del compresor, que muy pocos ingenieros toman en cuenta, la causa frecuente que en nuestro caso es la falta de generación respecto al consumo del aire (capítulo VI), al no tener margen o -

colchón de energía, los compresores deben de trabajar todo el día.

La solución es tener un colchón o tolerancia, para dejar reposar a cada compresor 10 - 20 minutos por cada hora de trabajo. Lo anterior se logrará con las mejoras propuestas a cada compresor, así como su cuarto.

MALA LOCALIZACION DE LOS COMPRESORES.

La localización de la sala de compresores debe estar en un lugar apropiado, dependiendo en gran parte de la longitud y, envergadura de la red o sistema neumático.

En principio se elegirá la zona norte, para la localización, es decir, la parte más fría de la fábrica, con el objeto de tomar el aire exterior de aspiración y de refrigeración a la más baja temperatura posible. También se elige un local cerrado, pero bien ventilado, libre de polvo y suciedad, al máximo debemos evitar la influencia de las calderas (por la transferencia de calor con el aire), etc.

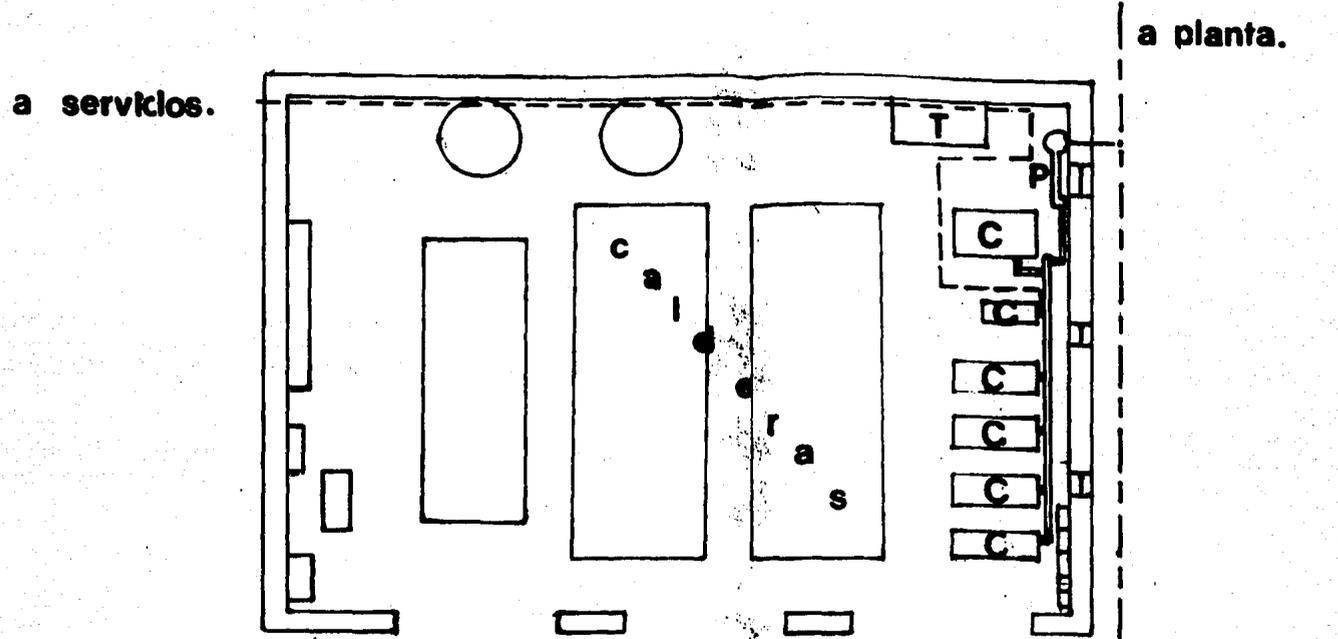
En la actualidad hacemos referencia a la mala -

localización de los compresores: Los compresores están muy - cerca de las calderas, hay demasiada humedad debido a un -- tratador de aguas, aunado ésto, con la mala ventilación del - cuarto (temperatura promedio 34 °C). En la fig. 32, saco en - un Close up (de fig. 15) nuestro actual cuarto de compresos- -- res.

En la figura 15, la actual localización de la -- planta se encuentra hacia el norte, como se sugiere. Haciendo referencia a la fig. 32, se notan algunos inconvenientes y, -- ellos son: poca ventilación, poco espacio para evitar la influencia del calor generado por las calderas, etc.

Al ver todos los inconvenientes en la actual dis- tribución (fig. 32), se propone redistribuir o ampliar la zona - de máquinas, lo cual se muestra en la figura 33, donde ayuda- rá en:

- * La aspiración de aire frío.
- * La refrigeración de las unidades. (natural)
- * Espacio para maniobras de mantenimiento.
- * Aumento de la capacidad de aspiración a 4.66% para cada- compresor.
- * La vida útil. etc.



Esc 1:100

C compresor.

P postenfriador.

T tratador de aguas.

fig 32

a plásticos
e
industriales.

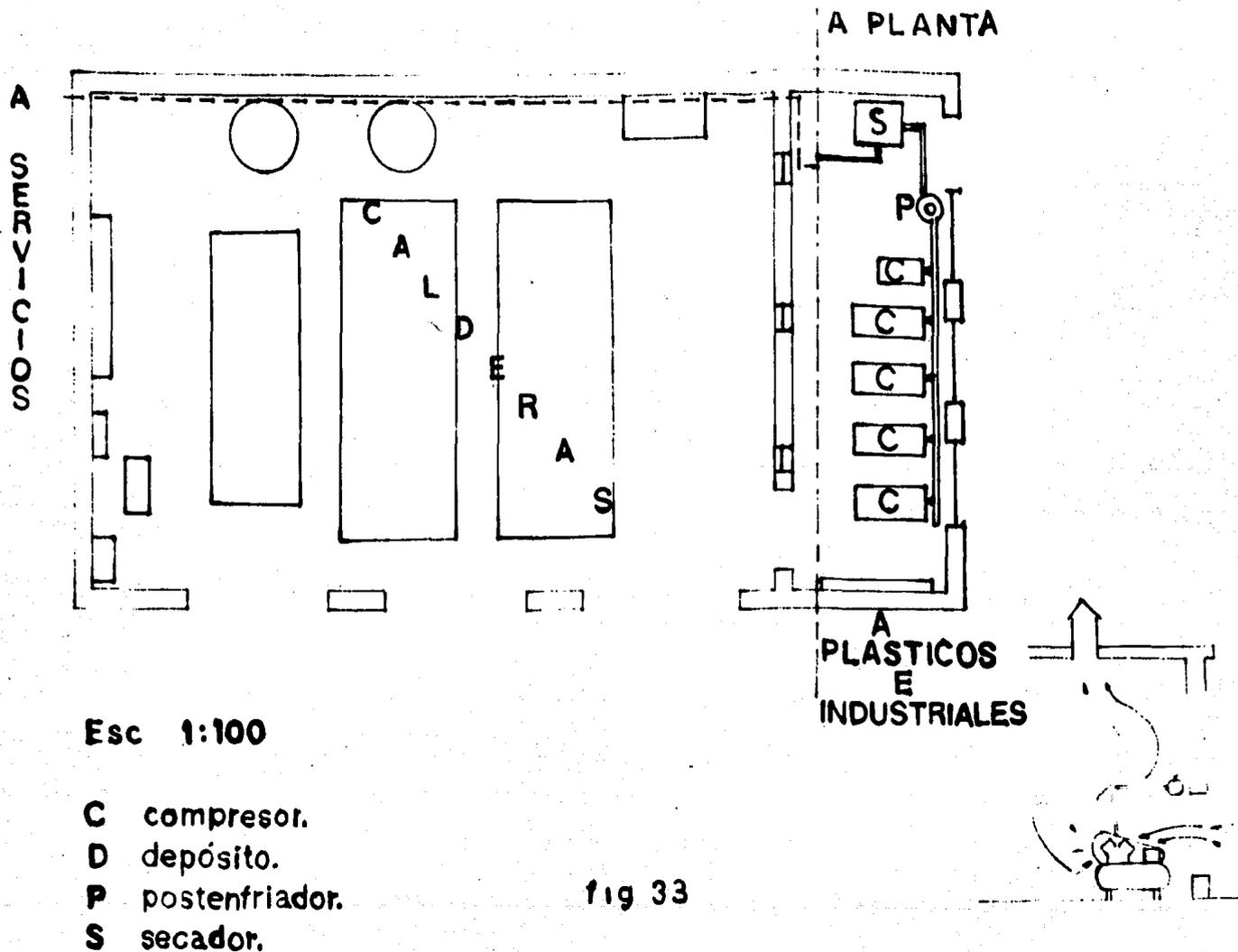


fig 33

PERTURBACIONES MOMENTANEAS.

En nuestro actual sistema existen dos salidas o tomas de aire comprimido, que provocan gran perturbación en el sistema (por caída de presión), y son:

* La primera de ellas es un elevador Hidro - neumático, -- que su funcionamiento dura de 26 a 30 segundos, con un consumo de 18 SCFM, con una presión de trabajo de 6 Kg/cm². -- Dicho elevador cuando funciona provoca un paro momentáneo - en la zona cercada (fig. 15).

* La segunda es una toma de un cuarto de lavado (fig. 15), - ésta tiene un funcionamiento con consumo de 14 SCFM, con -- una presión de trabajo de 5 Kg/cm², ésta lo mismo que el - - elevador provocan gran perturbación en la zona cercana.

Para evitar estas perturbaciones momentáneas, - se necesita colocar cerca de estos puntos de consumo un depósito o acumulador de aire comprimido. Este depósito lo calculamos según la ecuación mencionada en el capítulo IV, referente a la selección de depósitos.

Para el elevador Hidro - neumático.

$$V = \frac{T(C - S) P_0}{P_1 - P_2}$$

donde:

$$V = \quad ?$$

$$T = \text{Tiempo en minutos } 0.50 \text{ min.}$$

$$P_1 = \text{Presión del recipiente } 8 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_2 = \text{Presión final del recipiente } 6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_0 = \text{Presión atmosférica en Cuautitlán } 0.77 \text{ Kg/cm}^2$$

$$C = \text{Consumo de aire } 18 \text{ SCFM} = 0.504 \text{ Nm}^3 / \text{min}$$

$$S = \text{Suministro de aire durante el tiempo de descarga } 0.14 \text{ Nm}^3 / \text{min.}$$

$$\text{Entonces } V = 0.070 \text{ Mts}^3$$

Según la INGERSOLL RAND, para un volumen cercano, $V = 0.13 \text{ Mts}^3$, tendrá las dimensiones siguientes: diámetro = 0.355 mts, longitud = 1.22 mts.

En la figura 36, que es un close up de la figura 15, se muestra donde irá colocado el depósito.

Para lo toma del cuerto de lavado

$$V = \frac{T(C - S)P_0}{P_1 - P_2}$$

$$T = 3 \text{ minutos.}$$

$$P_1 = 8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_0 = 0.77 \text{ Kg/cm}^2$$

$$C = 0.39 \text{ Nmts}^3/\text{min}$$

$$S = 0.14 \text{ Nmts}^3/\text{min}$$

$$\text{Entonces } V = 0.192 \text{ mts}^3$$

Según la INGERSOLL RAND, para un volumen de 0.31, tendrá un diámetro = 0.457 y, longitud de 1.83 mts. - La figura 36 muestra donde se colocará el depósito; así como la línea que lo abastecerá.

PUNTOS INCONVENIENTES EN LA RED DE DISTRIBUCION

La red de distribución es muy importante, por-- que en ella se lleva la energía del punto de generación al punto de consumo en una manera eficiente. Los problemas más - comunes que se presentan en la red son:

- a). Existencia de fugas.
- b). Existencia de caídas de presión, etc.

En el capítulo IV, visualizamos un programa general de los tipos de redes, sus ventajas y, sus inconvenientes.

Como apreciamos en nuestro actual sistema (fig. 15), la red de distribución consiste en: una red cerrada, con una línea primaria que lo abastece por dos puntos, además una línea principal que se dirige a la zona de plásticos e industriales, en la cual existe un gran consumo 3 KAUNTEX (con un consumo de 100 SCFM), las líneas secundarias importantes son: la de la zona norte, la zona de servicios, la de zona de laboratorio de pruebas (que requiere una calidad media) y, la de la zona estériles e inyectables, que requiere gran calidad de aire comprimido de tal manera que no contamine el producto. Sacando una red de distribución informal tenemos la figura 35.

Analizando los problemas de cada departamento sobre sus necesidades de calidad y abastecimiento de aire comprimido, combinándolo con la observación de la red de distribución, tendremos las siguientes conclusiones y mejoras a la red (fig. 36).

1. - Descentralizar el sistema de compresores. -

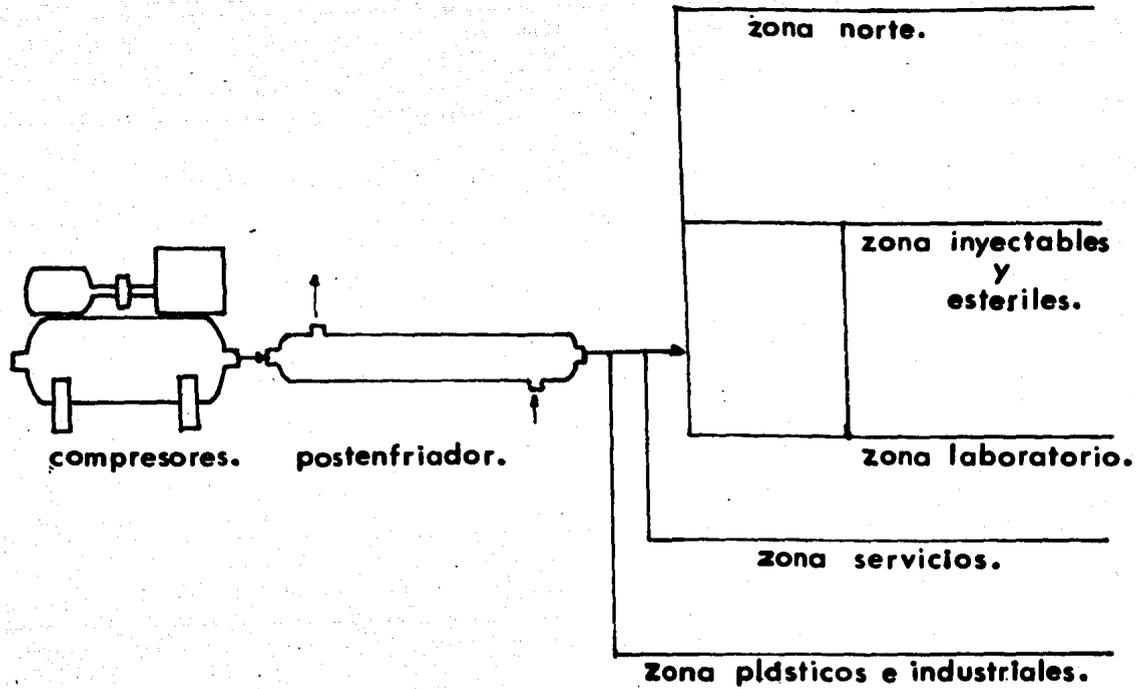


fig 35

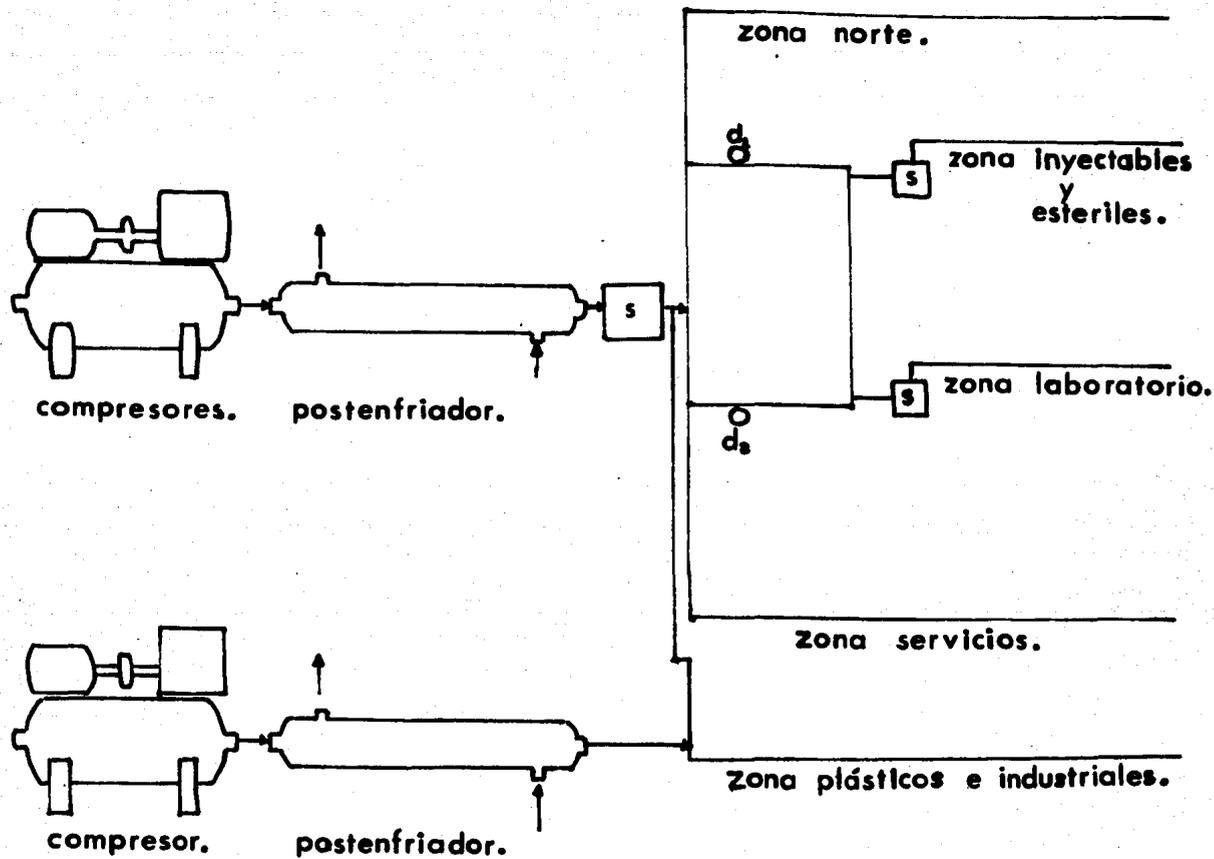
A ésto nos referimos con cambiar a la zona de plásticos e industriales el compresor K25 BTM (con un abastecimiento probable de 90 SCFM), interconectándolo a la línea general que viene del cuarto de máquinas. La ventaja que el compresor esté cerca, es evitar la caída de presión del punto de generación al punto de consumo, así como sobre cargar la línea principal de presión. Los inconvenientes son: gastos de reinstalación, gastos de supervisión, etc. Dentro de los gastos de reinstalación está un Postenfriador dedicado unicamente a la zona de plásticos e industriales (compresor K25 BTM).

2. - Secadores auxiliares. Como mencionamos uno de los problemas más frecuentes es la gran cantidad de condensados que se encuentran en la línea, así como en puntos de consumo. Por lo cual se ha proyectado abastecer de varios secadores:

a). - Cuarto de máquinas (tratamiento en el punto de generación, lo trataremos posteriormente.

b). - En la red de distribución (tratamiento en la red de distribución).

Los secadores dentro de la red se colocan según las necesidades de cada departamento (Carpintería, Productos inyectables) respecto a su calidad del producto y, la in-



d, depósito del elevador.
 d₂ depósito del cuarto de lavado.
 s secador. fig 36.

fluencia del aire respecto a él.

En la área de estériles e inyectables es importante la calidad, puesto que en él se sopletea el cartucho (envase del producto), por lo cual se colocará un secador: tipo cerámico "ODORGARD" de carbón activado, modelo 77151, o secador de alta retención marca "CUNO" modelo 1M.

* En la área de laboratorios de prueba se colocará un filtro cerámico coalescente marca "ZURN" modelo 77106.

POSTENFRIADOR.

El Postenfriador juega un papel muy importante en el sistema de aire comprimido, ya que él enfría el aire, de la salida del compresor (80 °C), a una temperatura de 30 °C - y, evita en un 70 % la humedad y libera los condensados.

Un problema que ha aquejado al sistema, es el exceso de condensados, debido a que en la salida del compresor, el aire tiene la temperatura de 70 - 80 °C, al no funcionar perfectamente el postenfriador la temperatura del aire va disminuyendo por transferencia de calor con el medio ambiente, hasta llegar a la temperatura del mismo, esta disminución de temperatura aumenta de manera notoria el contenido de con

densados en la red de distribución.

El mal funcionamiento del actual postenfriador - se debe, a su antigüedad, por lo cual se sugiere la adquisición de uno para el cuarto de máquinas y, otro para la zona de - plásticos e industriales (donde se cambiará el compresor K25 - BTM).

Las características que deben tener los Posten- - friadores son:

- Tipo vertical (menos espacio).
- Sistema de enfriado de agua (mayor eficacia).
- Presión de trabajo máxima de 12 Kg/cm^2 .

Para el actual cuarto de máquinas (no estando el compresor K25 BTM), la generación de los compresores es - $192 \text{ SCFM} = 5.376 \text{ Nm}^3/\text{min}$ (con las mejoras propuestas -- + 20 % por expansión de la misma planta). La elección es de- pendiendo del distribuidor, en nuestro caso la marca es HIROSS DENCO, el modelo sugerido es ENR-0, pudiéndose ver la po- tencia térmica, caudal de agua en la figura 20.

Para la zona de plásticos, exclusivamente para -

el compresor K25 BTM (con una generación de aire mejorada - + un 20 % por expansión) se elegirá según distribuidor HIROSS DENCO, el cual tiene para un caudal de 3.024 Nm³/min - - (108 SCFM) un modelo ENR -00 (figura 20).

S E C A D O R .

Lo tocante a este secador, es el referido únicamente al cuarto de compresores que está dentro de las mejoras propuestas; ya que la humedad es un factor importante dentro de cualquier sistema neumático.

En la actualidad, no tenemos secador, él cual - absorbería hasta un 96 % de humedad en la línea primaria.

Los actuales requerimientos de calidad, que requiere el departamento de bacteriología, pueden ser obtenidas con un secador dentro del cuarto de máquinas, quedando dos - zonas con mayores requerimientos de calidad sugerido por bacteriología (departamento de estériles-inyectables, - laboratorio de pruebas, a los cuales ya nos referimos).

La selección del secador, se elige según, el dis

tribuidor que cumpla con los puntos más importantes: calidad - requerida a su salida, temperatura de rocío, etc. En nuestro caso la marca HIROSS - DENCO, enfriado por agua, frigorífico, para un caudal de 192 SCFM = 322.56 Nm³/Hr, teniendo un modelo W200, con lo cual satisfacemos nuestras necesidades.

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

La importancia de un programa de mantenimiento, así como una bitácora, es vital para un buen funcionamiento de un sistema de aire comprimido.

Por lo importante del mantenimiento, se ha incluido una serie de conocimientos básicos sobre el mantenimiento al sistema. Los conocimientos se recopilaron de varios manuales; así como, la experiencia de varias personas encargadas de ello, él es:

* PARA LOS COMPRESORES.

1.- El sistema de lubricado. Es necesario rectificar diariamente el nivel del aceite, debiendo usar aceite o grasa que el fabricante recomiende. El cambio de aceite se efectuará cada tres meses.

2.- La limpieza diaria, la cual se llevará superficialmente en todas las partes, especialmente en las aletas refrigerantes. La limpieza de cada mes consistirá en un lavado de vapor o con tricloroetileno (aletas, cabezal de cada compresor), para evitar que se peguen partículas de grasa, que eviten una transferencia de calor.

En la limpieza se incluye desde luego los filtros de aire, que deben sopletearse para quitar partículas, realizándose cada semana, en el cambio del filtro si lo amerita se -- realizará cada tres meses.

3.- El chequeo interno se llevará a cabo cada seis meses que consistirá en:

- a).- Apretar tornillos.
- b).- Chequeo de bandas.
- c).- Chequeo de válvulas de admisión y de descarga; así como su asentamiento.
- d).- Chequeo de cigüeñal y bielas.
- e).- Revisión de los anillos de los pistones.
- f).- Revisión de las ralladuras o desgastes de los cilindros de baja y alta presión.

4.- El chequeo del motor eléctrico motriz, ésta se lleva--

rá a cabo cada cuatro meses.

- a).- R.P.M.
- b).- Chequeo de cojinetes de rodamiento o bujes.
- c).- Corriente de arranque.
- d).- Corriente a plena carga.
- e).- Chequeo de elementos de protección del motor (acceso---
rios de paro-arranque).
- f).- Se le dará un sopleteado de limpieza al motor incluyendo-
sus campos.

* **PARA EL POSTENFRIADOR.**

El mantenimiento será el que señale el distri---
buidor, además del siguiente:

- 1.- Un adecuado drenado cada tres días (en nuestro caso)
- 2.- Limpieza superficial cada tres días.
- 3.- Cuando es enfriado por agua, se incrustan minerales del -
agua en la tubería, la revisión de las tuberías, así como su -
limpieza general se realizará cada año.
- 4.- Checar su funcionamiento según pruebas de fugas o rendi-
mientos, además las que señale el distribuidor.

* **PARA EL SECADOR.**

- 1.- Limpieza general superficial cada cuatro días.
- 2.- Limpieza detallada partes internas cada seis meses.
- 3.- Limpieza de los purgadores automáticos cada mes.
- 4.- Chequeo del sistema de enfriamiento (en el caso que sea - frigorífico, checando compresor frío, condensador, nivel de -- gas refrigerante y, su presión, etc.) cada año.
- 5.- Chequeo del sistema eléctrico, cada año.
- 6.- Chequeo de la pastilla desecante (secadores por adsorción) o cambio según la durabilidad, calidad de aire, distribuidor y, tipo de secador.

* EN LA RED DE DISTRIBUCION.

- 1.- Vaciar los condensados de los filtros, purgas, varias veces al día.
- 2.- Controlar el nivel de aceite de los lubricantes. Cada tres días.
- 3.-Checar y rastrear toda la red superficialmente, por posibles fugas cada semana.
- 4.- Comprobar y checar los manómetros y, las válvulas reguladoras de presión. Cada semana.
- 5.- Chequeo de posibles fugas en válvulas, filtros, accesorios. cada mes.

- 6.- Limpieza de los filtros, lavar el vaso, cambiar pastilla - y, sopletear en sentido contrario de la circulación normal. Ca da mes.
- 7.- Reponer filtros de alta concentración en los puntos donde - lo necesite (zona esteril e inyectables, laboratorio de pruebas).
- 8.- Chequeo de la caída de presión en la línea, del punto de - generación al punto de consumo. Cada año.

CAPITULO VIII

ESTUDIO ECONOMICO

Para todo proyecto, es importante el estudio -- económico el cual indica el beneficio o perjuicio en unidad monetaria.

El Ingeniero tiene que tener siempre presente - este análisis.

El estudio económico contempla:

- a). - Alternativa 1. Cuanto nos está costando (unidad monetaria) tener un factor inconveniente (capítulo VII) dentro del sistema de aire comprimido, o sea no hacerle ninguna mejora al sistema.
- b). - Alternativa 2. Cuanto nos cuesta (unidad monetaria) evitar dichos factores uno a uno, para que el sistema de aire -- comprimido trabaje eficientemente.

Los factores que hacen que el sistema trabaje - deficientemente (mencionados en el capítulo VII) son:

- Malas condiciones de los compresores.
- Mala localización de los compresores.
- Perturbaciones momentáneas.
- Puntos inconvenientes en la red de distribución.
- Carencia de Secadores.
- Inadecuado Postenfriador.
- Falta de mantenimiento preventivo.

Cada factor se desglosará económicamente a continuación:

MALAS CONDICIONES DE LOS COMPRESORES.

Actualmente la insuficiencia de aire comprimido es de 14.94 SCFM a una presión de 100 Lb/Pulg², los cuales repercuten en puntos críticos, principalmente en la zona de plásticos e Industriales, que va de 45 - 75 minutos, en promedio es una hora al día, que tiene un costo aproximado de \$ 3,600.00 en pérdidas de producción, respecto a la mano de obra se tiene una pérdida de \$ 92.00 entonces son \$3,692.00. En la otra parte de la planta se considera un costo de pérdida diaria de aproximadamente \$ 2,300.00, el costo de pérdida mensual es (22 días laborables):

| | |
|--|------------------|
| Pérdidas en Plásticos e Industriales | \$ 81,224.00 |
| Pérdidas en la otra sección de la Planta | <u>50,600.00</u> |
| Pérdida total mensual por falta de aire | \$ 131,824.00 |

El costo estimado de reparación (válvulas, cambio de anillos y, mantenimiento en general), para un período de seis meses, para cada compresor se tiene:

| | |
|---------------------------|------------------|
| Compresor K25 BTM | \$ 40,000.00 |
| Compresor B462 A | 28,000.00 |
| Compresor B462 A | 28,000.00 |
| Compresor B352 BO | 25,000.00 |
| Compresor B352 BO | 25,000.00 |
| Compresor OZ428 | <u>20,000.00</u> |
| Costo total de reparación | \$ 156,000.00 |

Estos compresores se les estima una vida de 5 años, así que el período 5 se comprará un compresor con un valor de \$ 500,000.00 (costo actual)

Mala localización de los compresores.

Como se mencionó en el capítulo VII, este factor provoca demasiada humedad en la aspiración de aire de las máquinas de compresión reflejándose en el aire comprimido, hay pérdidas de capacidad de aspiración por la alta temperatura ambiental, dichas pérdidas son difíciles de cuantificar, así que se consideran dentro del punto anterior.

Costo de ampliación de la zona (que es la mejora propuesta en el capítulo VII) es de \$ 150,000.00 incluyendo la reinstalación de las unidades.

La mejora ayudará a aumentar la producción de aire, así como una ayuda marginal ampliando la vida del compresor (mejor sistema de enfriamiento).

Esta inversión se pagará en diez años.

PERTURBACIONES MOMENTANEAS.

Se refiere a las caídas de presión en la línea, - las cuales provocan un costo de:

| | | |
|-------------------------------------|----|-----------------|
| Pérdidas de producción mensuales | \$ | 8,000.00 |
| Pérdidas de mano de obra mensuales | | <u>3,000.00</u> |
| Pérdidas totales por perturbaciones | \$ | 11,000.00 |

La solución a este problema es la adquisición de dos tanques de almacenamiento con un costo de:

| | | |
|---------------------------------------|----|------------------|
| Costo del tanque del elevador | \$ | 28,000.00 |
| Costo del tanque del cuarto de lavado | | 30,000.00 |
| Costo de instalación | | <u>14,000.00</u> |
| Costo total de la mejora | \$ | 72,000.00 |

El costo de los tanques se pagará en diez años.

Inconvenientes en la red de distribución.

Este punto está muy apegado a la falta de aire - en el sistema, la descentralización de los compresores (compresor K25 BTM a la zona de Plásticos e Industriales), ya que la zona de Plásticos repercute demasiada la falta de aire, por lo cual, se considera que el costo de pérdida de este factor - está incluido en el costo por malas condiciones de los compresores.

La mejora como se mencionó es cambiar el compresor K25 BTM con un costo incluyendo la reinstalación en la zona de Plásticos de \$ 28,000.00.

Dicho costo tendrá un período de amortización - de diez años.

Inadecuado Postenfriador.

Las pérdidas de energía por transferencia de calor en la tubería, así como el incremento de humedad por dicha transferencia son difíciles de cuantificar económicamente.

La solución a este problema es la compra de un Postenfriador marca HIROSS DENCO modelo ENR-O con un costo incluyendo la instalación de \$ 60,000.00

El costo del Postenfriador se amortiza en diez años.

La reinstalación del actual Postenfriador del cuarto de máquinas al cuarto de Plásticos tendrá un costo de \$ 18,000.00

El costo total por esta mejora es \$ 78,000.00

Carencia de Secadores.

La problemática de la humedad en el aire comprimido a repercutido en el área de laboratorios y, la zona de Inyectables. En este último departamento se han evaluado las pérdidas de producción debidas a la contaminación.

| | |
|--|-----------------|
| Los costos de producción mensuales son | \$ 10,000.00 |
| Las pérdidas en otros departamentos | <u>4,000.00</u> |
| Pérdidas mensuales totales | \$ 14,000.00 |

Las pérdidas en el área de laboratorios es des-

preciable, pero no así, las pérdidas de corrosión en la tubería y equipo que son de gran importancia, pero que no se pueden cuantificar.

Para evitar la influencia de la humedad en nuestros productos se han sugerido la adquisición de varios secadores.

| | |
|---|--------------|
| Costo del secador ODORGARD modelo 77151 | |
| o secador CUNO 1M | \$ 22,000.00 |
| Costo del secador ZURN modelo 77106 | 15,000.00 |
| Con cambio de accesorios cada año. | |

El secador que se va a integrar al cuarto de máquinas es: marca HIROSS DENCO modelo W200, con un costo actual de \$ 487,000.00 incluyendo la instalación.

Falta de un programa de mantenimiento preventivo.

Respecto a esto la gerencia de mantenimiento tiene que ver la importancia, el beneficio en: ampliar la vida del equipo que integra el sistema, en reducir las fallas del sistema.

El costo para asegurarnos un buen programa --
(realizado por la gerencia) que se llevará a cabo, es la con-
tratación de una persona encargada y conoedora del manteni--
miento preventivo del equipo del sistema de aire comprimido.

| | | |
|-------------------------------|----|-----------|
| Costo de mano de obra mensual | \$ | 15,000.00 |
|-------------------------------|----|-----------|

A continuación se resume lo expresado anteriormente en -
forma de tabla.

| CONCEPTO | No. DE PAGOS EN 10 AÑOS | ALTERNATIVA 1 GASTOS | ALTERNATIVA 2 INVERSION |
|----------------------------|-------------------------|----------------------|-------------------------|
| Falta de aire comprimido | 120 | 131,824.00 | |
| Mantenimiento compresores | 10 | | 156,000.00 |
| Compresor | 1 | | 500,000.00 |
| Cuarto de máquinas | 1 | | 150,000.00 |
| Evitar perturbaciones | 1 | | 72,000.00 |
| Pérdidas perturbaciones | 120 | 11,000.00 | |
| Red de distribución | 1 | | 28,000.00 |
| Postenfriador | 1 | | 78,000.00 |
| Humedad | 120 | 14,000.00 | |
| Secadores en la red | 10 | | 37,000.00 |
| Secador cuarto de máquinas | 1 | | 487,000.00 |
| Mantenimiento Preventivo | 120 | | 15,000.00 |

Hemos tomado como período 10 años en el cual se paga la inversión de la alternativa 2 (hacer las mejoras)

La alternativa 1 representa no hacer las mejoras para ello consideramos constante un factor inconveniente.

Todos los costos de producción, mano de obra, adquisición de equipo y, la instalación, se han estimado con su costo actual (abril de 1980). Obviamente todos estos costos irán variando en el tiempo conforme a una tasa $i(t)$ de interés, lo cual ocasionará esos costos se incrementen, para poder evaluar las dos alternativas se deberá llevar todos los costos a un punto cualquiera en el tiempo inflacionados o deflacionados a la tasa $r(t)$, si suponemos que la tasa $i(t)=r(t)$ entonces el valor presente de los costos de las dos alternativas simplemente la suma aritmética, mostrada en la siguiente tabla:

| ALTERNATIVA 1 | ALTERNATIVA 2 |
|---------------|---------------|
| 15,818,880.00 | 1,560,000.00 |
| 1,320,000.00 | 500,000.00 |
| | 150,000.00 |
| | 72,000.00 |
| 1,680,000.00 | 28,000.00 |
| | 78,000.00 |
| | 370,000.00 |
| | 487,000.00 |
| | 1,800,000.00 |
| 18,818,880.00 | 5,045,000.00 |

- ' Tasa de incremento en los costos de producción, mano de obra, adquisición de equipo, etc.
- " Tasa de interés que la empresa puede obtener.

De aquí podemos concluir que la Alternativa 2 - es la mejor con un ahorro de \$ 18,818,880.00-5,045,000.00= \$ 13,773,880.00 evaluado en este momento a lo largo de diez años.

CAPITULO IX

BIBLIOGRAFIA

COMPRESSED AIR GAS DATA
INGER SOLL - RAND COMPANY,
CHARLES W. GIBBS, 1969

ATLAS COPCO AIR POWER N.V.
COMPRESOR INSTALLATION MANUAL
ELAUM, 1978

F.M.A. POKORNY
MANUAL DE LAS TECNICAS
DEL AIRE COMPRIMIDO,
EDITORIAL BLUME, 1969

E. CARNICER ROYO, AIRE COMPRIMIDO
TEORIA Y CALCULO DE LAS INSTALACIONES,
EDITORIAL GUSTAVO GILI, 1977.

JORDANA SOLER,
AIRE COMPRIMIDO,
EDITORIAL DOSSAT, 1957

EDUARDO F. OBERT Y RICHARD A. GAGGIOLI,
TERMODINAMICA
Mc. GRAW-HILL, 1965, 2a. EDICION.