



D-4841

T
621.51
M843
401-00046

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Departamento de Ingeniería Mecánica

ANALISIS DE COMPRESORES RECIPROCOS

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

JUAN E. MORENO BOURNE

GUAYAQUIL - ECUADOR

1982

Ing. FREDDY CEVALLOS BARBERAN
DIRECTOR DE TESIS

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Freddy Cevallos Barberan', with a horizontal line extending to the right.

Mi especial agradecimiento, por su inva
lorable y desinteresada ayuda prestada
por el Ing. Freddy Cevallos, Director
de este trabajo de Tesis.

A mi querida Madre
por su siempre ab-
negada ayuda.

A mi esposa Rosario
de Fatima, por su
tesonero empuje.

A mis Hermanos
por sus consejos.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hecho, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me co_rresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Exámenes y Titulos profesionales de la ESPOL)



Juan E. Moreno Bourne

R E S U M E N

La razón fundamental por la que se llevó a cabo esta tesis experimental del Análisis de los Compresores Recíprocos, es debido a la importancia que tienen los procesos termodinámicos que se desarrollan dentro del compresor, los cuales solo han sido dados a entender por la teoría, pudiéndose comprobar todos los procesos termodinámicos tales como trabajo potencia del motor, eficiencias, etc., tomando lecturas de presiones y temperaturas las cuales son leídas directamente a la entrada y salida de cada cabezal del compresor así como también en su enfriador intermedio.

Estas lecturas son posibles realizarlas debido a la existencia de un compresor de aire diseñado exclusivamente para esta finalidad y que se encuentra en el Laboratorio de Conversión de Energía de la E.S.P.O.L, el cual variando las revoluciones del motor con las presiones de cada cabezal son factibles los cálculos antes mencionados.

Cabe mencionar que al realizar los cálculos hay ciertas variaciones en los resultados obtenidos debido a las condiciones de diseño del equipo así como a las condiciones climáticas de nuestro medio. Variaciones que al final no tienen la importancia necesaria en si, como los cálculos mismos.



INDICE GENERAL

	PAG.
Resumen	VI
Indice General	VII
Indice de Abreviaturas	XI
Introducción	14
<u>CAPITULO I</u>	
Teoría de Compresores	
1.1. Introducción	16
1.2. Diagrama de Indicador para un compresor	16
1.3. Trabajo de un compresor	18
1.3.1. Trabajo para compresiones adiabáticas e Isentrópicas	21
1.3.2. Trabajo para compresión Politrópica	23
1.3.3. Trabajo para compresión Isotérmica	25
1.3.4. Trabajo para compresión adiabática Irreversible.	27
1.4. Trabajo a partir de un diagrama convencional	29
1.5. Espacio muerto y volumen del espacio muerto	32
1.6. Trabajo del diagrama convencional con espacio muerto.	32
1.7. Aire Libre	35
1.8. Capacidad y rendimiento volumétrico	36
1.9. Rendimiento volumétrico convencional	36
1.10. Curvas de compresión preferidas	39

1.11	Rendimientos	42
1.11.1.	Rendimiento mecánico de un compresor	42
1.11.2.	Potencia consumida del Compresor	44
1.11.3.	Rendimiento de la compresión adiabática	44
1.11.4.	Rendimiento de la compresión Isotérmica	45
1.12	Compresión de múltiples saltos o etapas	45
1.13	Diagrama de Energía para un compresor de dos etapas	48
1.13.1.	Compresión de dos etapas con interenfria dor intermedio	50
1.14	Velocidades	58
1.15	Típos de Compresores	58
1.16	Definición básica de Psicrometría	59
1.17	Humedad Específica	59
1.18	Humedad Relativa	60
1.19	Punto de Rocío	60
1.20	Termómetro de Bulbo seco y humedo	62

CAPITULO II

	Diseño de Compresores	63
2.1.	Consideraciones básicas para el diseño de compresores de una, dos, o múltiples etapas, con enfriador intermedio	63
2.2	Válvulas de aspiración y compresión	69
2.3.	Construcción de válvulas	71

2.4.	Lubricación de Compresores	73
------	----------------------------	----

CAPITULO III

	Descripción general correspondiente al compresor de aire GT102 y GT102/2	76
--	--	----

	Tipos de Prueba	77
--	-----------------	----

CAPITULO IV

Trabajo Experimental: Cálculo de:

4.1.	Flujo de masa	78
4.2.	Razón o relación de compresión	79
4.3.	Relación de Temperatura	79
4.4.	Valor del índice politrópico	80
4.5.	Trabajo Politrópico	81
4.6.	Eficiencia Volumétrica	81
4.7.	Trabajo Isotérmico	82
4.8.	Trabajo Indicado	83
4.9.	Trabajo Mecánico	84
4.10	Potencia de entrada del motor eléctrico	84
4.11	Valores de las Eficiencias	85
4.12	Análisis del Inter-enfriador	85

CAPITULO V

	Diseño de una red de suministro de aire para el Laboratorio de Conversión de Energía	109
5.1.	Cálculo de la demanda de aire comprimido para el	116

PAG.

- Laboratorio de Conversión de Energía: Herramientas del taller, probador de toberas de aire, sistema de limpieza, etc. 120
- 5.2. Diseño de una red de tubería de aire comprimido para el Laboratorio de Conversión de Energía en concordancia con los requerimientos del 5.1. 120
- 5.3. Determinar si el compresor del (Tunel del Viento) puede o no cubrir la demanda de aire comprimido.

CAPITULO VI

Datos y Resultados	123-133
Conclusiones y Recomendaciones	152-153
Diagramas	154
Bibliografías	155

NOMENCLATURA

A	área.
a	Aire
AP	Lado de alta presión.
BP	Lado de baja presión.
cVd	Volúmen del espacio muerto.
c	Espacio muerto.
Cn	Calor específico politrópico.
Cv	Calor específico a volúmen constante.
Cp	Calor específico a presión constante.
d	Diagrama.
E	Simbolo general de Energía.
ΔE	Diferencia de Energía.
F	Balance del resorte leyendo en Nw
g	Aceleración de la gravedad.
H	Entalpia total.
h	Entalpia específica.
I	Intermedio.
i	Indicado.
is	Isotérmica.
iso	Isotérmica total.
J	Constante de Joule
K	Energía cimética.;
k	Relación Cp/Cv
ln	Logaritmo natural.

L	Desplazamiento, longitud del pistón.
$\dot{m}$	Flujo de masa kg/seg.
m	medio.
mech	Mecánico.
n	Índice Politrópico.
N	Número de ciclo por minuto completado por motor.
P	Presión.
P	Presión total en bar.
ΔP	Diferencia de presiones.
pl	Politrópico.
P_2/P_1	Relación de presiones.
Q	Calor.
R	Constante del gas.
Ra	Constante del gas para aire seco.
Rp	Relación de presiones.
Rt	Relación de Temperatura.
Rv	Constante del gas para vapor de agua.
r	radio.
S	Entropía total.
T	Temperatura total.
t	Temperatura normal.
U	Energía interna total.
u	Energía interna específica.
V	Volúmen total.
v	Vapor.



BIBLIOTECA

v	Volúmen específico.
W	Trabajo, Potencia.
W _i	Trabajo indicado.
W _f	Trabajo al freno.
α	Constante de la ecuación del calor específico.
β	Constante de la ecuación del calor específico.
γ	Peso específico.
η	Relación de rendimiento, y eficiencias.
μ	Viscosidad absoluta.
ρ	Densidad.
ϕ	Humedad relativa.
ω	Humedad específica.
Δ	Indica una diferencia, cambio o incremento de un valor.

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

El compresor de aire es considerado como una máquina de gran utilidad aunque en el uso doméstico no ha alcanzado la popularidad de otros servicios como la electricidad, agua o gas natural, pero es adaptable a muchas y diversas aplicaciones en especial en el campo industrial. Son incontable los equipos que no pueden trabajar sin la participación del compresor de aire.

Estas máquinas están ayudando a solucionar mucho de los problemas de nuestra época y de tiempos futuros. Podemos citar como ejemplo la Industria del Plástico donde el aire es esencial para producir la movilización de las máquinas; en agricultura donde el compresor de aire opera una variedad de herramientas para labranza, etc.

El uso de los compresores de aire pueden ser encaminadas en tres categorías principales a saber: Servicio de Potencia, Servicio de Proceso y Control. El servicio de Potencia incluye las aplicaciones en la cual el aire es usado, bien sea en producir movimientos o ejercer una fuerza o ambos, como ejemplo las herramientas neumáticas, aparatos sujetadores, etc.

El servicio de proceso es definido como una aplicación en la cual el aire u otro gas entra a procesarse por si mismo, por ejemplo, la combustión, la separación de la mezcla de gases entre sus componentes, hidrogenización del aceite, etc.

La aplicación de control son todas en la cual el aire o gas, hace que en determinados momentos se arranque, se pare o se module la máquina de modo directo. Esto ocurre a través del uso del proceso y potencía.

Algunos flujos estables en fábricas en producción, son virtualmente neumáticas siendo por esto que el aire es ideal para muchos controles de máquinas.

Los compresores de aire son extensamente usados para potencia, la energía interna almacenada en el reservorio del compresor de aire es directamente convertida a trabajo.

Con esto que se ha mencionado, se da el porque se justifica un estudio más profundo de los compresores de aire ya que son máquinas en la cual volúmenes sucesivos de aire o gas son confinados en un espacio cerrado y elevadas a altas presiones, en otros casos estas presiones son incrementadas pero el volumen del espacio cerrado es discrementado.

Esto nos lleva a realizar un estudio de todos los procesos termodinámicos, eficiencias y consideraciones prácticas que se puedan realizar a través del proceso de trabajo de la máquina.

El estudio experimental que se va a realizar es en un compresor de aire de doble etapa que se encuentra en el laboratorio de Conversión de Energía de la E.S.POL. y que presenta las características detalladas, en el capítulo # 3.

CAPITULO I

TEORIA DE COMPRESORES

1.1. INTRODUCCION

El propósito de esta sección es para poner en marcha ciertos fundamentos de compresores reciprocos, también para examinar algunos de los procesos básicos en termodinámica, las eficiencias y las consideraciones prácticas la cual afectan considerablemente las proporciones de una máquina dada, así como los rendimientos establecidos para la misma.

Los compresores son máquinas en la cual una cantidad sucesiva de volúmen de aire o gas son encerrados en un espacio limitado, la cual es elevada a altas presiones, esta son máquinas de desplazamientos positivos.

En otros tipos de compresores de desplazamiento positivo la presión es incrementada, no así el volúmen del espacio cerrado que es disminuido.

1.2. DIAGRAMA DE INDICADOR PARA UN COMPRESOR

Para poder apreciar los pasos reales o eventos de un compresor de movimiento alternativo tenemos que considerar el diagrama indicador

Las válvulas de un compresor funcionan a base de una diferencia de presiones relativamente grande para iniciar la acción que las mueve esto es debido al razonamiento y a la inercia, osea que generalmente hay una apertura brusca seguida de una oscilación o vibración.

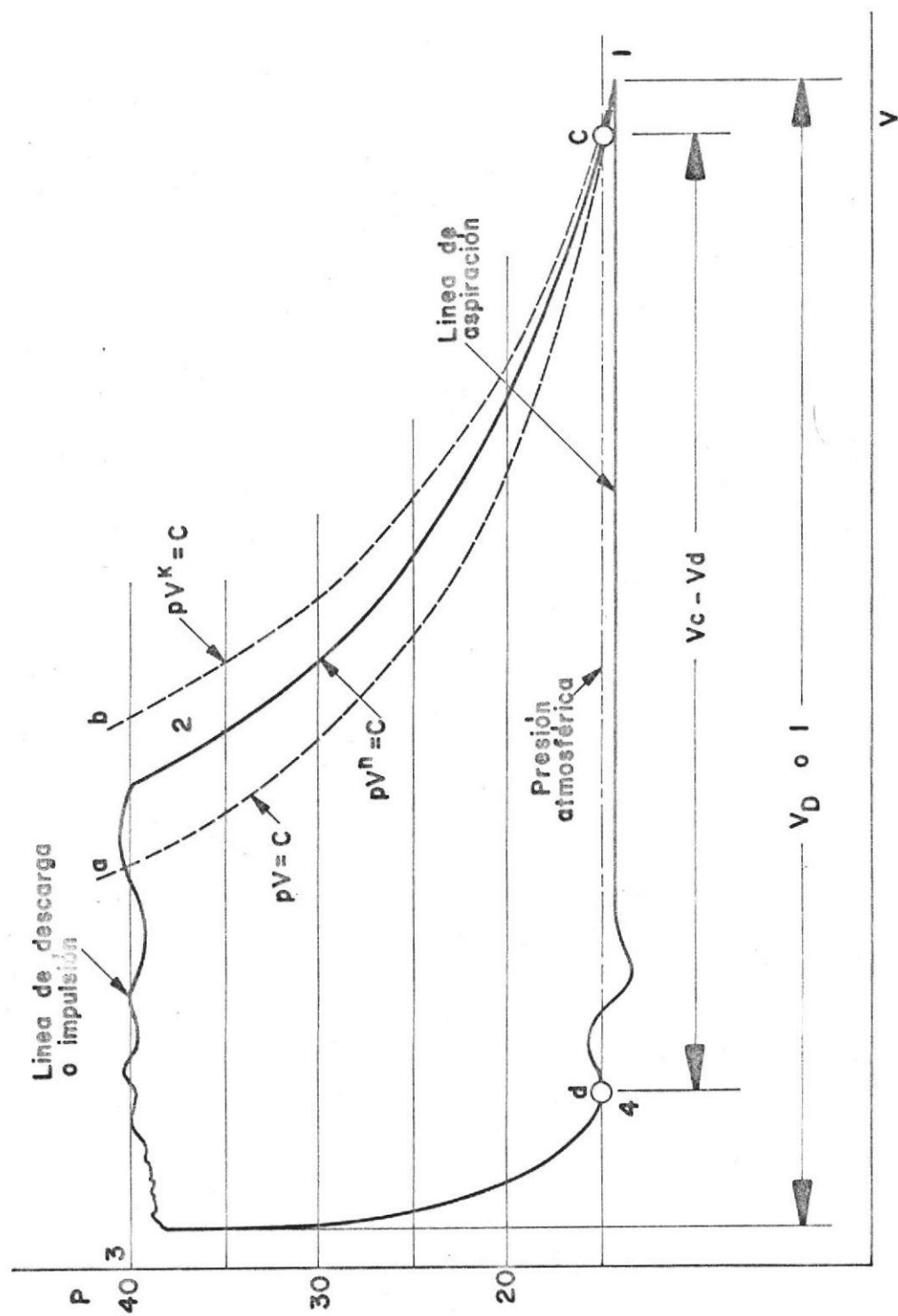


Fig. # 1 - 1.- Diagrama real del indicador, compresor de aire

Cuando hay una presión un poco menor que la del medio circundante, la válvula de admisión aspiración se abre. A menudo se inicia una oscilación como en el punto 4, figura 1.1 produciéndose una parte ondulada en la línea de aspiración 4.1.

Como se puede apreciar la presión de aspiración es ligeramente menor que la presión fuera del cilindro.

La compresión 1-2 que a menudo se acerca a un proceso adiabático, continua hasta que se alcance una presión mayor que la que se entrega o produce en cuyo punto se abre la válvula de descarga o impulsión es ondulada.

La reexpansión 3-4 hasta la admisión o aspiración completa al diagrama.

El aire generalmente se entrega a un Receptor o depósito, en el que se almacena hasta que se necesita.

1.3. TRABAJO DE UN COMPRESOR

Los tipos de compresores tanto de movimiento alternativo, así como los relativos, pueden considerarse como máquinas de flujo estacionario para el fin de obtener la ecuación de trabajo.

Para obtener esta ecuación tenemos que partir de la Ley de Conservación de la Energía que establece que la energía no puede crearse ni destruirse. Es decir:

Energía que		Incremento de Energía		Energía que
entra en el	=	almacenada en el	+	sale del
sistema		sistema		sistema

$$E_{ent} = \Delta E + E_{sal}$$

Las únicas clases de energía que atraviesan las fronteras son calor y trabajo, y si se sigue una operación ciclica ($E=0$), entonces se obtiene que:

$$Q_{entra} + W_{entra} = Q_{sale} + W_{sale}$$

que puede ser escrito como:

$$EQ = EW$$

o lo que es lo mismo "La Energía que entra es igual a la energía - que sale".

De las diversas formas de energía tomaremos en cuenta la energía - Potencial P , cinética k , interna U , trabajo del flujo o corriente W_f , calor Q , trabajo en el eje o flecha W , de donde se obtiene que

$$P_1 + K_1 + W_{f1} + U_1 + Q = P_2 + K_2 + W_{f2} + U_2 + W$$

como: $P_1 \approx P_2$ (En máquinas térmicas son de menor importancia de e levación o altura)

$$y \quad h = u + W_f$$

se obtiene que: $K_1 + h_1 + Q = K_2 + h_2 + W$ de donde podremos obtener la ecuación del flujo estacionario.

$$W = h_1 - h_2 + k_1 - k_2 + Q$$

En general hay poca diferencia entre las velocidades de entrada y de salida de manera que para $W^\circ\text{kg}$ (o bien lb) del fluido que circula por el compresor:

$$W = w (h_1 - h_2) + Q = - \Delta H + Q$$

Ahora si la substancia es un gas ideal

$$h_1 - h_2 = C_p (T_1 - T_2)$$

Si el proceso es internamente reversible

$$Q = 0 \quad \text{ó} \quad Q = \int c \, dT$$

Vamos a ver otras formas de la ecuación de trabajo en problemas relacionados con compresores.



Fig. # 1 - 2. - Diagrama de energía de un sistema de flujo estacionario

1.3.1. TRABAJO PARA COMPRESIONES ADIABÁTICAS O ISENTROPICAS

Un proceso adiabático es aquel en que no se transmite calor $Q = 0$

Un proceso isentrópico se define como un proceso reversible adiabático, que es uno de entropía constante.

Bien, si $Q = 0$ y $W = -\Delta h$ Kcal/kg (BTU/lb).

Para un flujo a través de un compresor de w' kg (o bien lb) con calor específico constante.

Se tiene que: $W = w' (h_1 - h_2) = C_p (T_1 - T_2)$

$$W = -w' C_p (T_2 - T_1)$$

$$W = -w' C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \text{ Kcal (BTU)}$$

Por otro lado se tiene que:

$$C_p = \frac{KR}{J(k-1)} \quad \text{y} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Además: $P_1 V_1' = w' RT_1$ (ecuación de estado)

Sustituyendo estas 3 ecuaciones en la ecuación de trabajo tenemos

$$W = -w' C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$W = -\frac{w' K R T_1}{J(k-1)} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$W = -\frac{k P_1 V_1'}{J(k-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \text{ Kcal (BTU)}$$

donde V_1' es el volumen medido a P_1 y T_1 , correspondiente a la masa w' . La ecuación anterior se puede escribir en esta forma:

$$W = \frac{K p_1 V_1}{J (i-k)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \begin{array}{l} \text{Kcal (BTU)} \\ (\Delta k = 0) \end{array}$$

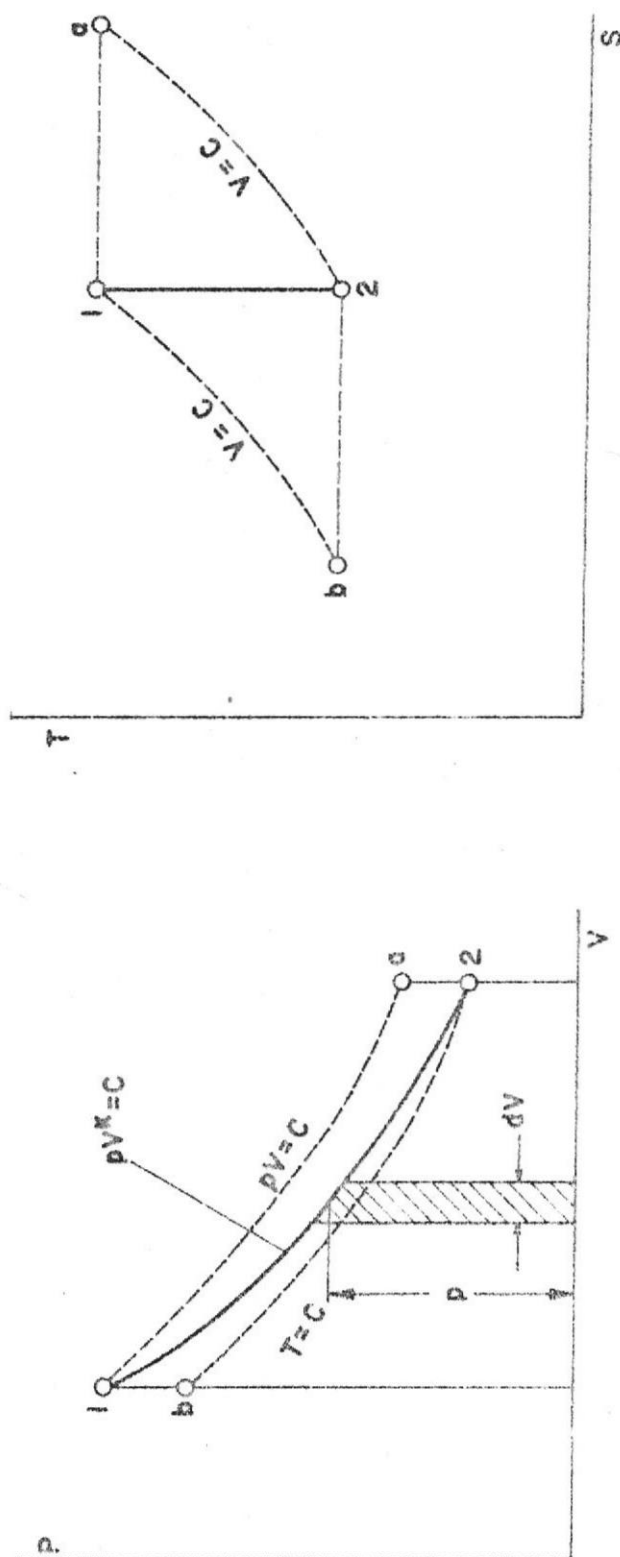


Fig. # 1 - 3 .- Proceso isentrópico

Un proceso politrópico es uno internamente reversible.

Partiendo de: $Q = w' C_n \Delta T$

como: $C_n = \frac{C_v (k - n)}{(1 - n)}$ para un gas ideal

se tiene que: $Q = w' C_n (T_2 - T_1)$

$$Q = \frac{w' C_v (k - n) T_1}{(1 - n)} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \text{ Kcal (BTU)}$$

Durante una compresión politrópica a partir de temperaturas atmosféricas, este valor de Q es normalmente negativo.

como $W = - \Delta H + Q$

reemplazando tenemos:

$$W = - w' C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) + \frac{w' C_v (k - n) T_1}{(1 - n)} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \begin{matrix} \text{Kcal} \\ \text{o} \\ \text{BTU} \end{matrix}$$

Esto se reduce a:

$$W = \frac{n w' R T_1}{J (1 - n)} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

Ahora si:

$$C_p = K C_v$$

$$C_p - C_v = \frac{R}{J}$$

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

y

$$P_1 V_1 = w' R T_1$$

Se tiene que:

$$W = \frac{n p_1 V_1}{J (1-n)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] ; \quad [\Delta K = 0]$$

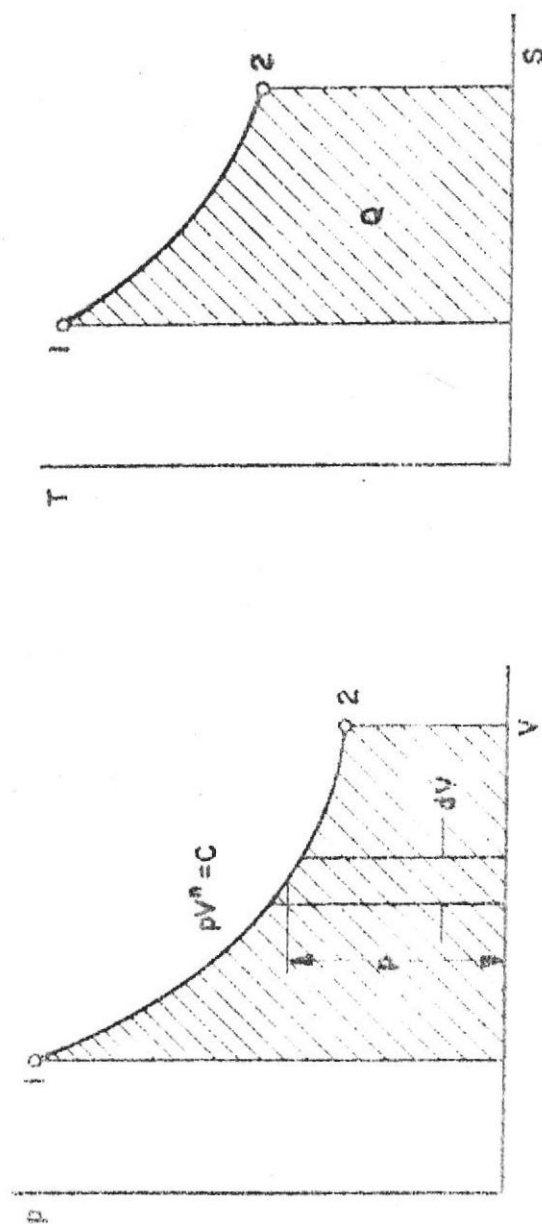


Fig. № 1-4.- Proceso politrópico reversible

1.3.3. TRABAJO PARA COMPRESION ISOTERMICA

Un proceso isotérmico es el que se efectúa a temperaturas constantes, $T = C$

Si para un gas ideal la temperatura se mantiene constante:

$$\Delta h = 0 \quad y \quad W = Q$$

En un proceso Isotérmico

$$Q = P_1 V_1 \ln (V_2/V_1) \quad \text{kgm (o pie Lb)}$$

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

por lo tanto:

$$W = \frac{P_1 V_1}{J} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

ó

$$W = \frac{w R T_1}{J} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (\text{kcal o BTU}) \quad (\Delta k = 0)$$

donde V' es el volúmen de w' kg (o Lb) a P_1 y T_1

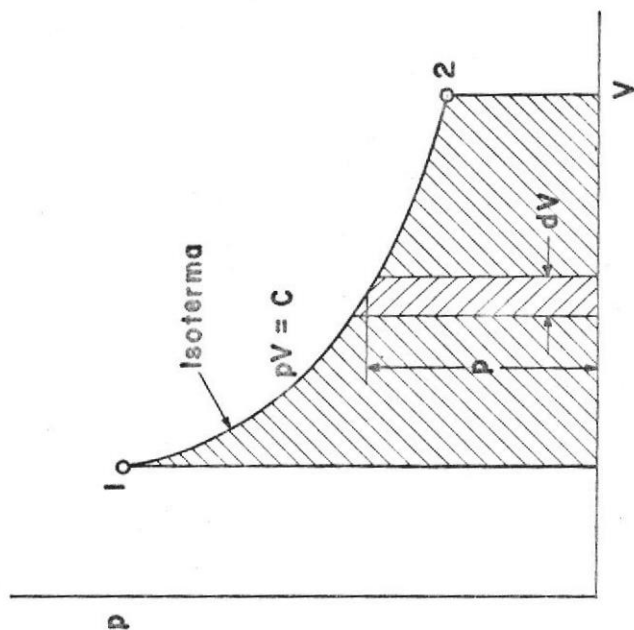
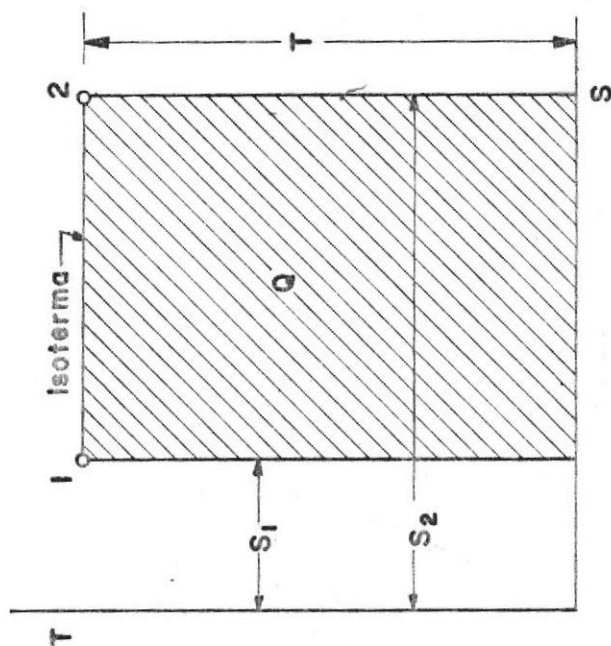
(a) Plano Vp , $T = C$ (b) Plano ST , $T = C$

Fig. # 1-5 .- Proceso isotérmico reversible.

1.3.4. TRABAJO PARA COMPRESION ADIABATICOS RREVERSIBLE

Los tipos reales de compresores rotativos consumen trabajo acercándose al adiabático de flujo estacionario.

De la ecuación: $W = - \Delta h + Q$

supongamos que el estado final real esté representado por 2' según figura adjunta #1.6 (b), por lo tanto se puede escribir que

$$W' = w' (h_1 - h_{2'})$$

Por lo tanto tenemos que:

$$W' = - w' C_p (T_{2'} - T_1)$$

o lo que es lo mismo:

$$W = \frac{w' K R T_1}{J (k-1)} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \quad \text{si } (\Delta k = 0)$$

donde se ha utilizado la relación del gas ideal.

$$C_p = \frac{K R}{J (k-1)}$$

Por lo general los trabajos reales se calculan generalmente utilizando rendimientos



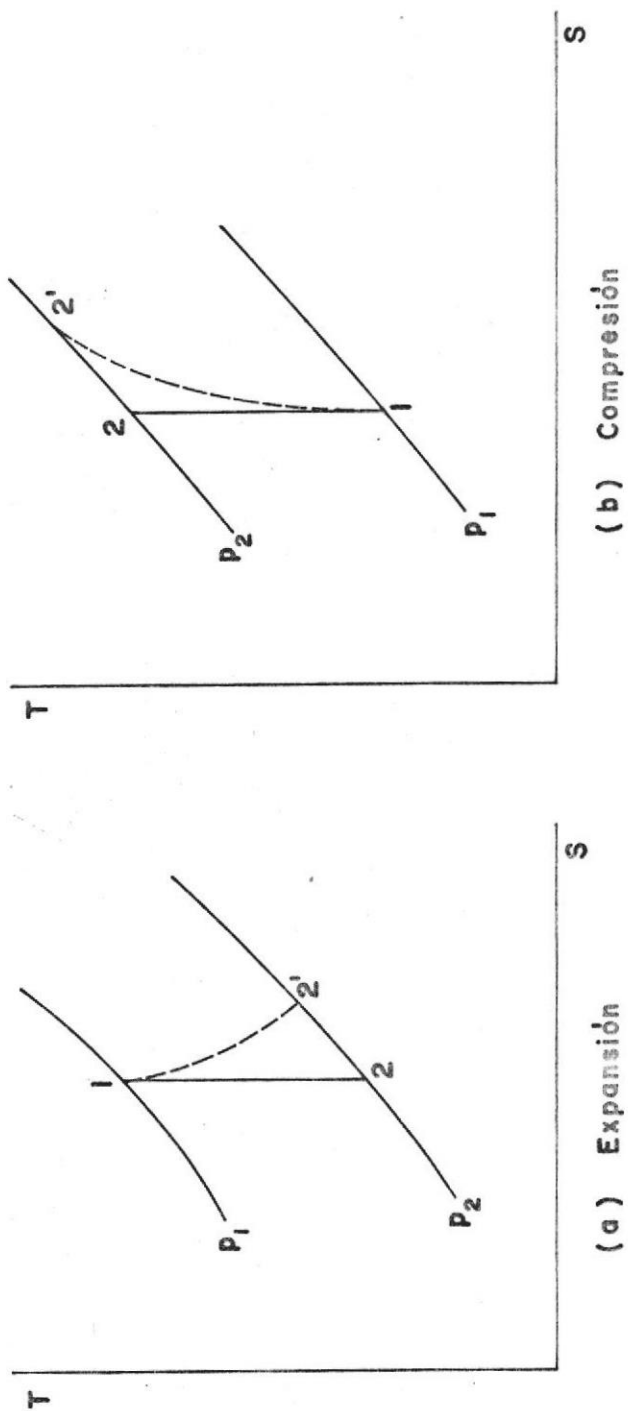


Fig. # 1 - 6 . - Procesos adiabáticos irreversibles

1.4. TRABAJO A PARTIR DE UN DIAGRAMA CONVENCIONAL

Se llama diagrama Convencional o uno de indicador idealizado, o sea una gráfica $P - V$.

Veamos primero un diagrama convencional que refleja apropiadamente el trabajo de un compresor de movimiento alternativo sin espacio muerto o perjudicial!

En la figura #1-7 se observa que: el área bajo 4-1 representa el trabajo $P_1 V_1$ hecho sobre el émbolo durante la carrera de aspiración y el área bajo 2-3 representa el trabajo $P_2 V_2$ realizado sobre la sustancia al impulsarla (entregarla) desde el cilindro.

Se puede observar esto desde otro punto de vista, haciendo que la frontera del sistema este en la válvula B., entonces $P_1 V_1$ es la energía que entra en el sistema como trabajo de flujo y $P_2 V_2$ es el trabajo de flujo que sale.

Supongamos que la curva de compresión sea isentrópica es decir:

$$p V^k = C$$

Como el trabajo está representado por el área encerrada en 1-2-3-4

se obtiene:
$$w_s = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - k} + P_2 (V_3 - V_2) + P_1 (V_1 - V_4)$$

$$w_s = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - k} - P_2 V_2 + P_1 V_1$$

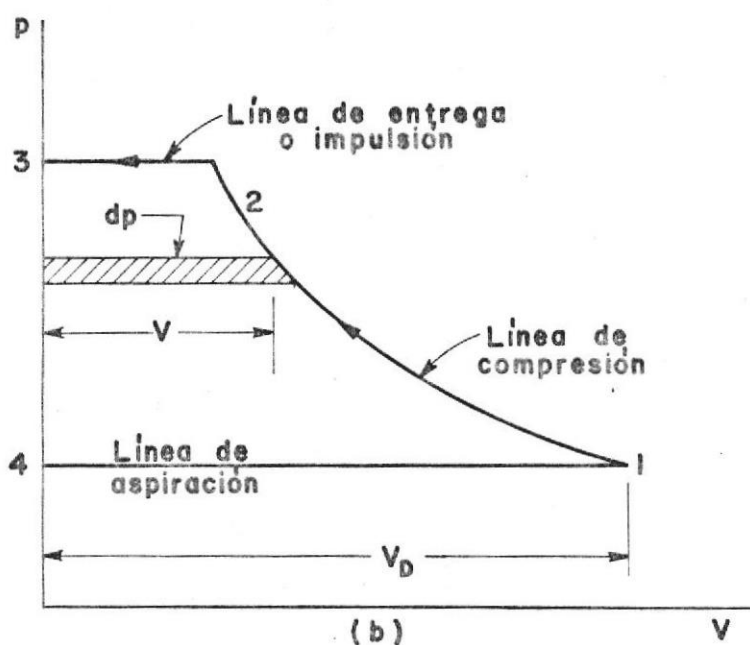
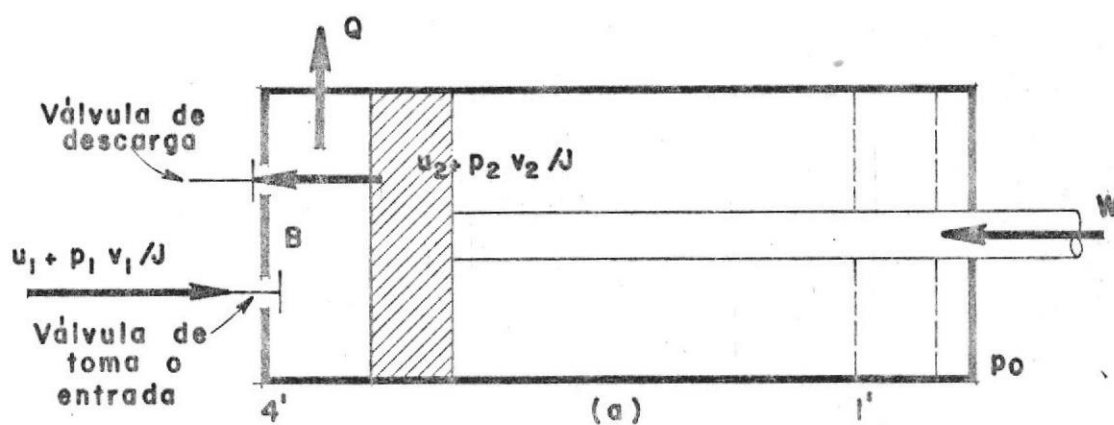


Fig. 1-7.- Diagrama convencional sin espacio muerto



puesto que V_3 y V_4 son iguales a cero. Reduciendo a un común denominador, la expresión será:

$$W_s = \frac{K (P_2 V_2 - P_1 V_1)}{1 - k} = - \int V dp$$

para: $pV^k = C$

como:

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

la ecuación queda:

$$W_s = \frac{K P_1 V_1}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (\text{kgmt ó pie Lb})$$

Sustituyendo a esta ecuación k por n , obtendremos el trabajo para un compresor politrópico.

El V_1 de esta ecuación significa el volúmen que pasa por el compresor cuando es medido a P_1 y T_1

Si la sustancia es un gas ideal, se puede utilizar $W R T_1$ en lugar de $P_1 V_1$

Como se puede observar esta ecuación representa el área de un diagrama limitado por la recta de volúmen cero (eje P), por dos rectas de presión constante y por una curva de la forma $PV^k = C$

1.5. ESPACIO MUERTO Y VOLUMEN DEL ESPACIO MUERTO

El volúmen desplazado o cilindrado se define por el volúmen barrido por la cara del émbolo en una carrera.

En los compresores de movimiento alternativos es esencial dejar un volúmen muerto, llamado también perjudicial para estar seguro de que el émbolo no choque con la culata del cilindro al final de la carrera y también para que quede espacio para las válvulas, que es donde se aloja el aire comprimido.

En los motores de combustión interna el volúmen del espacio muerto tiene más importancia, pero en los compresores conviene que dicho volúmen sea el mínimo posible.

A la relación: $C = \frac{\text{Volúmen del espacio muerto}}{\text{Volúmen desplazado, } V_d}$

es denominada, "La Relación del Espacio Muerto", porcentaje del espacio muerto o simplemente espacio muerto."

Estos valores están comprendidos entre 6 y 12 por ciento.

1.6. TRABAJO DEL DIAGRAMA CONVENCIONAL CON ESPACIO MUERTO

Aquí veremos que los pasos o etapas del diagrama con espacio muerto son los mismos que los del caso sin dicho espacio, aparte de que; como el émbolo no impulsa (o descarga) todo el aire del cilindro a la presión p_2 , el aire que queda en el punto 3; figura 1.8: tiene que reexpandirse 3-4, hasta la presión de entrada o aspiración - antes de que se inicie ésto nuevamente en 4.

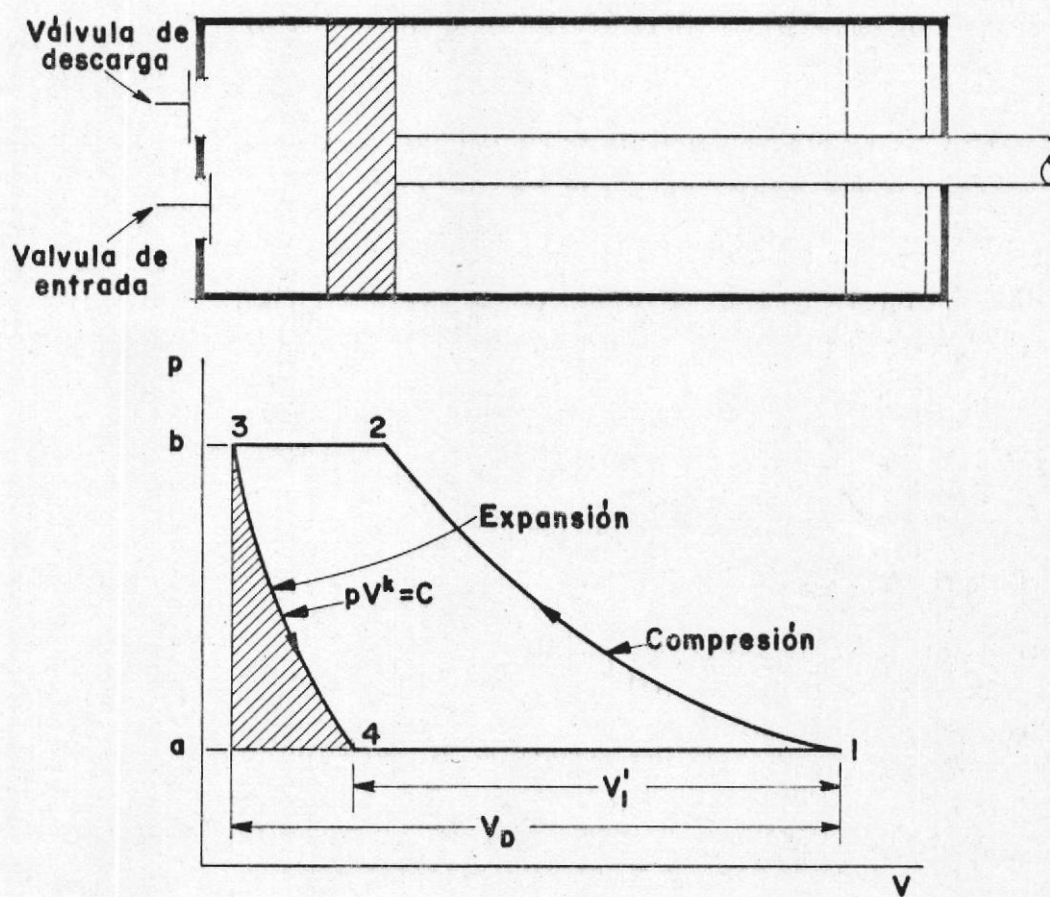


Fig. # 1 - 8.- Diagrama convencional con espacio muerto

Sin espacio muerto, el volúmen de aire introducido en el cilindro es igual al volúmen desplazado (o cilindrada) como se puede observar en la figura 1.8, para el diagrama con espacio muerto, el volúmen de aire aspirado dentro del cilindro es $V_1 - V_4 = V_1'$, y es menor que el de la cilindrada, V_d

Para poder hallar el trabajo del diagrama con espacio muerto, imaginemos que este formado por dos diagramas a-1-2-b y a-4-3-b.

El trabajo del diagrama 1-2-3-4 será igual al trabajo del a-1-2 b menos el trabajo del a-4.3-b.

En esta forma, para 1-2-3-4, obtenemos el trabajo isentrópico, W_s por,

$$W_s = \frac{K P_1 V_1}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{K P_4 V_4}{1-k} \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_s = \frac{K P_1 (V_1 - V_4)}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

como: $P_4 = P_1$ y $P_3 = P_2$

para: $V_1' = V_1 - V_4$

la ecuación se convierte en:

$$W_s = \frac{K P_1 V_1'}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W_s = \frac{K \dot{W}' R T_1}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{Kgmt (pie Lb)}$$

Se puede concluir que: la cantidad de trabajo necesario para comprimir una masa particular de aire bajo condiciones dadas, es independiente del espacio muerto, lo cual es perfectamente cierto en los diagramas convencionales.

El desplazamiento o cilindrada debe ser mayor con espacio muerto que sin él, para una capacidad particular, esto debe requerir una máquina mayor, más cara y con más rozamiento mecánico.

1.7. AIRE LIBRE

El aire libre es el que está a condiciones atmosféricas normales - en una situación geográfica particular, esto se debe a que la presión y temperatura varían con la altitud, por eso si un compresor proyectado y ajustado para que entregue una cierta masa de aire a una cierta presión instalada al nivel del mar, no la entregara si está a una altitud diferente.

1.8. CAPACIDAD Y RENDIMIENTO VOLUMETRICOS

La capacidad de un compresor es la cantidad real de gas entregada, medida por medio de un orificio, a la presión y temperatura de entrada o aspiración expresada en metros cúbicos por minutos (o bien pie cúbicos por minutos).

El rendimiento volumétrico real de un compresor de movimiento alternativo es la relación.

$$\eta_{vreal} = \frac{\text{Capacidad del compresor}}{\text{cilindrada en m}^3/\text{mint (pie}^3/\text{Lb)}}$$

1.9. RENDIMIENTO VOLUMETRICO CONVENCIONAL

Una ecuación del rendimiento volumétrico, hallado a partir del diagrama convencional, acentúa determinados factores de los que dependen de dicho rendimiento.

El volumen del gas medido a la entrada o aspiración en el diagrama convencional, figura 1.9 es:

$$V_1' = V_1 - V_4$$

$$\text{o sea: } \eta_v = \frac{V_1'}{V_d} = \frac{V_1 - V_4}{V_d}$$

en el proceso 3.4

$$V_4 = V_3 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{1/n} = c V_d \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} = c V_d \left(\frac{V_1}{V_2} \right)$$

$$\text{asi mismo: } V_1 = V_d + c V_d$$

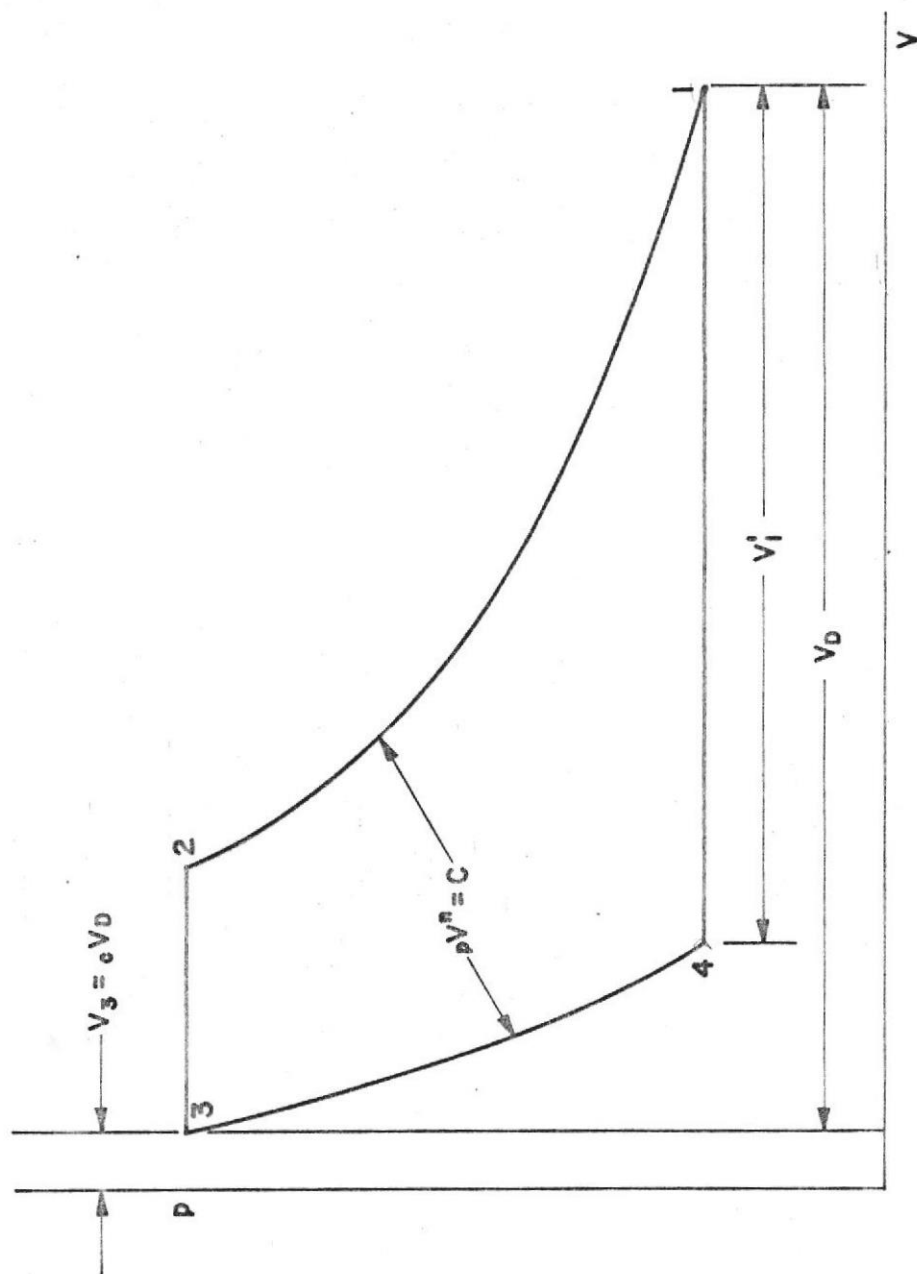


Fig. #1 - 9.- Cuiquier gas

donde $c V_d$ es el volúmen del espacio muerto, V_3 y C es el tanto por uno (o porcentaje dividido por 100) del espacio muerto.

Se tiene por tanto que:

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_d} = \frac{V_d + cV_d - cV_d \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n}}{V_d}$$

de donde: $\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n}$

a lo que es lo mismo:

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{V_1}{V_2} \right)$$

que es el rendimiento volumétrico convencional.

El rendimiento volumétrico real puede ser mucho menor que el convencional, debido al rozamiento fluido del flujo o corriente (la presión en el cilindro es menor que la presión del aire libre) y porque las paredes del cilindro, estando relativamente calientes, calientan el aire que entra.

Como P_2 es mayor que P_1 el rendimiento volumétrico disminuye a medida que aumenta el espacio muerto, y a medida que disminuye el rendimiento volumétrico, disminuye la capacidad.

Se puede observar que el rendimiento volumétrico disminuye a medida que P_2/P_1 aumenta.

1.10. CURVAS DE COMPRESION PREFERIDAS

Puesto que las curvas isentrópicas 1-a, figura 1-10, es de pendiente más pronunciada que la isoterma 1-2, al comprimir, se absorve más trabajo y entregar el gas cuando la compresión es isentrópica, que cuando es isotérmica, estando representada la diferencia por el área rayada. Las curvas de compresión con n entre 1 y k caerán dentro del área rayada.

Observamos que el trabajo para mover el compresor disminuye con n y que entre las presiones especificadas.

Trabajo del proceso Isentrópico $<$ trabajo del proceso Isotérmico.
 Trabajo del compresor Isentrópico $>$ trabajo del Compresor Isotérmico

Se consigue la compresión politrópica y valores de n menores de k circulando agua fría, a bien aire alrededor del cilindro.

El agua o el aire de enfriamiento absorben el calor debido a que el trabajo ha elevado la temperatura de la sustancia por encima de la del medio ambiente. Con cilindro previsto de camisas de agua, el valor de n sería 1.34 o mayor.

No es necesariamente deseable un bajo valor de n en un compresor. El mejor proceso de compresión depende del uso que se le de al material comprimido.

Observaremos que el proceso adiabático conduce a un aumento de la

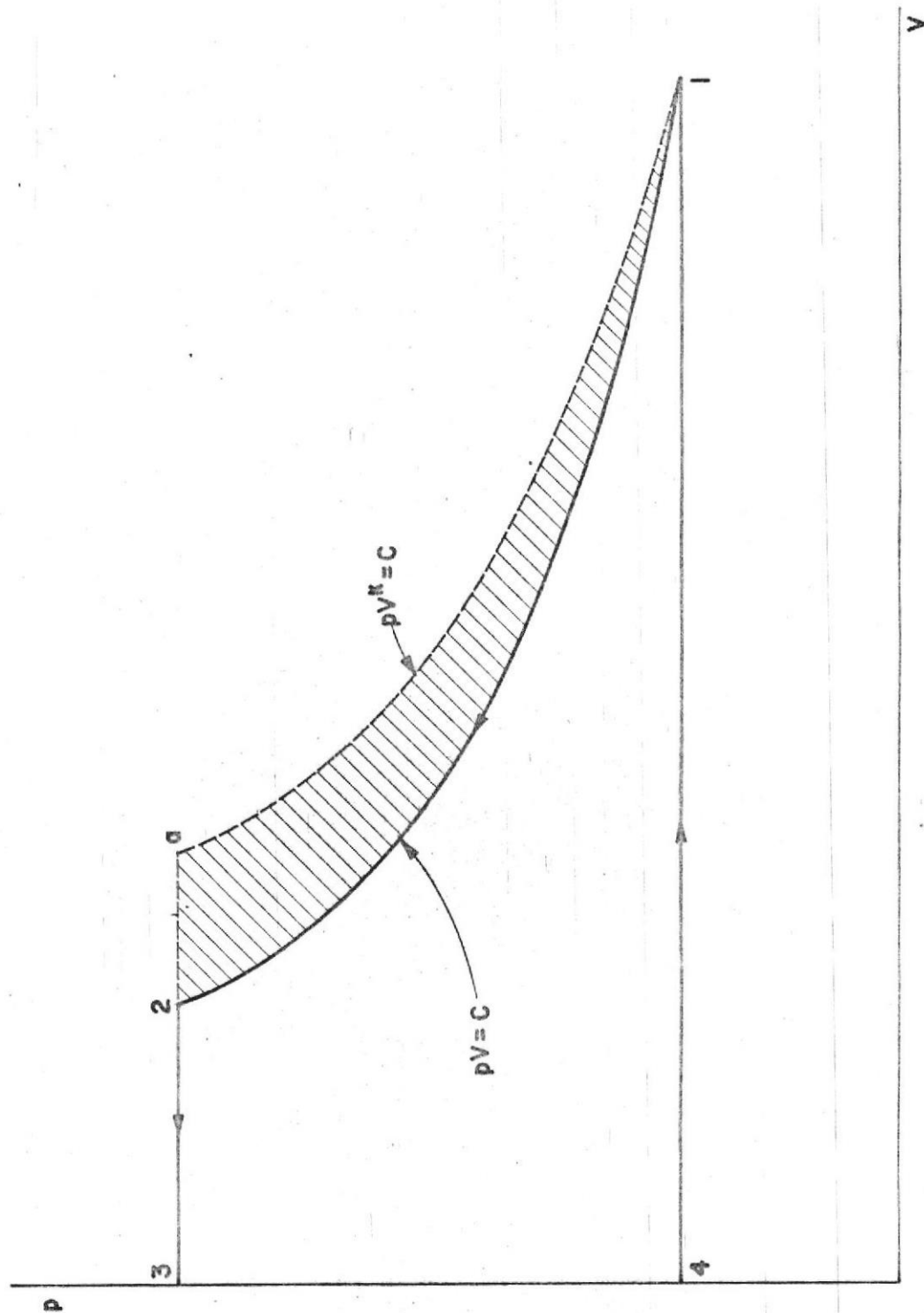


Fig. # 1 - 10.-Comparacion del trabajo entre las compresiones isotérmica e isentrópica

Entalpia (en la cantidad del trabajo realizado). De ahí que, si la sustancia comprimida se utiliza en una turbina de gas, por ejemplo, la porción disponible de la energía que interviene, es posteriormente disponible para trabajo dentro de la turbina, y se añadira menos calor en la cámara de combustión.

Por otra parte, en la mayoría de los diversos usos, el aire atmosférico comprimido, a pesar de estar caliente al entregarlo, esta frio cuando se usa, habiendo perdido su calor, cediéndolo a los medios circundantes, mientras estuvo en el receptor o en el refrigerador posterior o posrefrigerador, que es un cambiador de calor similar a un refrigerador intermedio. Dicho enfriamiento conviene para quitar el exceso de humedad del aire antes de que entre en el sistema de distribución. A una temperatura determinada, el aire a alta presión no puede "continuar" tanto vapor de agua como el aire a baja presión, y el agua se condensa naturalmente a medida que el aire comprimido se enfria. De modo que , desde el punto de vista del trabajo, la compresión isotérmica , será mayor en este caso, pero para el aire atmosférico, que siempre contiene algo de vapor de agua, dicha compresión originará problema de condensación en el cilindro del compresor que podrían hacerla intolerable aunque se pudiera lograr.

1.11. RENDIMIENTOS

1.11.1 EL RENDIMIENTO MECÁNICO DE UN COMPRESOR ES:

$$\eta_m = \frac{CVi \text{ compresor}}{CVf \text{ compresor}} = \frac{Wi}{Wf}$$

ó

$$\eta_m = \frac{ihp \text{ compresor}}{bhp \text{ compresor}}$$

Si el compresor se acciona por una máquina de vapor o un motor de combustión interna, al rendimiento mecánico del sistema del compresor es;

$$\eta_{ms} = \frac{CVi \text{ del compresor}}{CVi \text{ de la máquina impulsora}}$$

$$\eta_{ms} = \frac{ihp \text{ del compresor}}{ihp \text{ de la máquina impulsora}}$$

El rendimiento de la compresión adiabática, η_c , es la potencia teórica necesaria, según se obtiene de un diagrama convencional con compresión isentrópica, dividida por la potencia real indicada del compresor.

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo o(CV) del diagrama convencional con compresión isentrópica}}{\text{Trabajo indicado o(ihp) del compresor}}$$

que es el rendimiento de compresión más corriente mente empleado, la compresión con $S=C$ es entre los límites de presión especificados para el compresor.

El rendimiento de la compresión isotérmica se define en forma similar al de compresión isentrópica. El rendimiento total o gene

ral llamado comunmente rendimiento del compresor es:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo o CV(o, hp) ideales}}{\text{Trabajo o CV(o, hp) al freno}}$$

El trabajo ideal puede ser isotérmico o el isentrópico, generalmente es el trabajo isentrópico.

Con respecto a los compresores rotativos, en las cuales el enfriamiento durante la compresión es casi siempre despreciable usaremos el rendimiento del compresor como.

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal } s=C}{\text{Trabajo del fluido real}} = \frac{(h_1 - h_2)s}{h_1 - h_2'} \quad (\text{rotativo})$$

en 2' es el estado real (estancamiento o estacionamiento) del fluido en la descarga o impulsión y el estado 2 está a la misma presión que el 2' pero a lo largo de una línea isentrópica desde 1. Ver figura # 1-6.

1.11.2. POTENCIA CONSUMIDA DEL COMPRESOR

La potencia consumida en rozamientos CVr (a bien fhp) en el compresor es:

$$CVr = 1.54 V_d^{3/4}$$

$$fhp = 0.105 V_d^{3/4}$$

donde Vd es el desplazamiento o cilindrado del émbolo en metros cúbicos por minuto (o bien pie cúbicos por minutos).

La potencia al freno en el eje del compresor se valúa añadiendo la potencia anterior (de rozamiento) a la indicada del compresor.

1.11.3. RENDIMIENTO DE LA COMPRESION ADIABATICA

El rendimiento de la compresión adiabática η_c , es la potencia teórica necesaria, según se obtiene de un diagrama convencional con compresión isentrópica, dividida por la potencia real indicada del compresor.

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo (o CV) del diagrama convencional con compresión isentrópica}}{\text{Trabajo indicado (o CVi) del compresor}}$$

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo (o hp) del diagrama convencional en compresión Isentrópica}}{\text{Trabajo indicado (o ihp) del compresor}}$$

que es el rendimiento de compresión más corrientemente empleado.

1.11.4 RENDIMIENTO DE LA COMPRESIÓN ISOTERMICA

Se define en forma similar que el anterior salvo que en el numerador sería el trabajo del diagrama convencional con compresión isotérmica.

El rendimiento total o general, llamado comunmente rendimiento, del compresor, es:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo o CV (o bien hp) ideales}}{\text{Trabajo o CV (o bien hp al freno)}}$$

El trabajo ideal puede ser isotérmico o al isentrópico; generalmente, es el trabajo isentrópico.

Con respecto a los compresores rotativos, en los cuales el enfriamiento durante la compresión es casi siempre despreciable, usaremos el rendimiento del compresor como:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal; } S = c}{\text{Trabajo del fluido ideal}} = \frac{(h_1 - h_2)}{h_1 - h_2'}$$

en donde 2' es el estado real (estancamiento o estacionamiento), del fluido en la descarga o impulsión, i el estado 2 está a la misma presión que el 2' pero a lo largo de una línea isentrópica desde 1, ver figura 1.6.

1.12. COMPRESION EN MULTIPLES SALTOS O ETAPAS

A menudo en la práctica, se emplean más de dos escalonamiento de compresión. En la figura 1-11 se representa un diagrama P-V para un compresor que tiene cuatro escalonamientos.



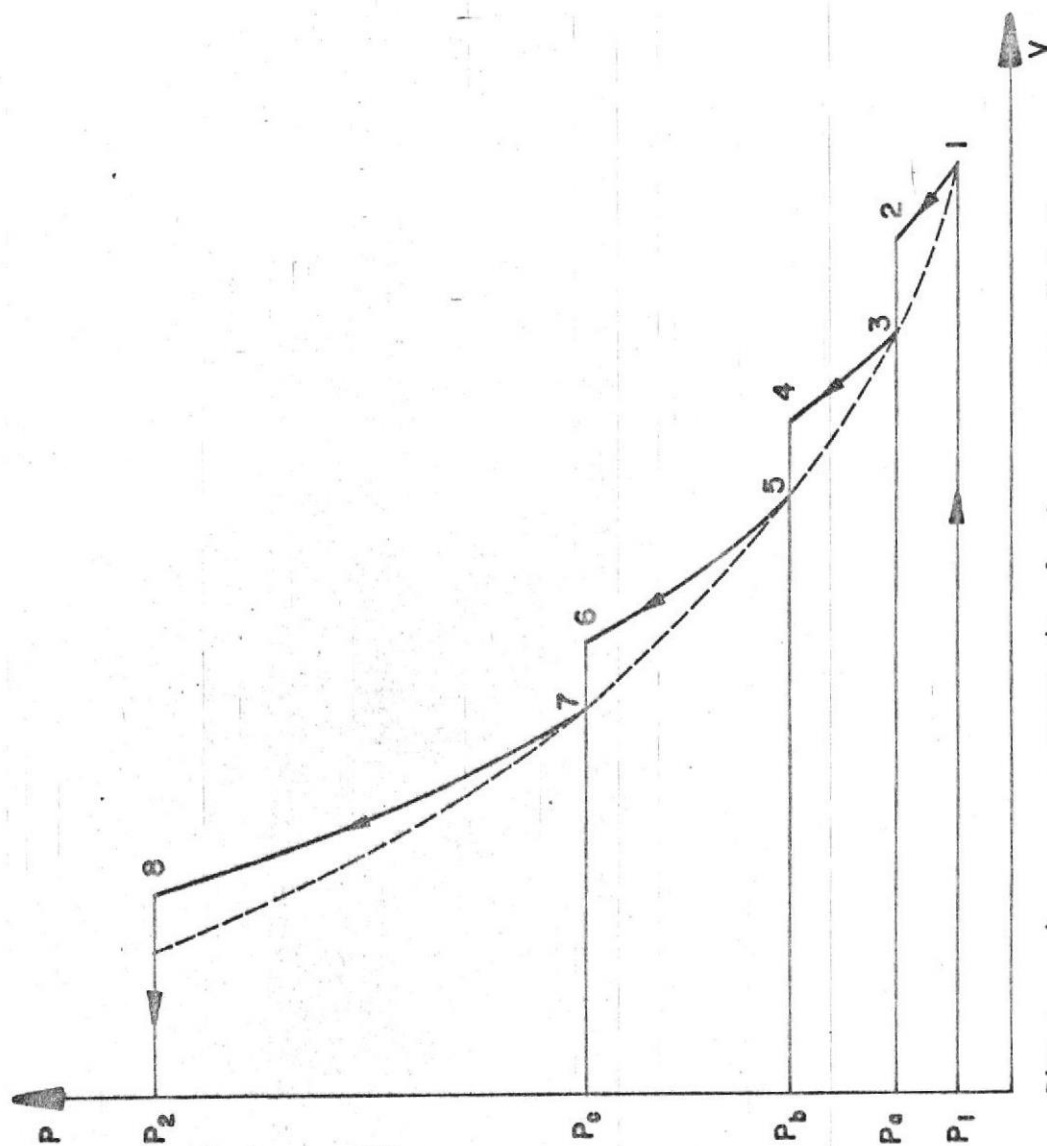


Diagrama de un compresor de 4 etapas. Fig. # 1-11.



No nos proponemos dar un detallado análisis para un compresor de más de dos etapas, no obstante diremos que para las condiciones de mínimo trabajo las presiones P_1 , P_a , P_b , etc. estarán en progresión geométrica, así que podrá tratarse como un compresor de dos escalonamientos cada par de etapas consecutivas.

Así pues tenemos: $\frac{P_1}{P_a} = \frac{P_a}{P_b} = \frac{P_b}{P_c} = \text{etc}$

por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_6}{T_5} = \text{etc.}$$

la elevación de temperatura en cada cilindro será la misma, y el trabajo mínimo total vendrá dado por:

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

por ciclo para una máquina de acción simple siendo x = número de escalonamientos.

Por otra parte como el trabajo total realizado es igual al trabajo efectuado por etapa multiplicado por el número de etapas, tenemos:

Trabajo total mínimo realizado:

$$\begin{aligned} &= x \text{ (trabajo hecho en cada etapa)} \\ &= x \left[\frac{n}{n-1} mR (T_2 - T_1) \right] \\ &= \frac{xn}{n-1} mR \text{ (elevación de temperatura por escalonamiento)}. \end{aligned}$$

1.13. DIAGRAMA DE ENERGIA PARA UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS

En el siguiente diagrama de energía del sistema, que consiste en el aire entre las fronteras de entrada y de salida, se va a realizar un balance térmico:

Para concretar, la ley de la conservación de la energía aplicada, al cilindro de BP, con $\Delta k = 0$ como es corriente tenemos:

$$W_{BP} = h_2 - h_1 + Q \quad \text{kcal/kg (o bien Btu/lb),}$$

similarmente para el refrigerador intermedio nos da ($\Delta k = 0$)

$$Q_{2-3} = h_2 - h_3 \quad \text{y} \quad Q_{2-3} = \Delta h = h_3 - h_2$$

Utilizando el volumen de control limitado por la línea de trazos gruesos y escribiendo la ecuación que iguala la energía que entra a la energía que sale se obtendrá que el trabajo total será:

$$W = h_4 - h_1 + Q_{BP} + Q_{2-3} + Q_{AP} \quad \text{kcal/kg (o bien BTU/lb)} \\ (\Delta k = 0)$$

Si se tiene que la sustancia es un gas ideal.

$$\Delta h = C_p \Delta T.$$

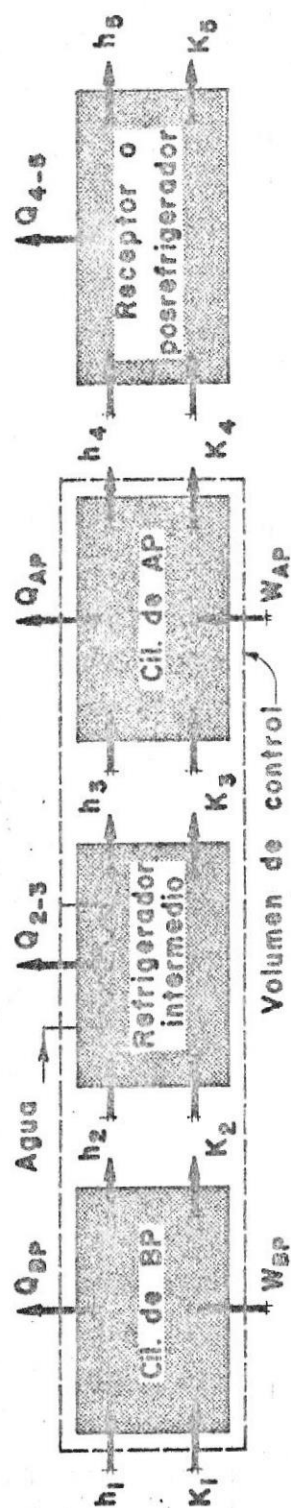


Fig. # 1 - 12 Diagrama de energia (Dos etapas)

1.13.1. COMPRESION DE DOS ETAPAS CON INTERREFRIADOR INTERMEDIO

El sistema general de la instalación de una máquina de dos escalonamiento está representado en la figura 1-13.

El aire se toma en A en el cilindro de baja presión (B-P) en el que tiene lugar una compresión hasta una presión intermedia entre la entrada y la salida. El aire que sale del cilindro B P pasa por un refrigerante intermedio que es un intercambiador de calor, extrayendo el calor del aire por transmitirse el agua refrigerante. El cilindro de alta presión (AP) se alimenta con aire frío, que proviene del refrigerante, realizando la compresión del aire hasta la presión final del suministro. El movimiento de motor primario se transmite a los dos cilindros por un mismo cigüeñal. El aire comprimido sale finalmente por el punto D.

En la figura 1-14 se muestra un diagrama P-V.

El proceso a-1 representa la entrada de aire en el cilindro B-P a la presión constante de P_1 , suponiendo al compresor sin espacio muerto. El volumen del aire que se introduce es igual pues a V_1 . La compresión en el cilindro de B P esta representada, por la curva 1-2 de acuerdo con alguna relación tipo $P V^n = C$, en la que la presión al fin de compresión es P_4 .

El proceso 2-b es el de entrega a presión constante, desde el cilindro B P al refrigerante, siendo V_2 el volumen cedido a la

EL COMPRESOR DE DOS ETAPAS

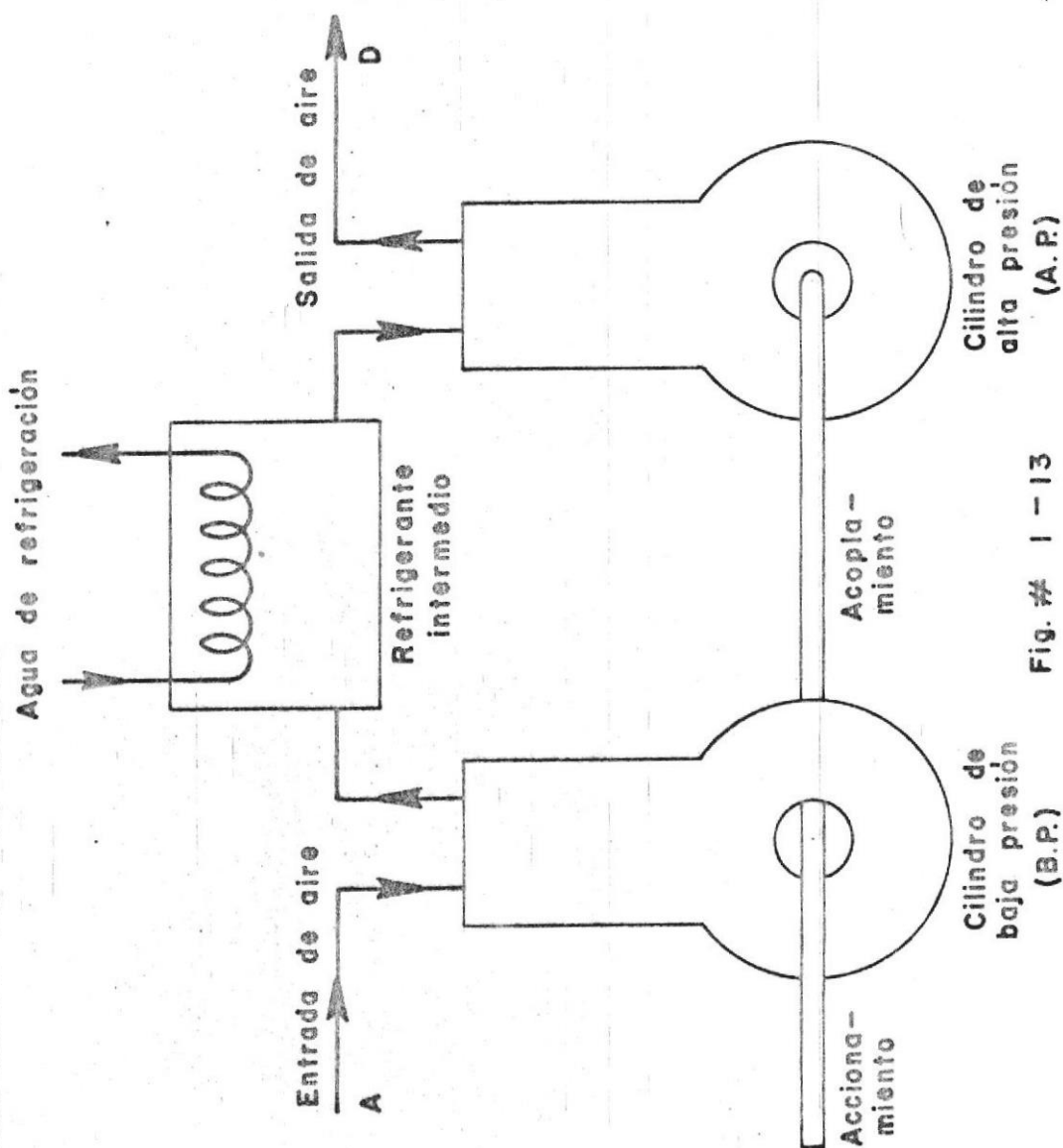


Fig. # 1 - 13

presión P_i y a la temperatura T_2 .

En el refrigerante el aire se enfria y por lo tanto se reduce a volúmen específico; en el cilindro A P se introduce un volúmen de aire V_3 , proceso representado por la línea b-3.

La fase 3-4 en el diagrama representa la compresión del aire en el cilindro A P de acuerdo con una relación $P V^n = \text{Cost.}$, desde la presión P_i hasta la presión P_d .

Finalmente el suministro del aire a la presión P_d se representa por la línea 4-c.

En los puntos 1-2-3 y 4 la masa de aire es la misma. El volúmen de aire disminuye; desde 1 hasta 2 en virtud del proceso de compresión en el cilindro B P.; desde 2 hasta 3 en virtud del proceso de enfriamiento que tiene lugar en el refrigerante i , desde 3 hasta 4 en virtud del proceso de compresión en el cilindro de A. P.

El grafico 1-15 es un diagrama para un compresor de dos escalonamiento como puede verse.

Las líneas onduladas durante la carrera de admisión y escape , son debidas a las oscilaciones que originan las válvulas. Los diagramas de B P i A P son debido a la caída de presión en el refrigerante y pueden también perfectamente apreciarse los efectos del espacio muerto.

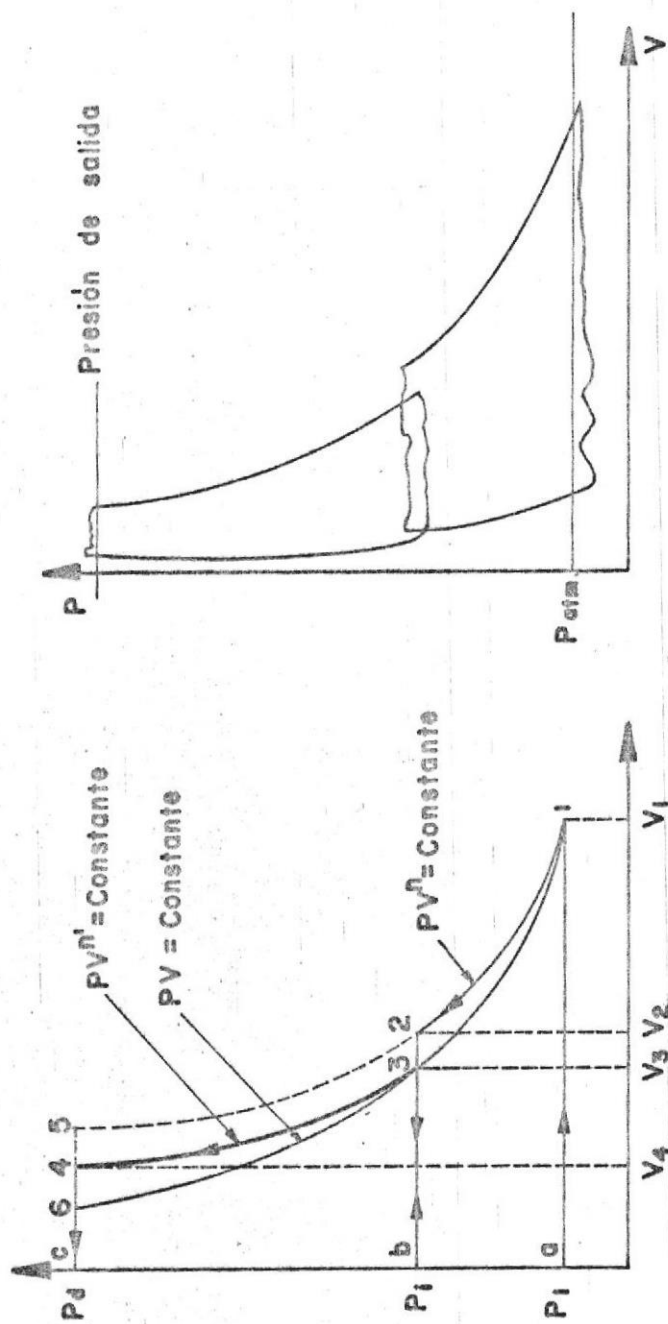


Fig. 1-15

Fig. 1-14

Diagramas P-V para un compresor de dos etapas

Vamos a ver las condiciones para el trabajo mínimo en un compresor de dos escalonamiento.

El trabajo efectuado es la suma de las dos cantidades de trabajo separadas en cada cilindro y por tanto igual a las sumas de las áreas a-1-2-b y b-3-4c, puede apreciarse, en la figura 2-14 que la suma de las áreas a-1-2-b y b-3-4c es menor que el área a-1-5c; siendo un total igual al área 2345.

Esta área representa el trabajo ahorrado al efectuar la compresión en dos pasos.

Si la compresión fuera completamente isotérmica el proceso estaría representado por el paso 1-3-6 y el trabajo realizado estaría representado por el área a-1-6c.

En este caso no habría ahorro de trabajo al realizarlo en dos pasos.

Es pues evidente que habrá un valor óptimo de P_i para el que el trabajo ahorrado sería máximo o inversamente para el cual el trabajo realizado sería mínimo. Para obtener este valor óptimo de P_i se harán las siguientes suposiciones:

- a) Los índices de compresión en ambos cilindros son iguales a N
- b) El aire se enfría en el refrigerante a la temperatura del punto 1 (osea la inicial T_1).
- c) No hay pérdida de presión en el refrigerante.
- d) Se desprecian los efectos del espacio muerto.

Bien tenemos que, trabajo efectuado en el cilindro de B P, en un ciclo =

$$= \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

siendo la relación de presiones en el cilindro $\left(\frac{P_i}{P_1} \right)$ y el ciclo de trabajo dado en el cilindro A P.

$$= \frac{n}{n-1} P_3 V_3 \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

referidos a la figura -14.

El trabajo total del ciclo combinado sería:

$$\frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} P_3 V_3 \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

lo cual se reduce a:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]$$

ya que $P_1 V_1 = P_3 V_3$, los puntos 1 y 3 están en la isoterma 1-6.

Para valores fijos de las presiones de entrada y salida y para un valor de n constante las únicas variables para un compresor determinado sería P_i

Para condiciones de trabajo mínimo $\frac{dw}{dP_i}$ será igual a cero.

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dP_i} &= \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\frac{1-n}{n} P_d^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_i^{\frac{1-n}{n}} + \frac{n-1}{n} P_i^{\frac{1-n}{n}} \cdot P_i^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \\ &= \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\frac{1-n}{n} P_d^{\frac{n-1}{n}} P_i^{\frac{1-2n}{n}} + \frac{n-1}{n} P_1^{\frac{1-n}{n}} P_i^{-\frac{1}{n}} \right] \end{aligned}$$

Entonces para el trabajo mínimo:

$$\frac{1-n}{n} P_d \frac{n-1}{n} P_i \frac{1-2n}{n} + \frac{n-1}{n} P_1 \frac{1-n}{n} P_i - \frac{1}{n} = 0$$

ó

$$\frac{P_d \frac{n-1}{n}}{P_1 \frac{1-n}{n}} = \frac{P_i \frac{1-n}{n}}{P_i \frac{1-2n}{n}}$$

$$\therefore (P_d P_1) \frac{n-1}{n} = P_i \frac{-1}{n} - \left(\frac{1-2n}{n} \right) = P_i \frac{2n-2}{n} = P_i^2 \left(\frac{n-1}{n} \right)$$

de donde: $P_d P_1 = P_i^2$

ó

$$P_i = \sqrt{P_d P_1}$$

Así pues, para condiciones óptimas y mínima de trabajo, la presión del refrigerante intermedio es la medida geométrica entre las presiones de entrada y salida.

El trabajo actual del trabajo mínimo puede ahora obtenerse sustituyendo

$P_i = \sqrt{P_1 P_d}$ en la ecuación.

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]$$

Por lo tanto el mínimo trabajo realizado es:

$$\begin{aligned} &= \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{\sqrt{P_1 P_d}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{\sqrt{P_d P_1}}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \\ &= \frac{n-1}{n} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{\sqrt{P_d}}{\sqrt{P_1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \end{aligned}$$

$$W = \frac{2n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

Ahora vamos a obtener el trabajo para cada cilindro.

Trabajo realizado en el cilindro de BP.

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

reemplazando $P_i = \sqrt{P_d P_1}$ se tiene que.

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\sqrt{\frac{P_d P_1}{P_1}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

lo que nos da:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

El trabajo efectuado en el cilindro A P. se tiene que:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

por lo tanto:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_d}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

de donde se ve que el trabajo realizado en cada cilindro es el mismo, manteniendo en cuenta lo supuesto anteriormente.

1.14. VELOCIDADES

Las carreras son relativamente cortas, variando de aproximadamente 3 3/8 pulg. a 6 pulg., en orden para permitir buena velocidad rotativa y permitir el uso de mayor rendimiento.

Las velocidades estan marcadas para regimenes estandar de 60 Hertz A C velocidad del motor de 870 y 1160 r/m.

En tamaños más grandes, 1760 rpm los modelos son variables.

En muchos casos, los compresores pueden ser operados a velocidades bajos para cambiar de movimientos, si deseara.

En nuestro estudio las velocidades de los compresores estan oscilando entre 425 rpm y 850 rpm. como rango de trabajo para las pruebas.

1.15. TIPOS DE COMPRESORES

El término compresor es un término general. Los compresores que elevan la presión sólo una fracción de 0.07 kg/m^2 (o bien 1 lb/pulg^2) se llaman generalmente ventiladores.

Los compresores que elevan la presión hasta, por ejemplo 2.5 kg/m^2 manométricos (o bien $35 \text{ lb/pulg}^2 \text{ man}$) se denominan con frecuencia, sopladores o máquinas soplantes, de los cuales hay muchos tipos, que incluyen máquinas de movimiento alternativos.

Los compresores de corriente o flujo axial, se pueden proyectar con

rendimiento de compresión relativamente alto para manipular grandes cantidades de aire

1.16. DEFINICION BASICA DE PSICROMETRIA

El aire atmosférico normal contiene una cierta cantidad de vapor de agua.

El vapor de agua contenido varía considerablemente con las condiciones atmosféricas y en un proceso tal como compresión y posteriormente un enfriamiento las proporciones ambientales de la mezcla - pueden ser cambiadas.

Es decir se puede concluir que Psicrometría es el estudio de las propiedades de mezcla de aire y vapor de agua.

1.17. HUMEDAD ESPECIFICA

Veremos que es conveniente basar los cálculos en una unidad de masa de gas seco, porque la masa del vapor y, por lo tanto, la de la mezcla, varía frecuentemente; pero la masa del gas seco permanece constante durante una operación en estado estacionario.

En consecuencia, un término conveniente es la masa de vapor por kg (o bien, lb) de gas seco, llamada relación de humedad () en relación con la mezcla de aire vapor de agua.

Es decir:
$$\omega = \frac{\text{Masa de vapor de agua}}{\text{Masa de aire seco}} = \frac{M_v}{M_a} = \frac{V_a}{V_v}$$

donde a y v son los volúmenes específicos.

Asumiendo que el vapor de agua se comportara como un gas perfecto,

entonces usaremos las leyes de Dalton de presiones parciales.

$$P_v \sqrt{\quad} = M_v R_v T_v$$

$$P_a \sqrt{\quad} = M_a R_a T_a$$

entonces:

$$T_a = T_v$$

$$\omega = \frac{P_v}{P_a} \frac{R_a}{R_v} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

donde:

$$R_a = \text{constante del gas para aire seco} = 0.2871 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{k}}$$

$$R_v = \text{constante del gas para vapor de agua} = 0.4615 \text{ kj/kg}^\circ\text{k}$$

$$y \quad P = P_a + P_v$$

1.18. HUMEDAD RELATIVA ϕ

Se llama humedad relativa a la relación de las presiones de vapor. Como se vera la humedad relativa de un vapor recalentado puede, en consecuencia, expresarse por la presión real del vapor dividido por la presión de saturación correspondiente a la temperatura del vapor es decir:

$$\phi = \frac{\text{Presión parcial del vapor de agua } P_v \text{ a } T_1}{\text{Presión parcial de vapor de agua en aire saturado a } T_1}$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_v(\text{sat})} = \frac{M_v}{M_v(\text{sat})} = \frac{V_v(\text{sat})}{V_v}$$

1.19. PUNTO DE ROCÍO

Imagínese un recipiente en el cual hay vapor recalentado (por ejemplo H₂O), estado 1, figura 1.16. Si este recipiente se coloca en un medio circundante más frío de modo que el calor fluya hacia afuera, el vapor recalentado se enfría, por ejemplo, a presión -

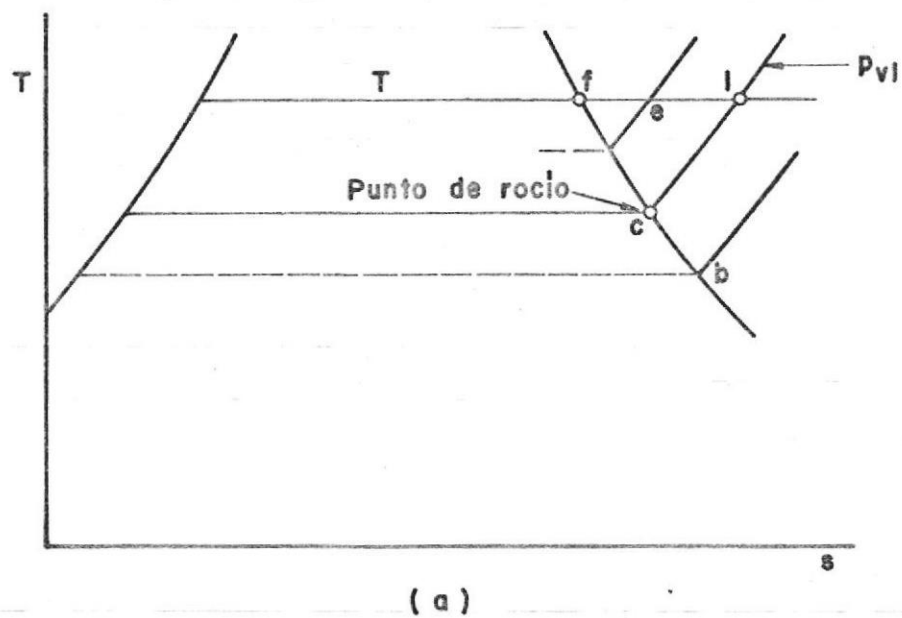


Fig. # 1 - 16

Punto de rocío y humedad relativa

constante trayectoria l-c. Si en c donde el vapor está saturado, se rechaza o cede más calor, como sucedería en una atmósfera con temperatura decrecientes, la que significa necesariamente que la presión también disminuye (puesto que está saturado), algo de vapor se condensara. La parte que permanece en estado de vapor que dará siempre saturado y en estado estará a lo largo de la curva de vapor saturado, cb, figura 1.16.

El estado c es el punto de rocío a presión constante con respecto al estado inicial l; la temperatura T_c es la de saturación que corresponde a la presión de vapor P_v .

Se puede concluir que el punto de rocío es la temperatura a la cual el aire debe ser enfriado por condensación de vapor de agua.

1.20. TERMOMETROS DE BULBO SECO Y HUMEDO

Son los termómetros el cual sirve el uno para medir la humedad relativa del aire atmosférico que consiste en un termómetro que tiene sobre su ampolla una gasa, o una mecha humeda.

El otro termómetro sirve para medir la temperatura real del aire llamandolo termómetro de ampolla seca, debido a que se tiene que leer la temperatura en un termómetro cuya ampolla esta seca.

CAPITULO N° II

DISEÑO DE COMPRESORES

Antes de entrar en detalles mecánicos de como esta formado un compresor de aire vamos a explicar en pocas palabras como ocurre el cambio de presión y volumen dentro del compresor. Estos cambios ocurren al final de cada uno de los cilindros y pueden ser vistos en la figura #2-1.

La distancia L representa el volumen desplazado por el pistón durante una carrera comenzando con el pistón en G y el cilindro lleno de aire a presión atmosférica. La presión del aire encerrado gradualmente asciende así como el pistón reduce el volumen, y el calor de compresión actúa solamente a la presión H, ligeramente encima de la presión del reservorio reconstruido completandose la carrera.

Bien, el compresor, el motor y su reservorio generalmente estan construido como un conjunto sobre una base o montaje único. Los compresores de pistones (dibujo #2-2) son en la mayoría muy comunes, se puede observar que la construcción general es muy similar en muchos aspectos a los motores de automóvil. La mayoría de los compresores de pistón para instalaciones pequeñas son de cilindro vertical, algunos tipos industriales tienen cilindro horizontal.

Entre los elementos principales de un compresor estan:

- 1.- Los elementos de compresión son: cabezal, pistón y cilindro junto con las válvulas de entrada y descarga.

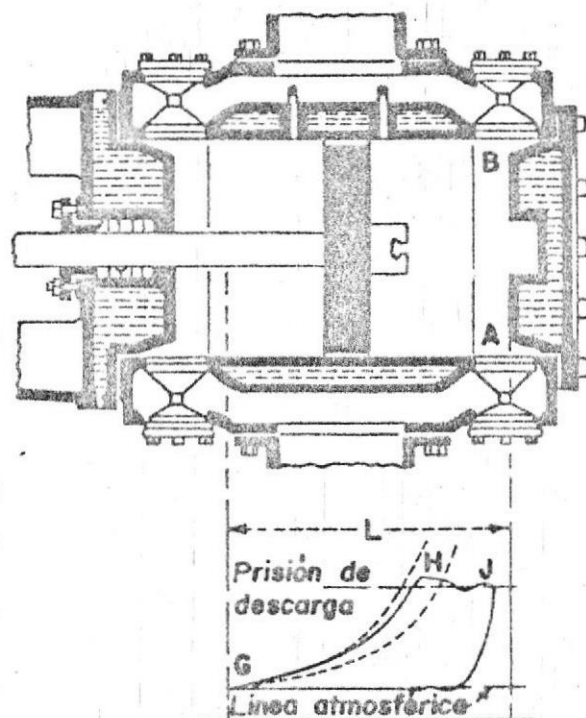


Fig. # 2 - 1

Condiciones dentro del cilindro del Compresor

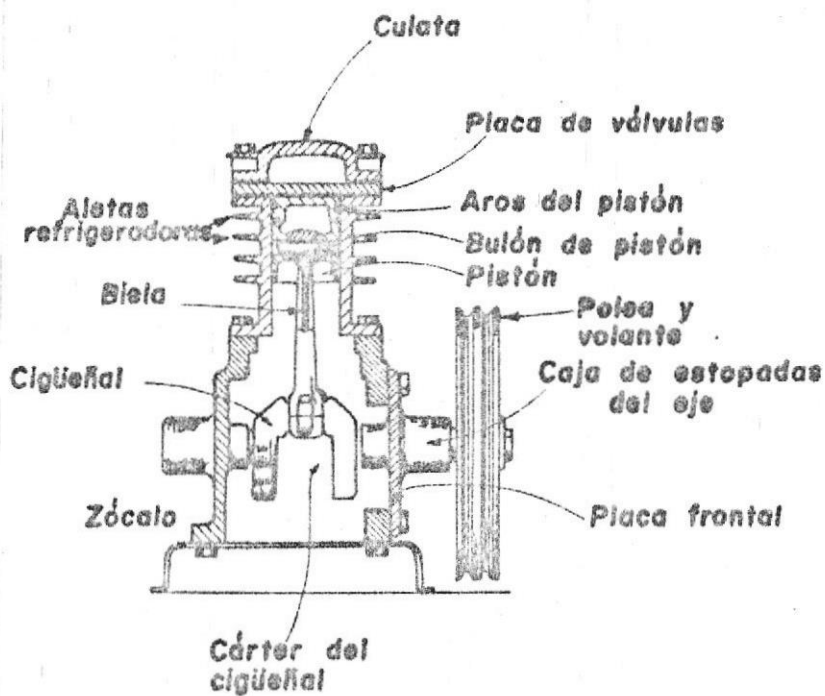


Fig. # 2 - 2

Compresor de pistón

- 2.- Un sistema de barras de conexión, pistón, cruceta y polea para transmitir la potencia desarrollada por el motor al pistón del cilindro.
- 3.- Un sistema de auto lubricación para rulimanes de engranajes y paredes del cilindro, incluyendo un reservorio o sumidero para el aceite lubricante, una bomba u otro método para salpicar aceite a las partes varias, además filtros y enfriadores.
- 4.- Un sistema de enfriamiento para remover el calor desde el cilindro y el cabezal, intercambiadores e interenfriadores.
- 5.- Un sistema de control de regulación diseñado para mantener en la línea de descarga y en el reservorio sin un cierto predeterminado rango de presiones.
- 6.- Un sistema de descarga el cual opera en conjunto con el regulador, para reducir las cargas o eliminarlas completamente.

Las culatas están fijadas mediante pernos con juntas a superficie rectificadas para obtener el cierre.

Los compresores refrigerados por aire tienen aletas delgadas para transmitir el calor de la culata y cilindro al aire que se hace circular mediante un ventilador, el cual a menudo forma parte del volante o constituye los radios del mismo. Los compresores refrigerados por agua tienen camisa de agua en los cilindros y a veces en las culatas en forma muy similar a los motores de automóvil. Los aros de compresión y de engrase se utilizan principalmente en compresores donde no



tienen que circular más que una pequeña cantidad de aceite. Los pistones son usualmente de fundición de hierro, los bulones de pistón, son de aceite templado y las bielas de acero forjado.

Los cilindros pueden ser fijados al cárter mediante tornillos tal como indica la figura (2-2), o también el cilindro y el cárter pueden formar una sola pieza. Comúnmente se utiliza placas o tapas frontales de cigüeñal para permitir la retirada de éste desmontando que el cojinete inferior de la biela ha sido desmontado.

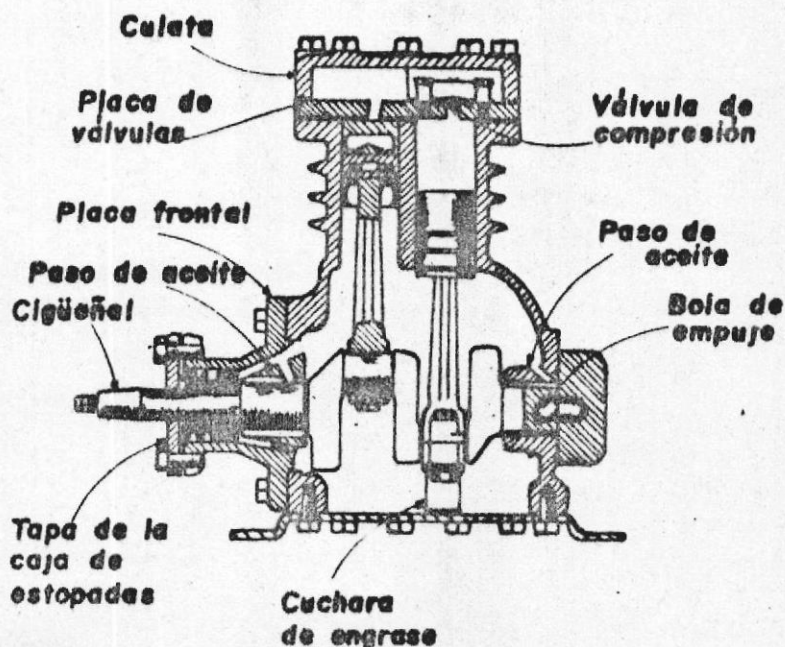


Fig. # 2 - 3

**Corte en sección de un
Compresor de pistón**

La figura # 2-3 muestra un corte en sección de un compresor de pistones de dos cilindros que son los más generalmente usados en la actualidad.

Los compresores de piston de una sola etapa son normalmente usados para suplir aire en un rango de presión de 40 a 100 psig. En los compresores de dos etapas con refrigerante intermedio son normalmente aplicados a un rango de acción de 100 a 250 psig.

CARRERA

Las carreras son relativamente cortas, variando desde aproximadamente , 3 $\frac{3}{8}$ de pulgada a 6 pulgadas, para permitir buena velocidad de rotación.

En cuanto a la refrigeración intermedia es muy buena porque transfiere el calor de la compresión a los alrededores atmosféricos.

Las más comunes son los enfriados por aire en la cual las máquinas transfieren el calor desde los cilindros, cabezales e intercambiadores por medio de convección de una rafaga de viento mandada por el ventilador , del compresor.

Los modelos enfriados con agua tienen camisa de agua en el cabezal y el cilindro para permitir absorber el calor de la compresión y pueden ser construido para enfriamiento de aire o agua.

En cuanto a los compresores de doble etapa estos son diseñados por la razón de incrementar la potencia para obtener una alta relación de compresión; y permitir un servicio multiple y son por lo general estos com

presores para un servicio continuo.

Estos son diseñados como mínimo de 10 hp. a un máximo de 12.000 hp. siendo estos contruidos de varias etapas y con refrigerantes intermedios.

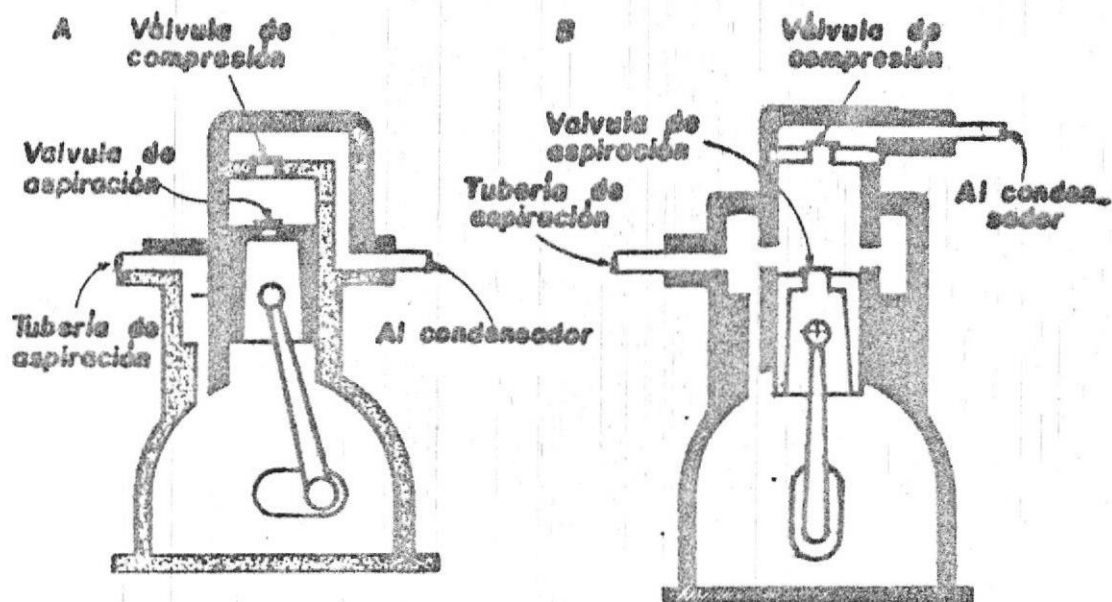


Fig. nº 2 - 4

Montaje de una válvula de compresión

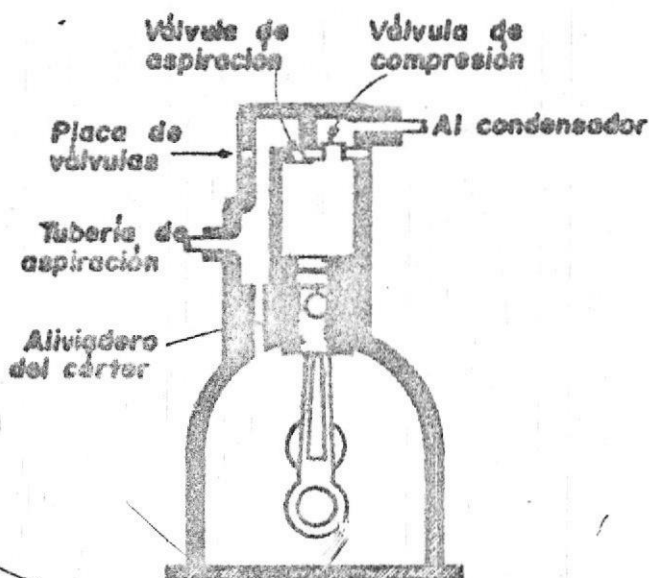


Fig. nº 2 - 5

Montaje de válvula en una
placa de válvulas

2.2. VALVULAS DE ASPIRACION Y DE COMPRESION

Los compresores de pistón requieren una válvula de aspiración en algún punto entre la tubería de aspiración y el espacio que se forma entre la parte superior del pistón, e igualmente, una válvula de compresión entre la parte superior del pistón y la tubería, que va al tanque.

La figura #2-4 indica como puede estar montada las válvulas de compresión en una placa de válvula situada entre el cilindro y la culata. Aquí la válvula estan representadas por discos planos o placas colocadas encima de la abertura o lumbreras.

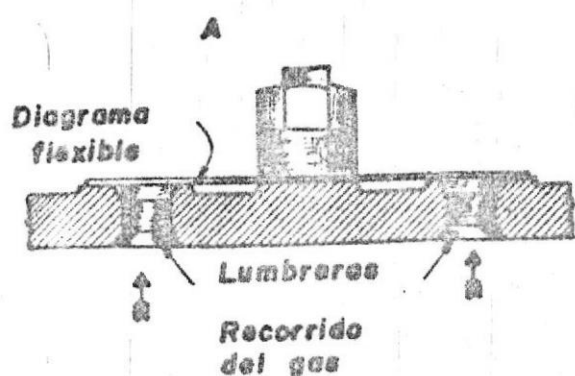
En la figura #2-4 parte A el aire procedente de la tubería de aspiración es aspirado al interior del cárter mientras el pistón sube en el cilindro; al descender el pistón, la válvula de compresión esta cerrada y se abre la válvula de aspiración que permite el paso del aire comprimido al espacio de encima del pistón.

Cuando el pistón sube nuevamente, la válvula de aspiración se cierre, se obliga a abrirse a la válvula de compresión y se comprime el aire hacia el tanque.

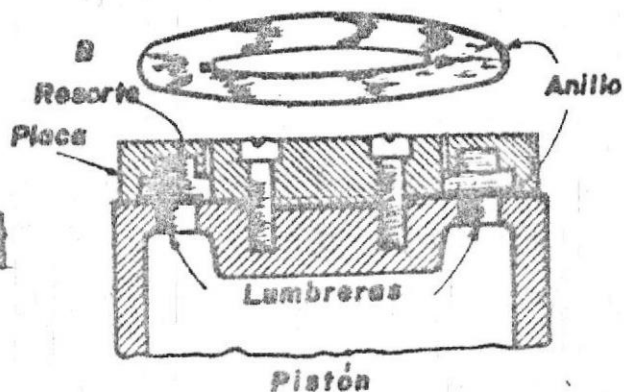
En B, de la misma figura #2-4 el funcionamiento es similar al de A, en que el aire es aspirado al cárter y entonces pasa a través de las válvulas de aspiración y de compresión. Pero en este caso cuando el pistón llega al punto más bajo de su carrera descubre lumbreras previstas en la pared del cilindro en las cuales comunican con la tubería de aspiración, y aun entra más aire en el espacio de encima del pistón, a través de la misma.

En la figura #2-5 indica de que forman tanto la válvula de aspiración como la de compresión pueden ser montadas en una placa de válvulas. Cuando el pistón baja dentro del cilindro, ambas válvulas, son desplazadas hacia abajo lo cual ocasiona la apertura de la válvula de aspiración y el cierre de la compresión, para llenar el espacio del cilindro con aire procedente de la tubería de aspiración.

Cuando el pistón sube, ambas válvulas son forzadas hacia arriba, cerrando la válvula de aspiración y abriendo la de compresión, comprimiendo el aire hacia el tanque. La abertura aliviadero del cárter permite que el aire entre y salga del mismo, mientras el pistón se mueve hacia arriba y hacia abajo, evitando de esta manera los cambios de presión bruscos dentro del cárter, ya que el movimiento del pistón altera el volumen del espacio dentro del mismo.



Valvula de Diafragma



Valvula de Anillo

Fig. # 2 - 6

2.3. CONSTRUCCION DE LAS VALVULAS

En los compresores de pistón se utilizan muchos tipos diferentes de válvulas de aspiración y de compresión. Como regla general, el tipo es el mismo o similar para las dos válvulas en cada compresor.

En la figura #2-6 parte A se ha representado una válvula del tipo de diafragma, consistente en una pieza circular de acero muy delgada y flexible, cuya porción plana exterior descansa sobre una superficie pulimentada en la que se encuentran varias lumbreras dispuestas en círculo.

Se asegura el diafragma firmemente en su parte central, cuando la presión del aire debajo del diafragma excede a la que se haya encima, el borde del mismo se dobla y permite el paso del aire.

En B de la misma figura #2-6, vemos una válvula de anillo, consistente en un disco circular plano con una gran abertura redonda en su centro. Este anillo plano descansa sobre varias lumbreras dispuestas en círculo, con la cara inferior plana del anillo mantenida contra la superficie pulimentada plana que hay alrededor de las lumbreras, por medio de varios resortes helicoidales. La presión desde debajo del anillo se levanta cuando supera la tensión de los resortes helicoidales, y permite el paso del aire a través de las lumbreras.

La figura # 2-7 indica dos tipos de válvulas de lengüetas: en A se encuentra una lengüeta de acero delgada y flexible, asegurada firmemente por un extremo, la cual se apoya por otro extremo sobre la superficie pulimentada de alrededor de una o más lumbreras; la presión desde abajo, levanta la lengüeta flexible y permite el flujo de aire. En B, una lengüeta flexible oblonga es mantenida en posición, y su altura de elevación es limitada por una platina rígida más gruesa.

La presión procedente de abajo hace que la lengüeta se doble hacia arriba, contra la platina, abriendo la lumbrera para permitir la circulación del aire.

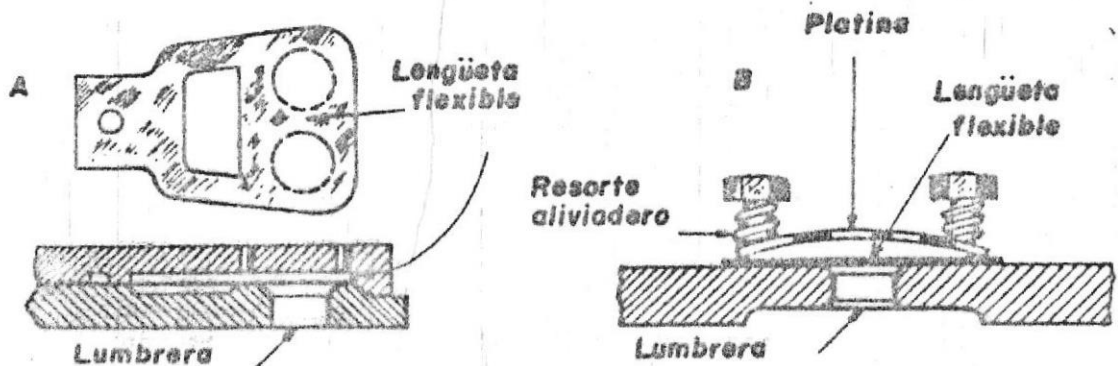


Fig. 2-7
Válvula de Lengüetas

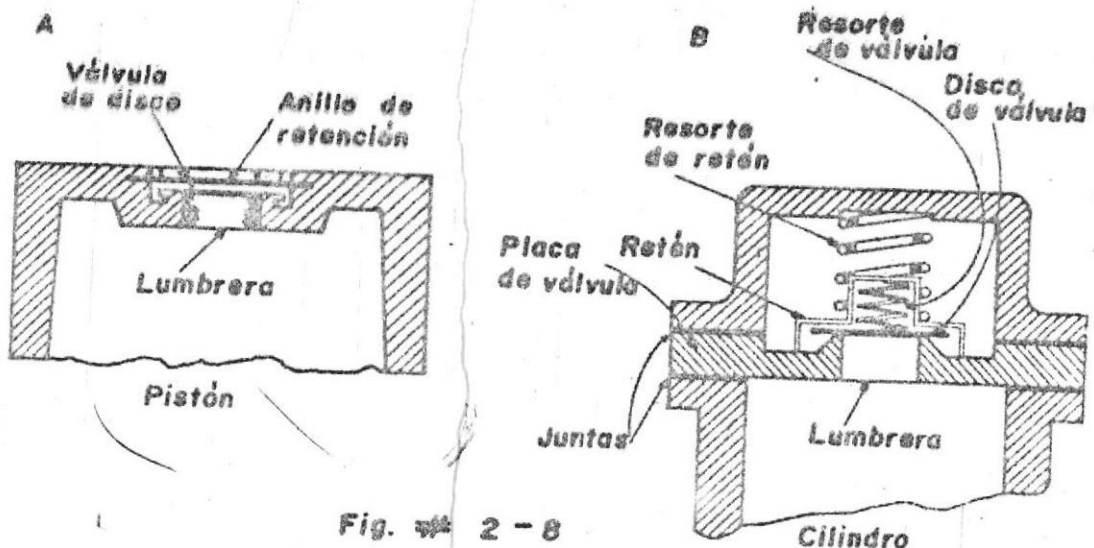


Fig. 2-8
Válvulas de Disco

En A de la figura #2-8 se representa un tipo simplificado de válvula de disco, en el cual éste descansa por su propio peso sobre la lumbrera y no puede levantarse más que un trecho muy pequeño, por la acción de un anillo de retención que se monta por expansión dentro de una ranura o alojamiento.

En B de la misma figura se representa un disco de válvula mantenido contra la superficie que rodea la lumbrera, mediante un resorte helicoidal ligero. Un retén soporta este resorte ligero, limita la elevación del disco y es a su vez apretado hacia abajo por un resorte helicoidal de retén más fuerte. Si el aire es forzado a través de ésta válvula, se levanta el disco, aplicándose contra el retén, y éste se levanta contra la tensión del resorte de retén, para proporcionar una gran abertura que evita desperfectos debidos al paso del aire.

2.4. LUBRICACION DEL COMPRESOR

Las partes funcionales interiores de los compresores pequeños de pistón se lubrican usualmente por medio de un sistema de engrase por borboteo. En este sistema de cárter contiene una cantidad de aceite relativamente grande. Unos salientes o cucharas, previsto en las partes más bajas de las bielas, visibles en la figura #2-2 salpican aceite a las paredes del cilindro, para la lubricación de cilindro o pistón.

El aceite entra en los cojinetes del cigueñal y en los inferiores de las bielas a través de agujeros taladrados en los soportes. El lubricante llega al cojinete de bulón de pistón desde las paredes del cilindro e igualmente a través de agujeros previstos en la

parte superior de los manguitos de pistón que soportan el bulón. La figura #2-2, muestra paso de aceite a travéz de los cuales el aceite que vuelve de las salpicaduras, entra en los cojinetes extremos del cigueñal

Los grandes compresores de pistón la mayoría de los tipos de alta velocidad y algunos de los de tamaño más pequeños son lubricados por engrase a presión, mediante el cual una bomba inyectora a presión a todas las superficies de rozamiento importantes. La figura #2-9, muestra un sistema de esta clase en la que una bomba movida por el cigueñal aspira aceite, a travéz de un filtro de tela metálica fina del depósito o colector de aceite en el cárter y la dirige a uno de los cojinetes del cigueñal, desde el cual fluye a travéz de agujeros taladrados, pasando por el cigueñal hasta el cojinete o cojinetes de biela y luego hacia el otro cojinete del cigueñal. De este segundo cojinete de cigueñal, de aceite pasa por el compartimiento del cierre de eje y vuelve al cárter, para circular de nuevo. De cada cojinete de biela parte un pequeño tubo o agujero taladrado, que comunica con el cojinete de bulón de esta biela.

Las paredes del cilindro y el pistón son lubricados por el aceite expulsado de los cojinetes de biela y el que se escapa de los cojinetes de bulones.

Los compresores de pistón suelen tener una varilla para la comprobación del nivel de lubricante, la cual se extiende hacia abajo en el depósito de aceite, a travéz de una abertura suficientemente elevada, prevista en uno de los lados del cárter. La varilla se puede sacar para ver hasta que altura se extiende el aceite en relación con marcas que lleva.

También llevan estos compresores una mirilla acopladas al cárter o cubierta exterior, de forma que el nivel de aceite puede observarse a través de la misma.

CAPITULO III

DESCRIPCION GENERAL CORRESPONDIENTE AL COMPRESOR DE AIRE GT102 Y GT102/2

El compresor de aire Gilkes Tutor esta diseñado para realizar unas simples pruebas para la investigación de los rendimientos de un compresor de aire tanto de la primera como de la segunda etapa.

Los experimentos básicos que se realizan en el compresor de aire nos van a dar datos con el cual podemos realizar el análisis teórico del compresor y así poder obtener el rendimiento de dicha unidad.

Como el análisis teórico de un compresor de aire esta desarrollado en el capítulo #2, donde se dan la teoría para obtener las fórmulas para poder desarrollar los cálculos de los diferentes tópicos como son: Trabajo tanto para compresión adiabática e isentrópica como para compresión politrópica e isotérmica, así como los diagramas P-V y rendimientos, etc. en este capítulo vamos a considerar la forma en que esta formado el compresor de aire y su funcionamiento así como las mediciones que se van a realizar para poder hacer los análisis antes mencionados.

Un compresor de aire reciproco es simplemente un aparato mecánico el cual durante su operación un cierto volumen de aire es inducido entre los cilindros. El aire es comprimido de acuerdo a una compresión politrópica, lo que hace incrementar tanto la presión como temperatura, el aire comprimido pasa a través de una válvula de disco que esta ubicada en la descarga del sistema, la cual se abre en el momento en que la presión del cilindro es un poco mayor que la presión del sistema circundante.

Esta descarga continua hasta que el pistón alcanza el punto muerto superior. Como el pistón se mueve hacia abajo del cilindro, el próximo volumen de aire es inducido haciendo que el proceso sea repetido.

Con esta pequeña introducción pasaremos a describir en forma breve como esta conformado el equipo en la cual se basa esta tesis.

El equipo es un compresor de aire de doble etapa los cuales estan por separado y pueden ser acoplados por medio de (o sin) el intercambiador intermedio. Cada etapa esta prevista de un cabezal de un solo pistón unido al motor trifásico por medio de acoples de bandas. A cada uno de los cabezales tanto para la primera etapa como para la segunda se le puede acoplar el equipo diagramador, el cual nos da la figura exacta de la carrera del pistón. Cada etapa tiene un tanque de almacenamiento de aire comprimido con una capacidad de 125 litros y una presión de diseño de 12 bar.

Además el equipo esta previsto de una serie de medidas las cuales nos dan la lectura en el momento de hacer las pruebas, estas lecturas pueden ser de presión, temperaturas, revoluciones, voltages y amperajes.

Se van a realizar tres diferentes tipos de pruebas, siendo esta a saber:

- a.- Sólo en la primera etapa.
- b.- La segunda etapa acoplada a la primera. Y
- c.- La primera y segunda etapa acoplada al intercambiador intermedio.

En el próximo capítulo #4 y en el capítulo #6 están dadas la forma en que se hicieron las pruebas, así como los datos y resultados obtenidos.

CAPITULO N.º IV

TRABAJO EXPERIMENTAL

Para poder realizar nuestro trabajo experimental y poder hacer una comparación de los resultados obtenidos con los que ya son tradicionales en termodinámica, vamos a describir cada una de las fórmulas en que se van a basar nuestro estudio de investigación y poder dejar sentada los resultados para que los estudiantes del departamento de Ingeniería Mecánica, cuando vallan a realizar sus prácticas pueden comparar dichos resultados con los ya obtenidos al realizar esta investigación.

4.1. CALCULO DEL FLUJO DE MASA DE AIRE ($\dot{m}_a$)

Para poder realizar este cálculo nos vamos a basar en la fórmula siguiente: $\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{\Delta P \times P_3}{T_3}}$ Kg/seg)

en la cual.

ΔP = Representa la diferencia de presiones que hay entre las cabezas de los orificios, cuyo diametro son: $d_1 = 12.7$ mm y $D = 25.4$ mm., la diferencia de presiones viene dada en M M Wg.

P_3 = Es la presión corriente abajo del orificio de plata viene dado por $= 0.098 \times 10^{-3} \times P'_3 + P_o$, viene dada en bar absolutos.

P'_3 = Es la presión leída en el manómetro (mm wg)

P_o = Es la presión atmosférica, viene dado en bar abs y es igual a 1.01863 bar.

$T_3 = T_3' + 273$, en la cual T_3' es la temperatura del termómetro. T_3 = viene dado en grados kelvín.

4.2. RAZON O RELACION DE COMPRESION (R_p)

La razón o relación de compresión viene dado por las relaciones de presiones de mayor a menor es decir:

$$R_{p1} = \frac{P_{12}}{P_{11}} = \frac{P_{12}' + P_o}{P_{11}' + P_o}$$

R_{p1} es la relación de presión en la primera etapa.

P_{12} es la presión en el punto 2 de la primera etapa.

P_{11} es la presión en el punto 1 de la primera etapa.

P_{12}' y P_{11}' son las lecturas de las presiones en manómetros.

P_o es la presión atmosférica tomada en el cuarto donde se realizan las mediciones, es decir donde esta actuando el compresor.

Para la segunda etapa tenemos:

$$R_{p2} = \frac{P_{22}}{P_{21}} = \frac{P_{22}' + P_o}{P_{21}' + P_o}$$

R_{p2} representa la relación de presión en la segunda etapa

P_{22} es la presión en el punto 2 de la segunda etapa.

P_{21} es la presión en el punto 1 de la segunda etapa.

P_{22}' y P_{21}' son las lecturas de las presiones en los manómetros.

4.3. RELACION DE TEMPERATURA (R_t)

Viene dada por la relación de temperaturas de la salida con respecto

a la temperatura de entrada.

Puede hallarse tanto para la primera etapa como para la segunda.

Siendo sus fórmulas.

$$R_{t1} = \frac{T_{12}}{T_{11}} = \frac{T_{12}' + 273}{T_{11}' + 273}$$

$$R_{t2} = \frac{T_{22}}{T_{21}} = \frac{T_{22}' + 273}{T_{21}' + 273}$$

de donde:

R_{t1} y R_{t2} son las relaciones de temperatura de la primera etapa y de la segunda respectivamente.

T_{12} es la temperatura del punto 2 en la primera etapa.

T_{11} es la temperatura del punto 1 en la primera etapa.

T_{12}' y T_{11}' son las lecturas del termómetro.

T_{22} es la temperatura del punto 2 en la segunda etapa.

T_{21} es la temperatura del punto 1 en la segunda etapa.

T_{22}' y T_{21}' son lecturas de los termómetros.

4.4. VALOR DEL INDICE POLITROPICO (N)

El valor del índice politrópico puede ser calculado a partir de la

ecuación: $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$ de donde se obtiene:

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right) = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{n/n-1}$$

$$R_p = \frac{n}{n-1}$$



BIBLIOTECA

$$\log R_p = \frac{n}{n-1} \log R_t$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\log R_t}{\log R_p}$$

$$1 - \frac{1}{n} = \frac{\log R_t}{\log R_p}$$

de donde:

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log r_t}{\log r_p}}$$

donde R_t y R_p son la relación de temperatura y de presión respectivamente.

4.5. TRABAJO POLITRÓPICO (W_{p1})

El trabajo politrópico puede ser calculado de la ecuación

$$W_{p1} = \dot{m}_a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ Kw}$$

donde $\dot{m}_a$ es el flujo de masa kg/seg

R = constante de gas = 0.2871 KJ/ Kg °K

T_1 = temperatura de entrada en °K

n = es el índice politrópico

R_p = es la relación de presión.

4.6. EFICIENCIA VOLUMETRICA (η_{vol})

Partiendo de que:

$$\eta_{vol} = \frac{\text{Flujo del volumen inducido}}{\text{Flujo del volumen barrido}} = \frac{\text{Flujo actual de la masa de aire}}{\text{Flujo barrido de la masa de aire a las mismas condiciones.}}$$

El flujo actual de la masa de aire es representada por $\dot{m}$.

El flujo barrido de la masa de aire = $\frac{29}{360} V_s N$ kg/seg. donde:

ρ = es la densidad del aire de entrada kg/m³.

V_s = volúmen barrido de un cilindro m³

N = es la velocidad de compresión Rev/min.

Para la primera etapa del compresor se tiene que el flujo barrido de la masa de aire = $0.0091 \times 10^{-3} N_1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right)$

Para la segunda etapa se tiene que: flujo barrido de la masa de aire igual $1.1964 \times 10^{-3} \frac{P_{21}}{T_{21}} N_2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right)$

En esta ecuación para la segunda etapa los términos de presión y temperatura son necesario, puesto que la unidad de la segunda etapa tiene una entrada de aire a una presión P_{21} y temperatura T_{21} .

Con esto se puede decir que la eficiencia volumétrica para la primera etapa es: $\eta_{\text{vol1}} = \frac{\dot{m}_a}{0.0091 \times 10^{-3} N_1} \times 100 \%$

y para la segunda etapa:

$$\eta_{\text{vol2}} = \frac{\dot{m}_a T_{21}}{1.1964 \times 10^{-3} P_{21} N_2} \times 100 \%$$

4.7. TRABAJO ISOTERMICO (Wis)

Como se sabe, el trabajo isotérmico es el que se realiza a temperatura constante.

Para la primera etapa el trabajo isotérmico viene dado por la fórmula.

$$W_{is} = \dot{m}_a R T_{11} \lg_e R_{p1} \quad \text{donde:}$$

$\dot{m}_a$ = Flujo de masa

R = constante del gas = $0.2871 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$

T_{11} = temperatura del punto 1 en la primera etapa.

R_{p1} = es la relación de presiones en la primera etapa.

Para la segunda etapa tenemos:

$$W_{is} = \dot{m}_a R T_{21} \lg_e R_{p2} \quad \text{donde:}$$

T_{21} = es la temperatura del punto 1 en la segunda etapa, y

R_{p2} = es la relación de presiones en la segunda etapa.

4.8. TRABAJO INDICADO (W_i)

Viene dado por las ecuaciones tanto para la primera etapa como para la segunda.

$$W_1 = P_{m1} A_1 L_1 N_1 \quad \text{---- primera etapa}$$

$$W_1 = P_{m2} A_2 L_2 N_2 \quad \text{---- segunda etapa}$$

donde: P_m = presión media.

A = área del pistón

L = carrera del pistón

N = número de revoluciones.

La presión media P_m viene dada por: $P_m = \frac{K A_d}{X_s}$

donde: K = constante del resorte = 0.391 bar/m m.

A_d = Área del diagrama indicado m, m^2

X_s = carrera del diagrama indicado m m.



BIBLIOTECA

Para la primera etapa se tiene que el diámetro interior del agujero
 = 66.7 m.m., Carrera del pistón = 63.5 m.m., Número de cilindros = 2

Para la segunda etapa del compresor se tiene que:

Diámetro interior del agujero = 50.8 m.m.

Carrera del pistón = 50.8 m.m.

Número de cilindros = 2

4.9. TRABAJO MECANICO (W_{mech})

El trabajo mecánico viene dado por:

$$W_{mech} = \frac{2 \pi N T_q}{1000} \text{ kw}$$

donde N en este caso viene dado por $\frac{3.53 N_1}{60} : N = 3.53 N_2$

T_q. = porque N_m = es la lectura del balance del resorte.

F₁ N x Radio del brazo del freno R (mt)

R = 160 m m = 0.160 mt.

Por lo tanto el trabajo mecánico viene dado por:

$$W_{mech 1} = 0.0591 \times 10^{-3} \times N_1 F_1 \text{ Kw}$$

para la primera etapa, y por:

$$W_{mech 2} = 0.0591 \times 10^{-3} \times N_2 F_2 \text{ (kw)}$$

para la segunda etapa.

4.10 POTENCIA DE ENTRADA DEL MOTOR ELECTRICO

La potencia eléctrica total suministrada viene dada por la suma de
 la potencia indicada más la potencia del campo:

$$= \frac{R \times A}{1000} + \frac{220 \times 0.4}{1000}$$

$$= \frac{V \times A}{1000} + 88 \quad \text{Kw}$$

Ya que la potencia del campo esta fijada en 220 Voltios de corriente directa y a una corriente de 0.4 amp. de la fórmula $V =$ voltaje
 $A =$ Amperaje

4.11 VALORES DE LAS EFICIENCIAS

Los valores de las eficiencias se las puede clasificar en: Eficiencia Isotérmica, Isotérmica Total y Mecánica.

Estas vienen dadas por las siguientes fórmulas:

$$\text{Eficiencia Isotérmica} = \eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_i}$$

o sea la relación del trabajo isotérmica sobre el trabajo indicado.

La Eficiencia Isotérmica Total viene dada por la relación entre el trabajo isotérmico sobre el trabajo mecánico y viene representada ,

por: $\eta_{iso} = \frac{W_{is}}{W_{mech.}}$

La Eficiencia mecánica $\eta_{mech} = \frac{W_i}{W_{mech}}$ y es la relación del trabajo indicado sobre el trabajo mecánico.

4.12 ANALISIS DEL INTER-ENFRIADOR

Viene dado por la relación térmica: $\epsilon = \frac{T_{23} - T_{24}}{T_{23} - T_{25}}$

donde T_{23} es la temperatura del punto 3 en la segunda etapa.

T_{24} la temperatura del punto 4 en la segunda etapa.

T_{25} la temperatura del punto 5 en la segunda etapa.

Este cálculo es tan solo aplicado a la segunda etapa con el interem
friador conectado.

Una vez que se ha descrito cada una de las fórmulas para hacer nues
tro análisis, vamos a dar un ejemplo de como se lleva a cabo esta
prueba, los datos que se han obtenido y los resultados a que se han
llegado para luego dar algunas conclusiones referente a los cálculos
realizados.

Se tomaron datos en la siguiente forma:

con 650 Rpm. $P_2 = 10$ bar

$P_2 = 8$ bar

$P_2 = 6$ bar

$P_2 = 4$ bar

repitiendose lo mismo para 600, 550, 500 y 450 rpm.

La temperatura ambiental es de 24°C , y la presión ambiental igual
 $763.8 \text{ mm Hg} = P_o = 1.01863 \text{ bar}$.

Estos datos antes mencionados son solo para la primera etapa conec-
tada.

Luego se daran datos de la segunda etapa conectada y del intercam-
biador trabajando todo en un solo conjunto.

NOTA

Cuando se procedio a tomar una prueba a 700 rpm y se calibro la presión en el punto 2 (salida del cilindro) a 10.3 bar nominal, la válvula de seguridad salto al haberse pasado la Presión en dicho punto (2) a un valor mayor que 10.3 bar procediendose de inmediato a bajar las resoluciones del motor i apagando el compresor para pasar a revisar la válvula.

Luego superado este inconveniente, se procedio a realizar la prueba a 700 rpm y una Presión en el punto 2 de 10 bar nominal, prueba que no se efectuo debido a que la temperatura en el punto 2 era mayor que la temperatura que marcaba en el cuadrante i no se podian tomar valores de esta temperatura. Ejemplo:

a 650 rpm

P_2	=	10 bar
T_1	=	30°C
T_3	=	35°C
T_2	=	249°C
ΔP	=	33 m m H2O
P_1	=	13 m m H2O
P_3	=	25 m m H2O
V	=	178 Valt.
I	=	8.5 Amp
F	=	33.5 N S
TD_1	=	27°C
TW_1	=	26°C
TD_3	=	31.5 C
TW_3	=	30°C



Siendo estos datos tomados para la primera etapa solamente procediendo a realizar los cálculos como sigue:

Flujo de masa de aire rpm = 650 $P_2 = 10$ bar

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{\Delta P \times P_3}{T_3}} \text{ Kg/seg} \longrightarrow \text{Ec \#25 manual}$$

$$\Delta P = 33 \text{ m m H}_2\text{O}$$

$$T_3 = 35^\circ\text{C} + 273 = 308^\circ\text{K}$$

$$P_o = 1.01863 \text{ bar}$$

$$P_{3'} = 25 \text{ m m H}_2\text{O}$$

$$P_3 = 0.098 \times 10^{-3} \times P_{3'} + P_o \text{ (bar)}$$

$$P_3 = 0.098 \times 10^{-3} \times 25 + 1.01863$$

$$P_3 = 1.02108 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{33 \times 1.02108}{308}} \text{ Kg/seg}$$

$$\dot{m}_a = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.}$$

Relación de Compresión rpm = 650 $P_2 = 10$ bar

$$R_p = \frac{P_{12}}{P_{11}} = \frac{P'_{12} + P_o}{P'_{11} + P_o} \longrightarrow \text{For \# 26 manual}$$

$$P_o = 1.01863 \text{ bar}$$

$$P'_{12} = 10 \text{ bar}$$

$$P'_{11} = 13 \text{ m m H}_2\text{O} = 0.001275 \text{ bar}$$

$$R_p = \frac{10 + 1.01863}{0.001275 + 1.01863} = \frac{11.01863}{1.019905}$$

$$R_p = 10.8036$$

RELACION DE TEMPERATURAS:

$$R_t = \frac{T_{12}}{T_{11}} = \frac{T'_{12} + 273}{T'_{11} + 273} \quad \text{---- For \#28}$$

$$T'_{12} = 249^{\circ}\text{C}$$

$$T'_{11} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$R_t = \frac{249 + 273}{30 + 273}$$

$$R_t = 1.7228$$

Valor del Indice Politrópico

$$R_{pm} = 650 \quad P_2 = 10 \text{ bar}$$

$$R_p = R_t \left(\frac{n}{n-1} \right) \quad \text{---- For \# 30 manual}$$

$$\log. R_p = \frac{n}{n-1} \log R_t$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\log R_t}{\log R_p}$$

$$1 - \frac{1}{n} = \frac{\log R_t}{\log R_p}$$

$$1 - \frac{\log R_t}{\log R_p} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log R_t}{\log R_p}}$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log. 1.7228}{\log. 10.8036}}$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{0.2362348631}{1.033568496}}$$

$$n = 1.29628$$

Cálculo del volúmen específico $\dot{V}_2$ rpm = 650

$$P_2 = 10 \text{ bar}$$

$$p\dot{v} = \dot{m} R T$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_a R T_2}{P_2}$$

$$\dot{m}_a = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.}$$

$$R = 29.264 \text{ Kg. mt/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$P_2 = 10 \text{ bar} = 101978.7536 \text{ Kg/m}^2$$

$$\dot{V}_2 = \frac{2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.} \times 29.264 \text{ Kg.mt/Kg.}^\circ\text{K} \times 522^\circ\text{K}}{101978.7536 \text{ Kg/m}^2}$$

$$\dot{V}_2 = 3.25712 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Trabajo Politrópico rpm = 650 $P_2 = 10 \text{ bar}$

$$W_{p1} = \dot{m}_a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \text{Kw ---For \#1 manual}$$

$$\dot{m}_a = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.}$$

$$R = 0.2871 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 30 + 273 = 303^\circ\text{K}$$

$$n = 1.29628$$

$$R_p = 10.8036$$

$$W_{p1} = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.} \times 0.2871 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times 303^\circ\text{K} \times \left(\frac{1.29628}{1.29628-1} \right) \\ \left[10.8036 \frac{1.29628-1}{1.29628} - 1 \right] \text{ KW}$$

$$W_{p1} = 5.98175 \times 10^{-1} \text{ KW.}$$

EFICIENCIA VOLUNTARIA

$$\text{rpm} = 650 \quad P_2 = 10 \text{ bar}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_a \times 100\%}{0.0091 \times 10^{-3} \times N_1} \quad \text{---- For \#33 manual}$$

$$\dot{m}_a = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ Kg/seg.}$$

$$N_1 = 650 \text{ rpm.}$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{2.1744 \times 10^{-3} \times 100}{0.0091 \times 10^{-3} \times 650}$$

$$\eta_{\text{vol}} = 36.76\%$$

TRABAJO ISOTÉRMICO

$$\text{rpm} = 650 \quad P_2 = 10 \text{ bar}$$

$$W_{is} = \dot{m}_a R T_1 \log R_p. \quad \text{---- For \# 35 manual}$$

$$\dot{m}_a = 2.1744 \times 10^{-3} \text{ kg/seg.}$$

$$R = 0.2871 \text{ kJ/kg}^\circ\text{k}$$

$$T = 30 + 273 = 303^\circ\text{k}$$

$$r_p = 10.8036$$

$$w_{is} = \left(2.1744 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right) \times 0.2871 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \times 303^\circ\text{K} \times \log 10.8036$$

$$W_{is} = 1.95504 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Trabajo Indicado

$$\text{rpm } P_2 = 10 \text{ bar}$$

$$W_i = p_{m1} A_1 L_1 N_1 \text{ ---- Form \# 37 manual}$$

$$p_{m1} = \frac{K A_d}{X_s}$$

$$K = \text{constante del resorte} = 0.391 \text{ bar/m.m.}$$

$$A_d = \text{área del diagrama indicador} = 280 \text{ m.m}^2$$

$$X_s = \text{carrera del diagrama indicador} = 47.5 \text{ m.m.}$$

$$\text{Diámetro interior} = 66.7 \text{ m.m.}$$

$$\text{Carrera} = 63.5 \text{ m.m.}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times (66.7)^2}{4} \text{ m.m.}^2 = 3494.15 \text{ m.m}^2$$

$$A \times L_1 = 3494.15 \text{ m.m}^2 \times 63.5 \text{ m.m.} = 22.187 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_{m1} = \frac{0.391 \times \text{bar/m.m.} \times 280 \text{ m.m}^2}{47.5 \text{ m.m.}} = 2.3048 \text{ bar}$$

$$W_i = \frac{P_{m1} \times A \times L_1 \times N}{10^9 \text{ m}^3} = \frac{2.3048 \text{ bar} \times 3494.15 \text{ m.m}^2 \times 63.5 \text{ m.m.} \times 650 \text{ ral}}{10^9 \text{ m}^3} = 3.32401 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

$$W_i = 3.32401 \times 10^{-1} \text{ kw}$$



BIBLIOTECA

Trabajo Mecánico

rpm = 650

 $P_2 = 10$ bar

$$W_{\text{mech}} = 0.0591 \times 10^{-3} \times N_1 \times F_1 \text{ --- For \#39 manual}$$

$$F_1 = 33.5 \text{ Nw}$$

$$N_1 = 650 \text{ rpm}$$

$$W_{\text{mech}} = 0.0591 \times 10^{-3} \times 33.5 \times 650$$

$$W_{\text{mech}} = 1.2869 \text{ kw}$$

Potencia de Entrada del motor Eléctrico

$$\text{Pot.} = \frac{V \times A + 88}{1000}$$

$$V = 178 \text{ volt.}$$

$$A = 8.5 \text{ amp.}$$

$$\text{Pot.} = \frac{178 \times 8.5 + 88}{1000}$$

$$\text{Pot.} = 1.601 \text{ kw}$$

Valores de las Eficiencias

rpm = 650

 $P_2 = 10$ bar

$$\text{Eficiencia Isotérmica} = \eta_{\text{is}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_i} \text{ ---- For 41 manual}$$

$$\eta_{\text{is}} = \frac{1.9550 \times 10^{-1}}{3.32401 \times 10^{-1}} \times 100 \% = 58.8 \%$$

Eficiencia Isotermical Total

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_{\text{mech}}} \text{ ---- Ecuación \# 42 manual}$$

$$\eta_{iso} = \frac{1.95504 \times 10^{-1}}{1.2869} \times 100 \% = 15.19 \%$$

Eficiencia Mecánica:

$$\eta_{mech} = \frac{W_i}{W_{mech}} \quad \text{---- Forml \# 43 manual}$$

$$\eta_{mech} = \frac{3.32401 \times 10^{-1}}{1.2869} \times 100 \% = 25.83 \%$$

Cabe también mencionarse que se realizaron pruebas con la segunda etapa conectada y luego con el intercambiador en un solo conjunto, siendo los datos y formas de cálculos como se dan a continuación.

Se debe recordar que solo se dan una parte de los cálculos y que los resultados se darán más adelante en forma de tablas para que puedan ser comparados en las tres formas de pruebas.

Datos de la segunda etapa conectada sin intercambiador.

PRIMERA ETAPA

$P_1' = 28 \text{ m.m. H}_2\text{O}$
 $P_2' = 3.5 \text{ bar}$
 $T_1 = 30^\circ\text{C}$
 $T_2 = 192^\circ\text{C}$
 $T_3 = 55^\circ\text{C}$
 $N_1 = 800 \text{ rpm}$
 $\Delta P = 133 \text{ m.m.H}_2\text{O}$
 $P_3' = 44 \text{ m.m.H}_2\text{O}$

SEGUNDA ETAPA

$\dot{V}_w = 2.95 \text{ l/mint}$
 $T_1 = 115^\circ\text{C}$
 $T_2' = 208^\circ\text{C}$
 $T_3' = 35^\circ\text{C}$
 $T_4' = 40^\circ\text{C}$
 $T_5' = 30^\circ\text{C}$
 $T_6' = 30^\circ\text{C}$
 $N_2 = 425 \text{ rpm}$



F	= 25 Nw.	P ₂ '	= 10 bar
V	= 218 Valt	P ₁ '	= 3.4 bar
I	= 6.5 amp	F	= 28 NS
TD ₁	= 28.5°C	V	= 120 Valt
Tw ₁	= 27°C	I	= 7.5 Amp
TD ₃	= 39.5°C		
Tw ₃	= 35°C		

Cálculos con la Segunda Etapa Conectada sin intercambiador. P₂₂ = 10 bar

Flujo de masa ($\dot{m}_a$)

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{\Delta P \times P_3}{T_3}} \text{ kg/seg}$$

$$\Delta P = 133 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

$$P'_3 = 44 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

$$P_o = 1.01863 \text{ bar}$$

$$P_3 = 0.098 \times 10^{-3} \times P'_3 + P_o$$

$$P_3 = 0.098 \times 10^{-3} \times 44 + 1.01863 = 1.022942$$

$$T_3 = 55^\circ\text{C} + 273 = 328^\circ\text{K}$$

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{133 \times 1.022942}{328}} \text{ kg/seg}$$

$$\dot{m}_a = 4.3204 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

Relación de Presiones Rp

$$\text{Primera Etapa } R_{p1} = \frac{P_{12}}{P_{11}} = \frac{P'_{12} + P_o}{P'_{11} + P_o}$$

$$P_o = 1.01863 \text{ bar}$$

$$P'_{12} = 3.5 \text{ bar}$$

$$P'_{11} = 28 \text{ m.m.H}_2\text{O} = 0.0027458$$

$$R_{p1} = \frac{3.5 + 1.01863}{0.0027458 + 1.01863} = \frac{4.51863}{1.021376}$$

$$R_{p1} = 4.43$$

SEGUNDA ETAPA

$$R_{p2} = \frac{P_{22}}{P_{21}} = \frac{P_{22}' + P_o}{P_{21}' + P_o}$$

$$P_{22}' = 10 \text{ bar}$$

$$P_o = 1.01863 \text{ bar}$$

$$P_{21}' = 3.4 \text{ bar}$$

$$R_{p2} = \frac{10 + 1.01863}{3.4 + 1.01863} = \frac{11.01863}{4.41863}$$

$$R_{p2} = 2.4937$$

Relación de Temperatura R_t

PRIMERA ETAPA

$$R_{t1} = \frac{T_{12}}{T_{11}} = \frac{T_{12}' + 273}{T_{11}' + 273}$$

$$T_{12}' = 192^\circ\text{C}$$

$$T_{11}' = 30^\circ\text{C}$$

$$R_{t1} = \frac{192 + 273}{30 + 273} = \frac{465}{303}$$

$$R_{t1} = 1.53465$$

$$\text{SEGUNDA ETAPA} \quad R_{t2} = \frac{T_{22}' + 273}{T_{21}' + 273} = \frac{T_{22}}{T_{21}}$$

$$T_{22}' = 205^{\circ}\text{C}$$

$$T_{21}' = 115^{\circ}\text{C}$$

$$R_{t2} = \frac{205 + 273}{115 + 273} = \frac{478}{388}$$

$$R_{t2} = 1,23196$$

Valor del Índice Politrópico

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

$$R_p = R_t \left(\frac{n}{n-1} \right)$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log R_t}{\log R_p}}$$

$$\text{PRIMERA ETAPA} \quad n = \frac{1}{1 - \frac{\log 1.53465}{\log 4.43}} = \frac{1}{1 - \frac{0.186009}{0.6464037}}$$

$$n = \frac{1}{0.7122396} = 1.4040$$

$$\text{SEGUNDA ETAPA} \quad n = \frac{1}{1 - \frac{\log R_t}{\log R_p}}$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log 1.23196}{\log 2.4937}} = \frac{1}{1 - \frac{0.090596}{0.39684}}$$

$$n = 1.2958$$

Como el valor del Índice Politrópico es muy alto para la primera etapa, se procedió hallarlo por medio del gráfico P-V de la primera etapa ampliando por medio de la fórmula.

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = P_3 V_3^n = \text{Cst.}$$

de donde tenemos que:

$$n = \frac{\log P_1/P_2}{\log V_2/V_1}$$

tomando varios puntos de presiones y volúmen en el gráfico ampliado, obtenemos un valor de n (índice politrópico) para la primera etapa de

$$n = 1.36$$

que es el valor en que se van a basar los cálculos de la primera etapa.

Trabajo Politrópico

$$\text{Primera Etapa } W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p1}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 4.3204 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \times \left(\frac{1.36}{1.36 - 1} \right) \left[4.43^{\frac{1.36-1}{1.36}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 38852 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

$$\text{Segunda Etapa } W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p2}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 4.3204 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 388 \left(\frac{1.2958}{1.2958 - 1} \right) \left[2.4937^{\frac{1.2958-1}{1.2958}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 4.8898 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Primera Etapa con $N = 1.40$

$$W_{p1} = 4.3204 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \left(\frac{1.40}{1.4-1} \right) \left[4.43^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 6.972 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Eficiencia Volumétrica

Primera Etapa $\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a}{0.0091 \times 10^{-3} \times N} \times 100 \%$

$$\eta_{vol} = \frac{4.3204 \times 10^{-3}}{0.0091 \times 10^{-3} \times 800} \times 100$$

$$\eta_{vol} = 59.37 \%$$

Segunda Etapa $\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a \times T_{21} \times 100 \%}{1.1964 \times 10^{-3} \times P_{21} \times N_2}$

$$\eta_{vol} = \frac{4.3204 \times 10^{-3} \times 388'k \times 100}{1.1964 \times 10^{-3} \times (3.4 + 1.01863) \times 425}$$

$$\eta_{vol} = 75 \%$$

Trabajo Isotérmico

Primera Etapa $W_{is} = \dot{m}_a R T_{11} \log_e R_p$

$$W_{is} = 4.3204 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \times \log 4.45$$

$$W_{is} = 2.42942 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Segunda Etapa $W_{is} = \dot{m}_a R T_{21} \log_e R p_2$

$$W_{is} = 4.3204 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 388 \times \log. 2.4937$$

$$W_{is} = 1.90989 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Trabajo Mecánico

Primera Etapa $W_{mec} = 0.00591 \times 10^{-3} N_1 F_1$

$$W_{mec} = 0.0591 \times 10^{-3} \times 800 \times 25$$

$$W_{mec} = 1.182 \text{ kw}$$

Segunda Etapa $W_{mec} = 0.0591 \times 10^{-3} N_2 F_2$

$$W_{me} = 0.0591 \times 10^{-3} \times 425 \times 28$$

$$W_{mec} = 7.0329 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Potencia de Entrada del Motor Eléctrico

Primera Etapa $\frac{V A + 88}{1000}$

$$Pot = \frac{218 \times 6.5 + 88}{1000} = 1.505$$

$$Pot. = 1.505 \text{ kw}$$

Segunda Etapa $Pot = \frac{V A + 88}{1000}$

$$Pot = \frac{120 \times 7.5 + 88}{1000}$$

$$\text{Pot.} = 0.988 \text{ kw}$$

Eficiencia Isotérmica Total

$$\text{Primera Etapa } \eta_{\text{iso}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_{\text{mec}}}$$

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{2.42942 \times 10^{-1}}{1.182} \times 100 \%$$

$$\eta_{\text{iso}} = 20.55 \%$$

$$\text{Segunda Etapa } \eta_{\text{iso}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_{\text{mec}}}$$

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{1.90989 \times 10^{-1}}{7.0329 \times 10^{-1}} \times 100 \%$$

$$\eta_{\text{iso}} = 27.16 \%$$

Datos de la segunda etapa con el intercambiador trabajando

PRIMERA ETAPA	SEGUNDA ETAPA
$P_1 = 28 \text{ m.m. H}_2\text{O}$	$\dot{V}_w = 3.1 \text{ l/wint}$
$P_2 = 3 \text{ bar}$	$T_1 = 35^\circ\text{C}$
$T_1 = 30^\circ\text{C}$	$T_2 = 132^\circ\text{C}$
$T_2 = 130^\circ\text{C}$	$T_3 = 120^\circ\text{C}$
$T_3 = 40^\circ\text{C}$	$T_4 = 35^\circ\text{C}$
$N_1 = 800 \text{ rpm}$	$T_5 = 28^\circ\text{C}$
$\Delta P = 91 \text{ m.m. H}_2\text{O}$	$N_2 = 450 \text{ rpm}$
$P_3 = 40 \text{ m.m. H}_2\text{O}$	$P_2 = 9 \text{ bar}$
$F = 23.5 \text{ Nw}$	$P_1 = 2.9 \text{ bar}$



$$V = 210 \text{ vol}$$

$$F = 25 \text{ Nw}$$

$$I = 6.1 \text{ amp}$$

$$V = 120 \text{ volt}$$

$$TD_1 = 29.5^\circ\text{C}$$

$$I = 7 \text{ Amp}$$

$$T_{w1} = 28.0^\circ\text{C}$$

$$T_{D3} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{w3} = 39^\circ\text{C}$$

Los cálculos se dan a continuación:

Cálculo del flujo de masa ($\dot{m}$)

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{\Delta P \times P_3}{T_3}} \text{ kg/seg}$$

$$\Delta P = 91 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

$$P_3' = 40 \text{ m.m. H}_2\text{O}$$

$$P_3 = P_3' \times 0.098 \times 10^{-3} + P_o$$

$$P_3 = 40 \times 0.098 \times 10^{-3} + 1.01863 = 1.02255 \text{ bar}$$

$$T_3 = 40^\circ\text{C} + 273 = 313^\circ\text{K}$$

$$\dot{m}_a = 6.574 \times 10^{-3} \sqrt{\frac{91 \times 1.02255}{313^\circ\text{K}}} \text{ kg/seg}$$

$$\dot{m}_a = 3.584 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

Relación de Presiones

$$\text{Primera Etapa} \quad R_p = \frac{P_{12}}{P_{11}} = \frac{P_{12}' + P_o}{P_{11}' + P_o}$$

$$R_p = P_{12}' = 3 \text{ bar}$$

$$R_p = P_{12}' = 3 \text{ bar}$$

$$P_{11} = 28 \text{ m.m. H}_2\text{O} = 0.027458$$

$$P_o = 1.01863$$

$$R_{p1} = \frac{3}{0.027458} + \frac{1.01863}{1.01863} = \frac{4.01863}{1.046088}$$

$$R_{p1} = 3.8415$$

Segunda Etapa

$$R_{p2} = \frac{P_{22}}{P_{21}} = \frac{P_{22}' + P_o}{P_{21}' + P_o}$$

$$P_o = 1.01863$$

$$P_{22}' = 9 \text{ bar}$$

$$P_{21}' = 2.9 \text{ bar}$$

$$R_{p2} = \frac{9}{2.9} + \frac{1.01863}{1.01863} = \frac{10.01863}{3.01863}$$

$$R_{p2} = 2.5566$$

Relación de Temperatura

Primera Etapa

$$R_t = \frac{T_{12}}{T_{11}} = \frac{T_{12}' + 273}{T_{11}' + 273}$$

$$T_{12}' = 180^\circ\text{C}$$

$$T_{11}' = 30^\circ\text{C}$$

$$R_t = \frac{180 + 273}{30 + 273} = \frac{453}{303}$$

$$R_t = 1.495$$

Segunda Etapa $Rt_2 = \frac{T_{22}}{T_{21}} = \frac{T_{22}' + 273}{T_{21}' + 273}$

$$T_{22}' = 132^{\circ}\text{C}$$

$$T_{21}' = 35^{\circ}\text{C}$$

$$Rt_2 = \frac{132 + 273}{35 + 273} = \frac{405}{308}$$

$$Rt_2 = 1.3149$$

VALOR DEL INDICE POLITROPICO

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log Rt}{\log Rp}}$$

Primera Etapa $n = \frac{1}{1 - \frac{\log 1.495}{\log 3.8415}} = \frac{1}{1 - \frac{0.174641}{0.5845}}$

$$n = \frac{1}{0.7012} = 1.426$$

Segunda Etapa $n = \frac{1}{1 - \frac{\log Rt}{\log Rp}}$

$$n = \frac{1}{1 - \frac{\log 1.3149}{\log 2.5566}} = \frac{1}{1 - \frac{0.118892}{0.40766}}$$

$$n = \frac{1}{0.70835} = 1.41177$$

Trabajo Politrópico

$$\text{Primera Etapa} \quad W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p1}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \text{kw}$$

$$W_{p1} = 3.584 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \frac{1.426}{1.426 - 1} \left[3.8415^{\frac{1.426-1}{1.426}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 5.165 \times 10^{-1} \quad \text{kw}$$

$$\text{Segunda Etapa} \quad W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p2}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \text{kw}$$

$$W_{p1} = 3.422 \times 10^{-1} \quad \text{kw}$$

Trabajo Politrópico. Asumiendo un valor de $N = 1.36$

$$\text{Primera Etapa} \quad W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p1}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad \text{kw}$$

$$W_{p1} = 3.584 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \left(\frac{1.36}{1.36-1} \right) \left[3.8415^{\frac{1.36-1}{1.36}} - 1 \right] \quad \text{kw}$$

$$W_{p1} = 5.04079 \times 10^{-1} \quad \text{Kw}$$

$$\text{Segunda Etapa} \quad W_{p1} = \dot{m} a R T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[R_{p2}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 3.584 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 308 \left(\frac{1.36}{1.36 - 1} \right) \left[2.5566^{\frac{1.36-1}{1.36}} - 1 \right]$$

$$W_{p1} = 3.377 \times 10^{-1} \quad \text{kw}$$

Eficiencia Volúmetrica

Primera Etapa $\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a}{0.0091 \times 10^{-3} \times N_1} \times 100 \%$

$$\eta_{vol} = \frac{3.584 \times 10^{-3}}{0.0091 \times 10^{-3} \times 800} \times 100 \%$$

$$\eta_{vol} = 49.23 \%$$

Segunda Etapa $\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_a T_{21} \times 100\%}{1.1964 \times 10^{-3} \times P_{21} \times N_2}$

$$\eta_{vol} = \frac{3.584 \times 10^{-3} \times 308 \times 100}{1.196 \times 10^{-3} \times 450 (2.9 + 1.01863)}$$

$$\eta_{vol} = 52.32 \%$$

Trabajo Isotérmico

Primera Etapa $W_{is} = \dot{m}_a R T_{11} \log R_{p1}$

$$W_{is} = 3.584 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 303 \times \log 3.8415$$

$$W_{is} = 1.822 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Segunda Etapa $W_{is} = \dot{m}_a R T_{21} \log r_{p2}$

$$W_{is} = 3.584 \times 10^{-3} \times 0.2871 \times 308 \log 2.5566$$

$$W_{is} = 1.292 \times 10^{-1} \text{ kw}$$

Trabajo Mecánico

$$\begin{aligned}\text{Primera Etapa } W_{mec} &= 0.0591 \times 10^{-3} \times N_1 \times F_1 \\ W_{mec} &= 0.0591 \times 10^{-3} \times 800 \times 23.5 \\ W_{mec} &= 1.1111 \quad \text{kw}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Segunda Etapa } W_{mec} &= 0.0591 \times 10^{-3} \times N_2 \times F_2 \\ W_{mec} &= 0.0591 \times 10^{-3} \times 450 \times 25 \\ W_{mec} &= 0.6488 \times 10^{-1} \quad \text{kw}\end{aligned}$$

Potencia del Motor

$$\begin{aligned}\text{Primera Etapa } Pot &= \frac{V \times A + 88}{1000} \\ Pot &= \frac{210 \times 6.1 + 88}{1000} \\ Pot &= 1.369 \quad \text{kw}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Segunda Etapa } Pot &= \frac{V \times A + 88}{1000} \\ Pot &= \frac{120 \times 7 + 88}{1000} \\ Pot &= 0.928 \quad \text{kw}\end{aligned}$$

Eficiencia Isotérmica Total

$$\begin{aligned}\text{Primera Etapa } \eta_{iso} &= \frac{W_{is}}{W_{mec}} \\ \eta_{iso} &= \frac{1.822 \times 10^{-1}}{1.1111} \times 100 \%\end{aligned}$$

$$\eta_{iso} = 19.42 \%$$

Relación Térmica

$$E = \frac{T_{23} - T_{24}}{T_{23} - T_{25}}$$

$$T_{23} = 120^{\circ}\text{C}$$

$$T_{24} = 35^{\circ}$$

$$T_{25} = 28^{\circ}$$

$$E = \frac{120 - 35}{120 - 28} = \frac{85}{92}$$

$$E = 92.39\%$$

CAPITULO N.º V.

SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido es una de las mejores formas de fuerza motriz industrial teniendo muchas inherentes ventajas.

Es seguro, es económico, es adaptable y de fácil transmisión. Un sistema de aire comprimido consiste esencialmente de uno o más compresores, filtros de admisión de aire, enfriador, separador, reservorio de aire, secador de aire, tuberías interconectadas, más un sistema de distribución para llevar el aire a los puntos de aplicación.

Hay sistema que añaden un elemento para lubricar las herramientas neumáticas usadas.

OBJETIVO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

El objetivo de la instalación del sistema de aire comprimido es para proveer aire a los diferentes puntos de aplicación en suficiente cantidad, calidad y con adecuadas presiones para una eficiente operación de las herramientas de aire y otras aplicaciones.

Antes de emprender para determinar la cantidad de aire comprimido requerido, una investigación deberá ser hecha de todas las partes conocidas y probables en la que se utilizará el aire comprimido.

Es importante que este estudio incluya una adición de inmediata aplicación, anticipando para futuros usos, ya que la habilidad del aire comprimido casi siempre avanza hacia nuevas aplicaciones.

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Hay varias consideraciones que deben tenerse en cuenta al diseñar un sistema de aire comprimido, las principales son:

- 1.-) Establecer la capacidad necesaria del compresor (carga)
- b.-) Determinar el diametro de la tubería y material.
- c.-) Determinar el rango de presiones de trabajo
- d.-) Seleccionar el número de compresores, si es necesario
- e.-) Localización del compresor
- f.-) Secadores de aire
- g.-) Regulación del sistema de aire comprimido
- h.-) Selección del tipo del compresor
- i.-) Advertencia automática y sistema de paralización
- j.-) Interenfriadores y separadores.
- k.-) Distribución del sistema de aire comprimido.

ESTABLECER LA CAPACIDAD NECESARIA DEL COMPRESOR

La capacidad propia para instalar es, por supuesto, una vital y básica pregunta. Un estudio del aparato de aire operando en una típica planta la cual muestra que muchos de esos aparatos operan casi siempre continuamente, otros son menos frecuente pero algunos requieren una cantidad mayor de aire mientras estan en uso.

El total de aire requerido, por lo tanto, no es el total de los requerimientos máximos individuales, sino la suma del promedio de aire comprimido de cada uno.

Suficiente aire almacenado para consumir en poco tiempo, es decir demandas altas, pueden ser provechoso. La determinación del promedio de aire comprimido es facilitado por el uso del concepto de " Factor de Carga" que es la relación del aire consumido actual para las máximas cargas continuas de aire consumido, estas medidas son en pies cúbicos de aire libre por minuto (CFM).

Dos términos están involucrados en el término " Factor de Carga ".

El primero es el " Factor del Tiempo " el cual es el porcentaje el tiempo total de trabajo durante el cual el aparato está actualmente en uso.

El segundo es el " Factor de Trabajo " el cual es el porcentaje de aire requerido por las máximas posibles salidas de trabajos por minuto que es requerido por el trabajo actual que esta actualmente siendo efectuado por el aparato.

El factor trabajo es por eso la relación (expresada en porcentaje) del consumo de aire bajo la actual condición de operación en el consumo de aire cuando las herramientas estan completamente cargadas.

El factor carga es el producto del factor tiempo y el factor trabajo.

$$F_c = F_{tp} \times F_{trab.}$$

SELECCION DEL NUMERO DE COMPRESORES

Una vez que el aire individual necesitado en las varias aplicaciones es determinado, el próximo paso es combinar esos requerimientos en orden prioritario y establecer el total requerimiento del compresor.

Un estudio de el uso del aire comprimido es una cosa penosa, pero, usualmente la demanda de cortos términos, pueden establecer una capacidad aumentada para esa operación.

La posibilidad de almacenar el aire en un reservorio puede ser considerado. En este caso el reservorio puede ser recargado entre la demanda y la relación promedio de uso.

Antes de seleccionar la capacidad final del compresor, debería ser cuidadosamente consideradas esta, ya que una vez que el aire comprimido es aprovechado, su versatilidad de carga para muchos usos y aplicaciones no anticipadas originalmente pueden causar problemas.

Solamente despues del requerimiento total del aire actual establecido , el aire usado, puede establecerse la capacidad del compresor.

SELECCION DEL COMPRESOR

El sistema de aire comprimido es frecuentemente una llave útil en la cual su seguridad es absolutamente esencial. El compresor de aire es el corazón del sistema de aire comprimido y el compresor propio para sus aplicaciones es de importancia superior.

El compresor varía constante en diseño y tipo, cada cual tiene fija su característica operacional.

El propósito de esta sección es dar una lista adicional de consideraciones preliminares a la selección del compresor. Estas son:

- a.- Precio o costo de la Energía de Horas/día de Operación.
- b.- Tanto por ciento del tiempo de carga.

- c.- Costo del aceite de lubricacion.
- d.- Instalaciones Externas.
- e.- Primer costo.
- f.- Valor de reventa.
- g.- Tiempo de Instalación.
- h.- Problema del subsuelo o potencial de fundición.
- i.- Depreciación.
- j.- Problemas de Ventilación.
- k.- Deficit de agua o alto costo.
- l.- Limitaciones de ruido.
- m.- Temporada de instalación.
- n.- Mantenimiento.

Es sugerible una evaluación individual de lo ante dicho para emprender como ellos estan relacionados para las necesidades del uso.

ADVERTENCIAS AUTOMATICAS Y SISTEMA DE PARALIZACION

Un sistema de advertencia automática y sistema de paralización debería ser considerado para la instalación de un compresor de aire y de un sistema de aire comprimido confiable.

Varios factores influyen en la selección del tipo y el grado de sofisticación del control seleccionado.

Durante la etapa de propuesta de algun equipo. el primer costo es considerado de primer importancia así como las advertencias automáticas y sistema de paralización.

Con estas advertencias automáticas y sistema de paralización, que no requieren, mayor mantención se los puede mantener libre o usar en cualquier otro sector del compresor a la persona encargada del mismo.

Estas advertencias automáticas y sistema de paralización son evaluadas de lo más simple, diseñada para desconectar el compresor cuando llegue a la más alta o más baja temperatura o presiones requeridas, para el más sofisticado sistema conteniendo lamparas mostradores para indicar ambas amenazas peligrosas (punto de aviso) y la causa exacta de paralización para condiciones más serias.

En algunos sistemas la paralización del compresor esta fijada para ocurrir en un punto presente antes de que las condiciones de advertencia sean alcanzadas. Otros sistemas dan indicaciones de advertencia con condiciones de daños.

Algunas condiciones demandan inmediata paralización, tal como una baja presión de aceite o excesivas vibraciones.

Es por estas razones antes expuestas que se deben tener presente una advertencia automática y un sistema de paralización para evitar daños de mayor envergadura o jerarquía.

REGULACION DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Los requerimientos para el uso del aire comprimido generalmente varían, a ratos es deseable guardar la presión de descarga relativamente constante.

El interruptor de presiones es a menudo usado muy poco en compresores de desplazamiento positivo para encender y apagar el motor del compresor en reacción a las presiones de carga y descarga.

Es importante con el control automático de encender y apagar el interruptor de presión tiene absolutamente un rango abierto, este rango es también cerrado.

Cuando el compresor es encendido y apagado frecuentemente se le causa daño, bien sea al compresor, al motor o al encendido del equipo.

El rango cerrado es absolutamente necesario con un control de encendido y apagado automático, para minimizar los rangos de encendido y apagado, se puede usar un reservorio muy grande.

Un segundo método de control frecuentemente usado en pequeños y compresores de tamaño medio, es el control doble o mando doble.

Este permite al operador tener el compresor bajo control periódico de encendido y apagado automáticos.

Para requerimientos de aire elevados. o para interruptores de velocidad constante cuando la demanda de aire es alta.

Con un control de velocidad constante el motor del compresor corre continuamente, pero un aparato piloto va a dar la señal para que el tanque - cargue y descargue el aire.

DISTRIBUCION DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Algunas caídas de presión entre el compresor y el punto de uso es una pérdida irrecuperable.

La distribución del sistema es por eso, uno de los más importantes elementos de aire comprimido de una planta.

En general, las siguientes reglas generales deben ser observadas.

- 1.- El diametro o área de los tubos deberían ser tal, que la caída entre el reservorio y el punto de uso no exceda del 10% de la presión inicial.

Las provisiones no deben ser hechas solamente por presentes requerimientos sino también para razonables futuras crecimientos.

- 2.- Se deberían usar tubos encurvados alrededor de la planta, fábrica o taller. Estos tubos encurvados deben ser largos tal que la caída de presión no deba de ser excesivas en algunas de las salidas, sin hacer caso de la dirección del flujo alrededor de los codos.

- 3.- En la distribución de los ramales largos, incluyendo las de un sistema encurvado, debería tener reservorios de tamaño medio, localizados cerca o al final del ramal o en un punto de uso muy común. Esto es por que muchas demandas de aire son de corta duración, evitandose con esto las excesivas caídas de presiones. o que se puedan poner compresores pequeños en el intermedio.

Ciertas aplicaciones tal como el encendido de una máquina a Diessel o una turbina a gas requieren una gran cantidad de aire en un corto período de tiempo.

Este requerimiento puede exceder de la capacidad total del compresor, Para evitar esto se instala un reservorio en la vecindad de la carga, teniéndose con esto que grandes cantidades de aire puede ser necesitado sin tener excesivas pérdidas de presiones en el reservorio.

4.- Cada cabezal o ramal principal, debería ser provisto de salidas lo más cercano posible a los puntos de aplicación. Esto permite el uso de mangueras de corta longitud y evitar caídas grandes de presiones a través de la manguera. Las salidas deberían ser siempre tomadas de la parte superior del ramal principal para evitar llevar la mezcla de condensado a las herramientas.

5.- Toda tubería debería ser inclinada de alguna manera hacia el drenaje, ya que la mezcla atrapada en la línea producirá que la condensación pueda ser removida y alcance al aparato de aire que esta operando, lo cual puede ser perjudicial.

La pendiente de la línea debe ser siempre lejos del compresor para evitar flujos fuertes, esta pendiente puede ser de cuatro pulgadas, por pie, con drenaje en todos los puntos de baja altura. Este drenaje puede consistir en un tubo corto con una trampa o drene en el punto más bajo.

CANTIDAD DE AIRE REQUERIDAS PARA VARIAS HERRAMIENTAS

HERRAMIENTAS	C F M
Esmerilador 6" y 8" (rueda)	50
Esmerilador 2" y 4"	14-20
Lima	18
Lijadora de 7" o 9"	30-53
Martillo cincelador 10-13 Lbs.	28-30
Martillo cincelador Pesado	39
Martillo cincelador 2-4 Lbs.	12
Taladro de madera de 1" y 4 Lbs.	40
Taladro de madera de 2" y 26 Lbs	80
Taladro acerado motor rotativo	
Capacidad para 1 1/4" y 1 1/2 (4Lbs)	18-20
1/4" a 3/8" (6-8) Lbs	20-40
1/2" a 3/4" (9-14)Lbs	70
7/8" a 1" (25) Lbs.	80
1 1/4 (30) Lbs	95
Soplete de Pintura	10
Máquina remachadora 3/32" a 1" (remache)	12
Taladro acerado Tipo Pistón	
Capacidad 1/2" a 3/4" peso (13-15)Lbs.	45
7/8" a 1 1/4" (25-30)Lbs	75-80
1 1/4" a 2" (40-50)Lbs	80-90
2" a 3" (55-75) Lbs	100-110
Futuras necesidades	50

COMPARACION DEL TAMAÑO DEL COMPRESOR

Se van a utilizar en el laboratorio las siguientes herramientas, equipo de aseo y equipo de pruebas.

CANTIDAD	DESCRIPCION	C F M
1	Esmerilador	50
1	Martillo cincelador (10-13)Lbs	30
1	Intercambiador	20
1	Probador de Toberas	20
1	Soplete de Pintura	10

Además se va a utilizar 50 cfm para futuras adiciones, y se va a tomar en cuenta el 10 % como factor de pérdidas por grietas en tuberías, herramientas, mangueras, etc.

La siguiente tabla nos da las C F M requeridos para nuestro propósito

Herramienta	Consumo C F M	# de Herra mientas	Aire Requerido C F M (1) x (2)	Factor de Carga %	Demanda de aire-Probable C F M
Esmeril	50	1	50	0.3	15
Martillo	30	1	30	0.4	12
Intercamb.	20	1	20	0.2	4
Toberas	20	1	20	0.2	4
Soplete	10	1	10	0.1	1
Total	130				36

Obteniendo el 10 % del consumo de C F M se tiene:

$$36 \times 0.1 = 3.6$$

Luego la cantidad de aire requerida en el compresor es de:

$$\text{C F M req.} = 36 + 3.6 + 50 = 89.6 \text{ c f m}$$

En vista de que el compresor libera de 36.4 a 109 cfm se puede ver fácilmente que el tamaño del compresor es adecuado para nuestros requerimientos.

DETERMINACION DEL DIAMETRO DEL TUBO PRINCIPAL PARA UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO.

Rango de presiones 50-250 psi.

Línea principal tiene 38 mts. ($\approx$ 125 pies) incluido futuras adiciones.

1.- FLUJO DE AIRE.

El flujo requerido es de 89.6 cfm incluido futuras adiciones.

2.- AJUSTE

Refiriendose a la tabla # 10.26 (manual) y asumiendo un tubo de 1" de diametro, la longitud del tubo principal es ajustado como sigue.

Se van a poner 4 codos y 7 tees en el recorrido.

$$4 \text{ codos} \text{ --- } 2.62 \text{ ft} = 10.48 \text{ ft.}$$

$$7 \text{ codos} \text{ --- } 2.62 \text{ ft} = 18.34 \text{ ft.}$$

Estas medidas incluyendolas en la línea principal da 153.82 pies.

3.- CAIDA DE PRESION PERMISIBLE

La caída de presión para la línea principal no debe exceder de 3 psi.

Se debe agregar 1 psi para las líneas de limpieza.

4.- CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION

Para un diámetro de 1" y con un 90 cfm., la tabla 10.23 (manual) da una caída de presión de 22.6. Luego se tiene que:

$$P = \frac{153.82 \times 22.6}{1000} = 3.476 \text{ psi}$$

Adicionando el 1 psi de la línea de limpieza nos da mucho mayor que 3 psi, siendo por lo tanto muy excesivo.

5.- AJUSTANDO LA CAIDA DE PRESION

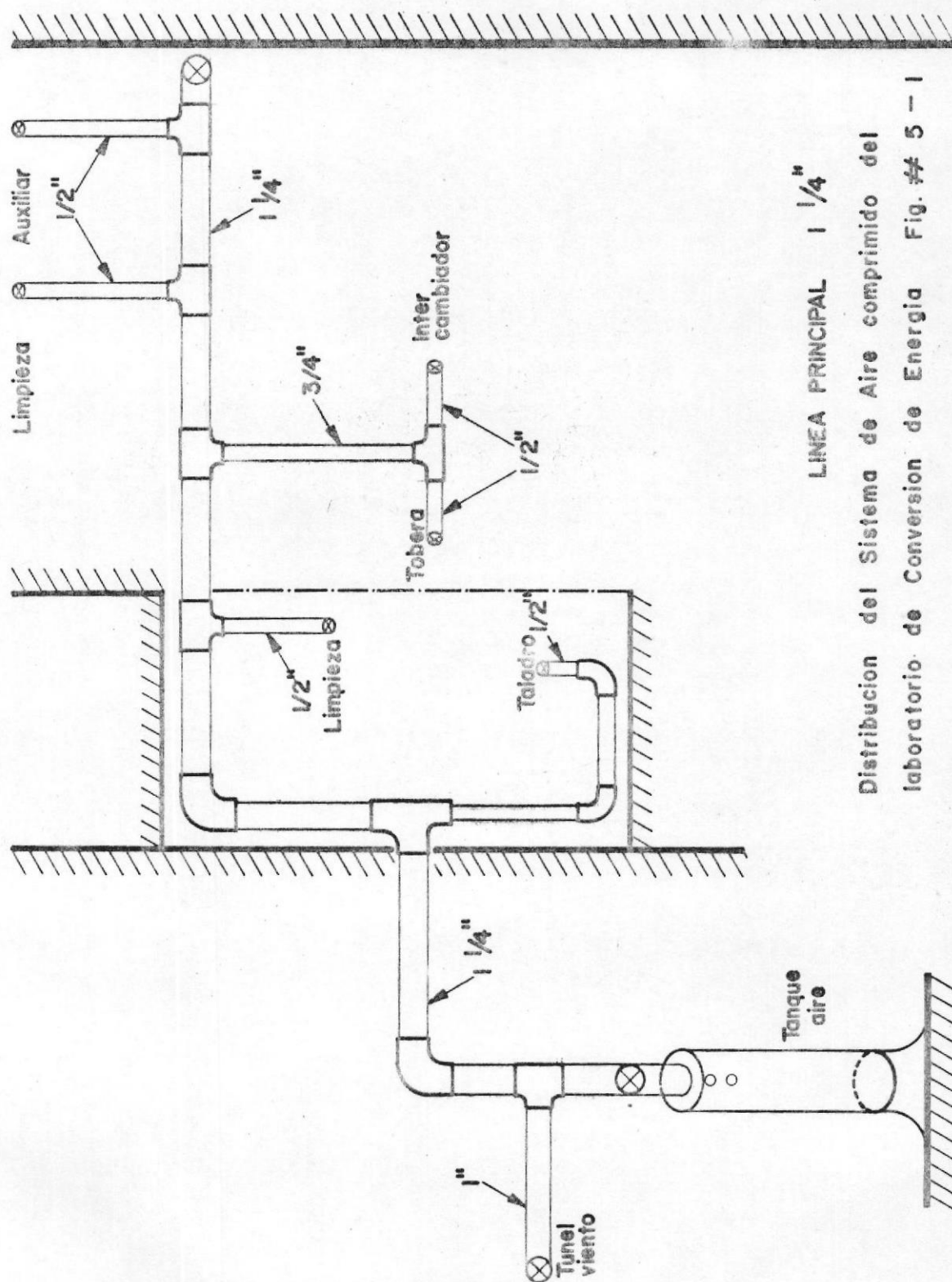
Con un diámetro de 1 1/4" se tiene una caída de presión de 5.23 psi.

Por lo tanto:

$$P = \frac{153.82 \times 5.23}{1000} = 0.804 \text{ psi}$$

Adicionando el 1' psi de la línea de limpieza vemos que no excede de 3 psi que es lo permisible.

Por lo tanto el diámetro de la línea principal es de 1 1/4".



Distribucion del Sistema de Aire comprimido del
laboratorio de Conversion de Energia Fig. # 5 - 1

CAPITULO VI

A.- Tabla de Datos

- Tabla 1 datos a 650 rpm Primera Etapa
- Tabla 2 datos a 600 rpm Primera Etapa
- Tabla 3 datos a 550 rpm Primera Etapa
- Tabla 4 datos a 500 rpm Primera Etapa
- Tabla 5 datos a 450 rpm Primera Etapa
- Tabla 6 datos de la primera y segunda etapa sin intercambiador
- Tabla 7 datos de la primera y segunda etapa con intercambiador

B.- Tablas de Resultados

- Tabla 1 resultado de la Primera etapa a 650 rpm
- Tabla 2 resultado de la primera Etapa a 600 rpm
- Tabla 3 resultado de la Primera Etapa a 550 rpm
- Tabla 4 resultado de la Primera Etapa a 500 rpm
- Tabla 5 resultado de la Primera Etapa a 450 rpm
- Tabla 6 resultado de la primera y segunda Etapa sin intercambiador
- Tabla 7 resultado de la primera y segunda Etapa con intercambiador

C.- Tabla de aire requerida para varias herramientas

D.- Diagramas

PRIMERA ETAPAPRUEBA A 650 rpm.TABLA 1DATOS:

P_2	= 10 bar	8	6	4
T_1	= 30°C	30	30	30
T_3	= 35°C	40	44	48
T	= 240°C	246	232	195
ΔP	= 33 m m H ₂ O	46	55	72
P_1	= 13 m m H ₂ O	14	15	17
P_3	= 25 m m H ₂ O	30	38	44
V	= 178 volt	175	172	170
I	= 8.5 amp	8	7.5	6.8
F	= 33.5 nw	31	29	26
T_{DI}	= 27°C	27.5	28	28
T_{w1}	= 26°C	26.8	27	27
T_{D3}	= 31.5°C	35.5	38.5	43
T_{w3}	= 30°C	34	37	41

rpm

PRIMERA ETAPAPRUEBA A 600 rpm.TABLA 2DATOS:

P_2	=	10 bar	8 bar	6 bar	4 bar
T_1	=	30°C	30°C	30°C	30
T_2	=	245°C	240°C	223°C	200
T_3	=	30°C	36°C	42°C	46
ΔP	=	26 m m H ₂ O	35 m m H ₂ O	46	57
P_1	=	11 m m H ₂ O	12	13	14
P_3	=	22 m m H ₂ O	26	28	35
V	=	160 volt	158	156	155
I	=	8.2 amp	8	7.5	6.5
F	=	32.5 nw	31	29	25
T_{D1}	=	26.5°C	27°C	27	27.4
T_{W1}	=	26°C	26.2	26.4	26.8
T_{D3}	=	33°C	36	40	41
T_{W3}	=	32°C	34.5	38.2	39

rpm (motor) = 2125

PRIMERA ETAPAPRUEBA A 550 rpm.TABLA 3

P_2	=	10 bar	8 bar	6	4
T_1	=	31°C	31	31	31
T_2	=	240°C	235	215	195
T_3	=	34°C	37	40	44
ΔP	=	20 m m H2O	24	26	48
P_1	=	9 m m H2O	10	11	12
P_3	=	21 m m H2O	26	33	36
V	=	145 volt	144	142	140
I	=	8 amp	7.8	7.2	6.5
F	=	32.5 n	30	28	25
T_{D1}	=	26°C	26.8	27.6	27.8
T_{w1}	=	25.4	26.4	27	27
T_{D3}	=	29.8	33.8	37	39.8
T_{w3}	=	28.5	32.2	35.4	38.2
rpm	=				

PRIMERA ETAPAPRUEBA CON 500 rpm:TABLA 4

P_2	= 10 bar	8	6	4
T_1	= 30°C	30	30	30
T_2	= 237°C	230	212	190
T_3	= 35°C	36	40	40
ΔP	= 17 mm H ₂ O	20	24.5	31.5
P_1	= 7	8	9	10
P_3	= 13	16	22	29
V	= 130 vol	130	130	130
I	= 8.2 amp	7.8	7.2	6.5
F	= 32.5 N	31.5	28.5	24.5
T_{p1}	= 26.5°C	26.2	26.8	26.5
$T_{r,1}$	= 26°C	26	26.2	26.2
$T_{m,2}$	= 33°C	34	36	38
T_{W3}	= 32°C	33	34.8	36.5

rpm motor = 1750

PRIMERA ETAPAPRUEBA CON 450 rpm:TABLA 5

P ₂	= 10 bar	8	5	4
T ₁	= 34°C	34	34	34
T ₂	= 225°C	215	200	182
T ₃	= 33°C	35	35	38
ΔP	= 14 m m H ₂ O	19	28	32
P ₁	= 6	7	8	9
P ₃	= 9	13	16	20
V	= 120 volt	120	118	118
I	= 8 amp	7.8	7	6.2
F	= 32 n	30	29	24.5
T _{D1}	= 26.8°C	28.8	29	29.4
T _{w1}	= 26.2°C	28.2	28.6	29
T _{D3}	= 28.7°C	33.4	33	35.5
T _{w3}	= 27.2°C	32.8	29	31

rpm motor =

DATOS CON LA 2da. ETAPA CONECTADA

<u>PRIMERA ETAPA:</u>	<u>SIN</u>	<u>INTERCAMBIADOR</u>	<u>TABLA 6</u>
P_1' = 28 m m H ₂ O	21	16	12
P_2' = 3.5 bar	2.9	2.5	1.7
T_1 = 30°C	30	30	30
T_2 = 192°C	180	165	145
T_3 = 55°C	54	52	50
N_1 = 800 rpm	700	600	525
ΔP = 133 m m H ₂ O	130	110	56
P_3' = 44 m m H ₂ O	40	38	31
F = 25 Nw	23	20	18
V = 218 volt	182	160	140
I = 6.5 Amp	6	5.5	5
T_{D1} = 28.5°C	29.5	30	29.0
T_{w1} = 27°C	29	29	28.5
T_{D3} = 39.5°C	46.5	46	44
T_{w3} = 35°C	42.5	46	44
Diagra =			
P_o = 1.01863 bar			

SEGUNDA ETAPA SIN INTERCAMBIADOR

Vw	= 2.95 l/wint	3.2	3.1	3.1
T ₁ '	= 115°C	109	105	95
T ₂ '	= 208°C	195	175	150
T ₃ '	= 35°C	35	35	35
T ₄ '	= 40°C	40	40	40
T ₅ '	= 30°C	30	30	30
T ₆ '	= 30°C	30	30	30
N ₂	= 425 rpm	425	425	425
P ₂	= 10 bar	8	6	4
P ₁	= 3.4 bar	2.7	2.2	1.4
F	= 28 Nw	23	20	6
V	= 120 volt	120	118	118
I	= 7.5 Amp	6.5	5	3.5
Interemf.	= No	No	No	No
Ind.	= 1			
Diag.	= No	No	No	No

DATOS CON LA 2da. ETAPA CONECTA Y EL INTERCAMBIADOR

	<u>PRIMERA ETAPA</u>	<u>TABLA 7</u>	
$P_1 = 28 \text{ m m H}_2\text{O}$	27	22	17
$P_2 = 3 \text{ bar}$	2.8	2.5	2
$T_1 = 30^\circ\text{C}$	29	29	30
$T_2 = 180^\circ\text{C}$	170	160	145
$T_3 = 40^\circ\text{C}$	37	40	40
$N_1 = 800 \text{ rpm}$	790	700	600
$\Delta P = 91 \text{ m m H}_2\text{O}$	89	65	42
$P_3 = 40 \text{ m m H}_2\text{O}$	38	34	25
$F = 23.5 \text{ Nw}$	23	21	18
$V = 210 \text{ vol}$	210	185	165
$I = 6.1 \text{ Amp}$	6.0	5.5	5
$T_{D1} = 29.5^\circ\text{C}$	27.2	28.4	29
$T_{W1} = 28.0^\circ\text{C}$	26.0	27.0	28
$T_{D3} = 40^\circ\text{C}$	31	38.5	38
$T_{W3} = 39^\circ\text{C}$	30.0	37.5	37

SEGUNDA ETAPADATOS CON INTERCAMBIADOR CONECTADO

$\dot{V}_w = 3.1 \text{ l/mint.}$	3.1	3.1	3.1
$T_1 = 35^\circ\text{C}$	35	35	35
$T_2 = 132^\circ\text{C}$	128	117	102
$T_3 = 120^\circ\text{C}$	115	110	99
$T_4 = 35^\circ\text{C}$	32	32	32
$T_5 = 28^\circ\text{C}$	26	26	26
$T_6 = 31^\circ\text{C}$	30	30	30
$N_2 = 450 \text{ rpm}$	450	450	450
$P_2 = 9 \text{ bar}$	8	6	4
$P_1 = 2.9 \text{ bar}$	2.7	2.3	1.9
$F = 25 \text{ Nw}$	22	18	13
$V = 120 \text{ volt}$	120	120	120
$I = 7 \text{ Amp}$	6.2	5	3.8

R E S U L T A D O S



BIOTECNOLOGIA

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS

(PRIMERA ETAPA)

TABLA 1

rpm	P (bar)	rp	rt	n
650	10	10.80	1.72	1.29
	8	8.84	1.71	1.33
	6	6.88	1.67	1.36
	4	4.92	1.54	1.37
rpm	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/seg)	$\dot{V}$ (m ³ /seg)	Pot (kw)
650	10	2.174×10^{-3}	3.257×10^{-4}	1.601
	8	2.547×10^{-3}	4.789×10^{-4}	1.488
	6	2.769×10^{-3}	6.687×10^{-4}	1.378
	4	3.149×10^{-3}	10.573×10^{-4}	1.244

PRIMERA ETAPA

rpm	P (bar)	W _{p1} (kw)	W _{is} (kw)	W _i (kw)	W _{mec} (kw)
650	10	5.982×10^{-1}	1.955×10^{-1}	3.324×10^{-1}	1.287
	8	6.397×10^{-1}	2.097×10^{-1}	2.968×10^{-1}	1.191
	6	6.062×10^{-1}	2.017×10^{-1}	2.612×10^{-1}	1.114
	4	5.466×10^{-1}	1.895×10^{-1}	2.331×10^{-1}	0.999

rpm	P (bar)	η_{vol} (%)	η_{is} (%)	η_{iso} (%)	η_{mec} (%)
650	10	36.76	58.80	15.19	25.83
	8	43.06	70.67	17.61	24.92
	6	46.81	77.25	18.10	23.44
	4	53.24	81.30	18.97	22.82

PRIMERA ETAPATABLA 2

rpm	P (bar)	rp	rt	n
600	10	10.80	1.71	1.29
	8	8.84	1.69	1.32
	6	6.88	1.64	1.34
	4	4.92	1.56	1.38

rpm	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/seg)	$\dot{V}$ (m ³ /seg)	Pot (kw)
600	10	1.946×10^{-3}	2.892×10^{-4}	1.40
	8	2.234×10^{-3}	4.114×10^{-4}	1.35
	6	2.539×10^{-3}	6.023×10^{-4}	1.26
	4	2.809×10^{-3}	9.533×10^{-5}	1.10

PRIMERA ETAPA

rpm	P (bar)	Wpl (kw)	Wis (kw)	Wi (kw)	Wmec (kw)
600	10	5.331×10^{-1}	1.749×10^{-1}	2.629×10^{-1}	1.152
	8	5.592×10^{-1}	1.841×10^{-1}	2.411×10^{-1}	1.099
	6	5.509×10^{-1}	1.85×10^{-1}	2.3×10^{-1}	2. 1.028
	4	4.906×10^{-1}	1.691×10^{-1}	2.192×10^{-1}	0.886

rpm	P (bar)	η_{vol} (%)	η_{is} (%)	η_{iso} (%)	η_{mec} (%)
600	10	35.63	66.52	15.18	22.82
	8	40.95	76.37	16.75	21.93
	6	46.5	80.43	17.99	22.38
	4	51.45	77.16	19.08	24.72

PRIMERA ETAPATABLA 3

rpm	P (bar)	rp	rt	n
550	10	10.81	1.68	1.28
	8	8.85	1.67	1.30
	6	6.88	1.60	1.32
	4	4.92	1.54	1.37

rpm	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/seg)	$\dot{V}$ (m ³ /seg)	Pot (kw)
550	10	1.695×10^{-3}	2.496×10^{-4}	1.248
	8	1.848×10^{-3}	3.368×10^{-4}	1.211
	6	1.915×10^{-3}	4.447×10^{-4}	1.110
	4	2.586×10^{-3}	8.57×10^{-4}	0.998

PRIMERA ETAPA

rpm	P (bar)	W _{p1} (kw)	W _{is} (kw)	W _i (kw)	W _{mec} (kw)
550	10	4.627×10^{-1}	1.529×10^{-1}	2.813×10^{-1}	1.056
	8	4.596×10^{-1}	1.527×10^{-1}	2.712×10^{-1}	0.975
	6	4.124×10^{-1}	1.300×10^{-1}	1.972×10^{-1}	0.910
	4	4.498×10^{-1}	1.562×10^{-1}	1.909×10^{-1}	0.813

rp,	P (bar)	η_{vol} (%)	η_{is} (%)	η_{iso} (%)	η_{mec} (%)
550	10	33.87	54.38	14.48	26.62
	8	36.93	56.31	15.66	27.81
	6	38.26	71.0	15.39	21.67
	4	51.67	81.85	19.22	23.48

PRIMERA ETAPATABLA 4

rpm	P (bar)	rp	rt	n
500	10	10.81	1.68	1.28
	8	8.85	1.66	1.30
	6	6.88	1.60	1.32
	4	4.92	1.53	1.36

rpm	P (BAR)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	$\dot{V}$ (m ³ /seg)	Pot (kw)
500	10	1.560×10^{-3}	2.282×10^{-4}	1.54
	8	1.689×10^{-3}	3.048×10^{-4}	1.10
	6	1.858×10^{-3}	4.311×10^{-4}	1.02
	4	2.108×10^{-3}	7.00×10^{-4}	0.93

PRIMERA ETAPA

rpm	P (bar)	Wp1(kw)	Wis (kw)	Wi (kw)	Wmec (kw)
500	10	4.238×10^{-1}	1.403×10^{-1}	2.739×10^{-1}	0.960
	8	4.172×10^{-1}	1.391×10^{-1}	2.283×10^{-1}	0.931
	6	3.981×10^{-1}	1.354×10^{-1}	1.644×10^{-1}	0.842
	4	3.639×10^{-1}	1.269×10^{-1}	1.561×10^{-1}	0.724

rpm	P (bar)	η_{vol} (%)	η_{Is} (%)	η_{iso} (%)	η_{mec} (%)
500	10	34.28	51.20	14.61	28.53
	8	37.12	60.95	14.95	24.53
	6	40.84	82.40	16.08	19.52
	4	46.32	81.28	17.53	21.57

PRIMERA ETAPATABLA 5

rpm	P (bar)	rp	rt	n
450	10	10.81	1.62	1.26
	8	8.85	1.59	1.27
	6	6.88	1.54	1.29
	4	4.92	1.48	1.33

rpm	P (bar)	$\dot{m}$ (kg/seg)	$\dot{V}$ (m ³ /seg)	Pot (kw)
450	10	1.419×10^{-3}	1.029×10^{-4}	1.05
	8	1.645×10^{-3}	2.886×10^{-4}	1.03
	6	2.00×10^{-3}	4.529×10^{-4}	0.92
	4	2.13×10^{-3}	6.954×10^{-4}	0.82

PRIMERA ETAPA

rpm	P	W _{p1} (kw)	W _{is} (kw)	W _{is} (kw)	W _{mec} (kw)
450	10	3.831×10^{-1}	1.294×10^{-1}	2.301×10^{-1}	0.851
	8	4.031×10^{-1}	1.376×10^{-1}	1.972×10^{-1}	0.798
	6	4.259×10^{-1}	1.479×10^{-1}	1.890×10^{-1}	0.771
	4	3.677×10^{-1}	1.299×10^{-1}	1.808×10^{-1}	0.652

rpm	P	$\eta_{vol}(\%)$	$\eta_{is}(\%)$	$\eta_{iso}(\%)$	$\eta_{mec}(\%)$
450	10	34.67	56.22	15.20	27.04
	8	40.26	79.77	17.25	24.72
	6	48.89	78.22	19.17	24.51
	4	52.02	71.88	19.95	27.75

RESULTADOS DE 2da. ETAPA CONECTADA SIN INTERCAMBIADOR TABLA 6

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	rp	rt	n
1 ra.	800	3.5	4.43	1.53	1.36graf. 1.40
2 da.	425	10	2.49	1.23	1.30

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	m _a (kag/seg)	Pot (kw)	$\eta_{vol}(\%)$
1 ra.	800	3.5	4.320×10^{-3}	1.505	59.37
2da.	425	10	4.320×10^{-3}	0.988	75.0

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wp1 (kw)	Wp1(kw) n=1.36	Wis (kw)
1 ra.	800	3.5	6.972×10^{-1}	3.885×10^{-1}	2.429×10^{-1}
2 da.	425	10	4.889×10^{-1}	- x -	1.910×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wmec (kw)	$\eta_{iso}(\%)$
1 ra.	800	3.5	1.82	20.55
2 da.	425	10	0.703	27.16

SIN INTERCAMBIADOR

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	rp	rt	n
1 ra.	700	2.9	3.84	1.49	1.42
2 da.	425	8	2.43	1.23	1.30

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	Pot (kw)	$\eta_{vol}(\%)$
1 ra	700	2.9	4.191×10^{-3}	1.18	65.80
2 da.	425	8	4.192×10^{-3}	0.868	85.0

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	W_{p1} (kw)	W_{p1} $n=1.36$ (kw)	W_{is} (kw)
1 ra.	700	2.9	6.011×10^{-1}	5.893×10^{-1}	2.131×10^{-1}
2 da.	425	8	4.523×10^{-1}	- x -	1.773×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	W_{mec} (kw)	$\eta_{iso}(\%)$
1 ra.	700	2.9	0.925	22.38
2 da.	425	8	0.578	30.68

SIN INTERCAMBIADOR

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	rp	rt	n
1 ra.	600	2.5	3.45	1.45	1.43 1.36graf
2 da.	425	6	2.11	1.19	1.31

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	$\dot{m}_a$ (Kg/seg)	Pot (kw)	η_{vol} (%)
1 ra.	600	2.5	3.928×10^{-3}	0.968	71.93
2 da.	425	6	3.928×10^{-3}	0.678	90.7

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	W_{p1} (kw)	W_{p1} $n=1.36$ (kw)	W_{is} (kw)
1 ra.	600	2.5	5.117×10^{-1}	5.005×10^{-1}	1.837×10^{-1}
2 da.	425	6	3.334×10^{-1}	- x -	1.329×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P_2 (bar)	W_{mec} (kw)	η_{iso} (%)
1 ra.	600	2.5	0.709	25.90
2 da.	425	6	0.502	26.45

SIN INTERCAMBIADOR

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	rp	rt	n
1 ra.	525	1.7	2.67	1.38	1.43 1.36 graf
2da.	4.25	4	2.07	1.15	1.24

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	Pot (kw)	$\eta_{vol}(\%)$
1 ra.	525	1.7	2.766×10^{-3}	0.788	57.89
2 da.	425	4	2.766×10^{-3}	0.501	83.0

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wp1 (kw)	Wp1 n=1.36	Wis (kw)
1 ra.	525	1.7	3.087×10^{-1}	3.025×10^{-1}	1.025×10^{-1}
2 da.	425	4	1.667×10^{-1}	- x -	0.926×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wmec (kw)	$\eta_{iso}(\%)$
1 ra.	525	1.7	0.559	18.34
2 da.	425	4	0.151	61.46

RESULTADOS DE 2da. ETAPA CONECTADA E INTERCAMBIADOR

TABLA 7

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	rp	rt	n
1 ra.	800	3	3.84	1.49	1.42
2 da.	450	9	2.56	1.31	1.41

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	Pot. (kw)	$\eta_{vol}(\%)$
1 ra.	800	3	3.584×10^{-3}	1.369	49.23
2 da.	450	9	3.584×10^{-3}	0.928	52.32

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wp1 (kw)	Wp1 n=1.36 (kw)	Wis (kw)
1 ra.	800	3	5.165×10^{-1}	5.041×10^{-1}	1.822×10^{-1}
2 da.	450	9	3.422×10^{-1}	3.378×10^{-1}	1.292×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P ₂ (BAR)	Wmec (kw)	$\eta_{iso}(\%)$	$\Sigma(\%)$
1 ra.	800	3	1.111	16.40	-x-
2 da.	450	9	0.665	19.42	92.39

INTERCAMBIADOR CONECTADO

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	rp	rt	n
1 ra.	790	2.8	3.74	1.47	1.41
2 da.	450	8	2.43	1.30	1.42

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	$\dot{m}_a$ kg/seg)	Pot (kw)	η_{vol} (%)
1 ra.	790	2.8	3.362×10^{-3}	1.348	49.54
2 da.	450	8	3.362×10^{-3}	0.832	54.79

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wp1 (kw)	Wp1(kw) n=1.36	Wis (kw)
1 ra.	790	2.8	4.955×10^{-1}	4.60×10^{-1}	1.767×10^{-1}
2 da.	450	8	3.192×10^{-1}	2.968×10^{-1}	1.212×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wmec (kw)	η_{iso} (%)	ε (%)
1 ra.	790	2.8	1.074	16.47	- x -
2 da.	450	8	0.585	20.71	93.26

INTERCAMBIADOR CONECTADO

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	rp	rt	n
1 ra.	700	2.5	3.39	1.43	1.42
2 da.	450	6	2.25	1.27	1.41

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	Pot (kw)	η_{vol} (%)
1 ra.	700	2.5	3.029×10^{-3}	1.106	47.54
2 da.	450	6	3.029×10^{-3}	0.688	52.20

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wp1 (kw)	Wp1 (kw) n= 1.36	Wis (kw)
1 ra.	700	2.5	3.856×10^{-1}	3.78×10^{-1}	1.391×10^{-1}
2da.	450	6	2.451×10^{-1}	2.42×10^{-1}	0.944×10^{-1}

ETAPAS	rpm	P ₂ (bar)	Wmec (kw)	η_{iso} (%)	ε (%)
1ra.	700	2.5	0.869	16.0	- x -
2da.	450	6	0.479	19.71	92.85

INTERCAMBIADOR CONECTADO

Etapas	rpm	P (bar)	Rp	Rt	n
1 ra.	600	2	2.92	1.38	1.43
2 da.	450	4	1.72	1.22	1.57

ETAPAS	rpm	P (bar)	$\dot{m}_a$ (kg/seg)	Pot.	η_{vol} (%)
1 ra.	600	2	2.433×10^{-3}	0.888	44.56
2 da.	450	4	2.433×10^{-3}	0.544	47.69

ETAPAS	rpm	P (bar)	Wp1 (kw)	Wp1 n-1.36 (kw)	Wis (kw)
1 ra.	600	2	2.672×10^{-1}	2.619×10^{-1}	0.984
2 da.	450	4	1.269×10^{-1}	1.208×10^{-1}	0.597

ETAPAS	rpm	P (bar)	Wmec (kw)	η_{iso} (%)	ϵ (%)
1 ra.	600	2	0.638	15.41	- x -
2 da.	450	4	0.346	14.65	91.78

CONCLUSIONES

De acuerdo a los trabajos que se han efectuado se ha podido llegar a las siguientes conclusiones, las cuales pueden ser tomadas en cuentas para futuras investigaciones.

- 1.- El valor del índice politrópico ($n = 1.34$) se acerca más a su valor ideal cuando la máquina esta trabajando sola en la primera etapa.
El valor real de n cuando la máquina trabaja fluctua entre 1.33 y - 1.36.
- 2.- Cuando se conecta la segunda etapa sin el intercambiador se nota un aumento en el valor de n en la primera etapa llegando estar $n = 1.43$ en cambio se nota una disminución en la segunda etapa de $n = 1.30$.
- 3.- Cuando se conecta el equipo el intercambiador se nota que hay una igualdad en el valor de n llegando a estar en las dos etapas $n = 1.41$
- 4.- Referente al flujo de masa se ve que hay mayor cantidad de flujo cuando la máquina esta trabajando al máximo de sus revoluciones así como la presión en el punto 2 es mayor.
- 5.- De todos los cálculos que se han llegado a realizar se puede sacar, como conclusión que la máquina llega a tener su máxima eficiencia cuando trabaja en conjunto tanto la primera como la segunda etapa teniendo el intercambiador conectado, llegandose a obtener una eficiencia de la máquina en un 93% no pudiéndose obtener una eficiencia mayor ya que las condiciones climáticas variaban a las del diseño.

RECOMENDACIONES

Realizar un mayor trabajo experimental que proporcione con mejor exactitud los valores de las variables de pruebas.

Efectuar ensayos experimentales en diferentes puntos intermedios de los ya realizados y calcular los trabajos en dichos puntos para tener una mayor exactitud de experimentación.

Promoverse urgentemente la construcción de un compresor de aire piloto que permita la comparación y perfeccionamiento de las pruebas ya realizadas.

Los trabajos experimentales y teóricos realizados hasta ahora en el laboratorio de conversión de Energía de la E.S.POL, en el compresor de aire, son concluyente en cuanto que demuestran la confiabilidad técnica del estudio.

Adquirir el aparato diseñador de curvas para la segunda etapa y así poder tener constancia gráficas de cada una de las pruebas realizadas.

Promover a los estudiantes de Ingeniería Mecánica la realización de clases experimentales en el laboratorio de conversión de energía en los equipos de aire comprimido para poder comprobar dichos resultados con los obtenidos en esta tesis de grado.

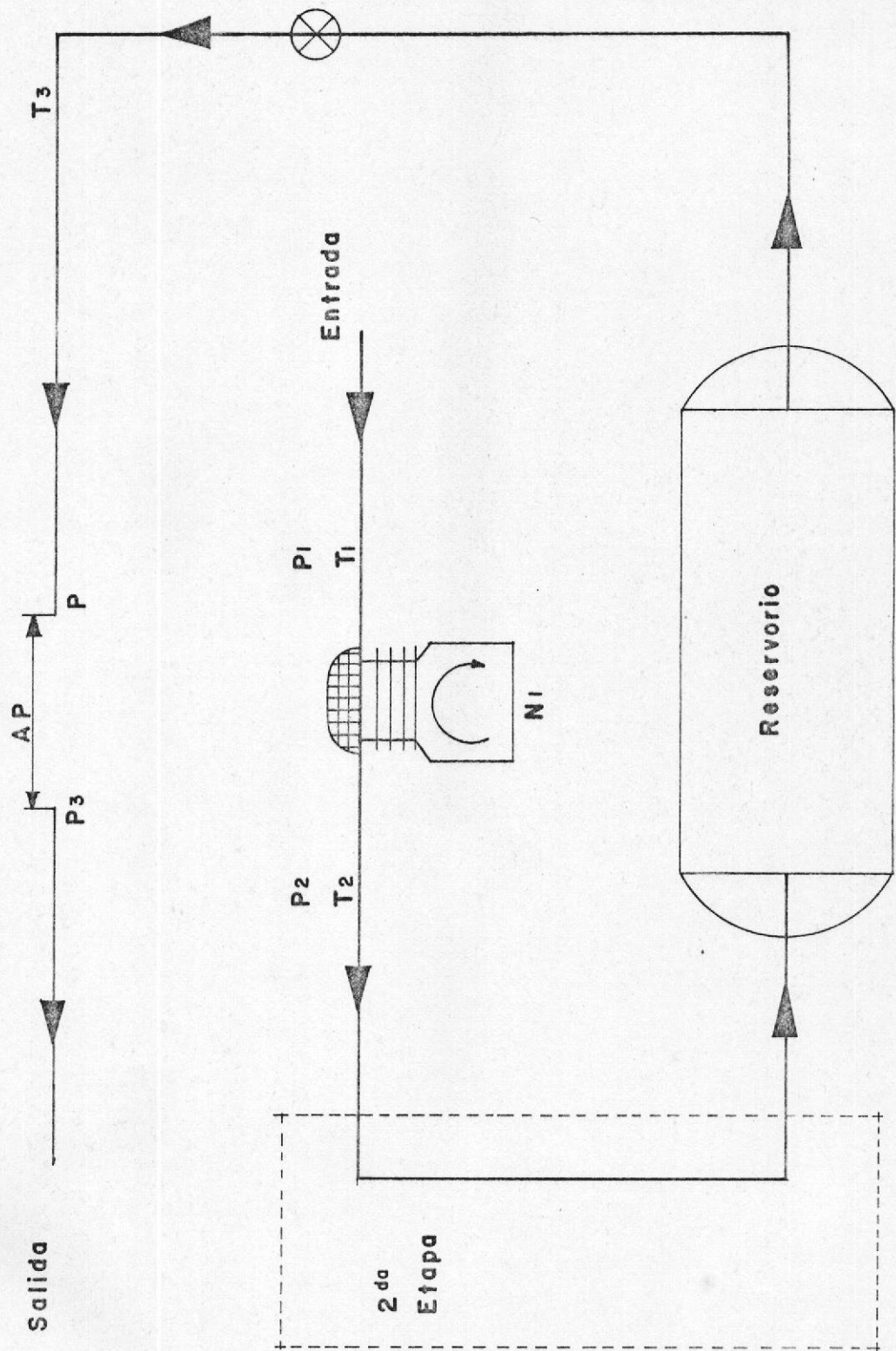


Fig. A. - Diagrama de flujo para la primera etapa

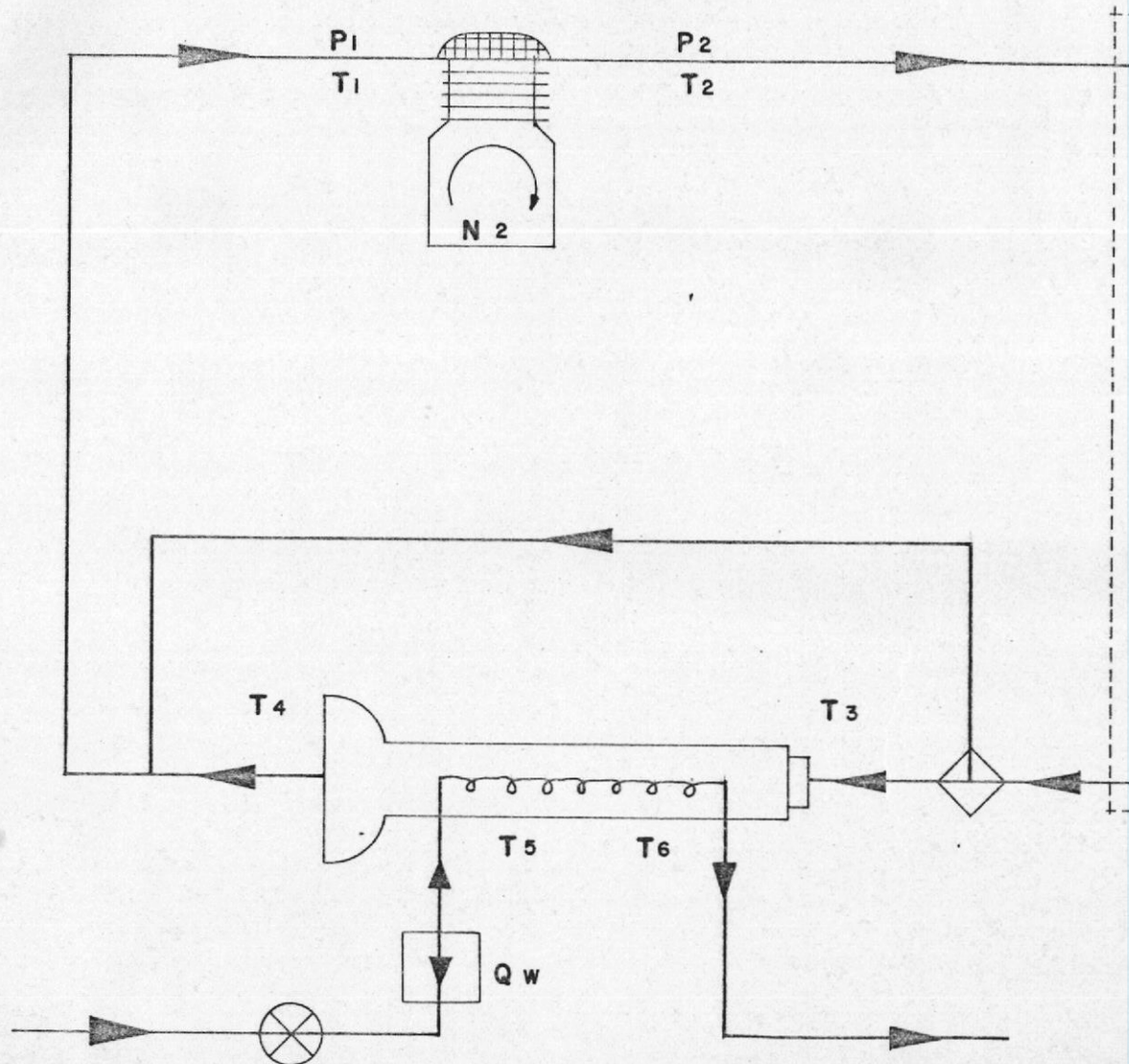


Fig. B. -Diagrama de flujo para la segunda etapa

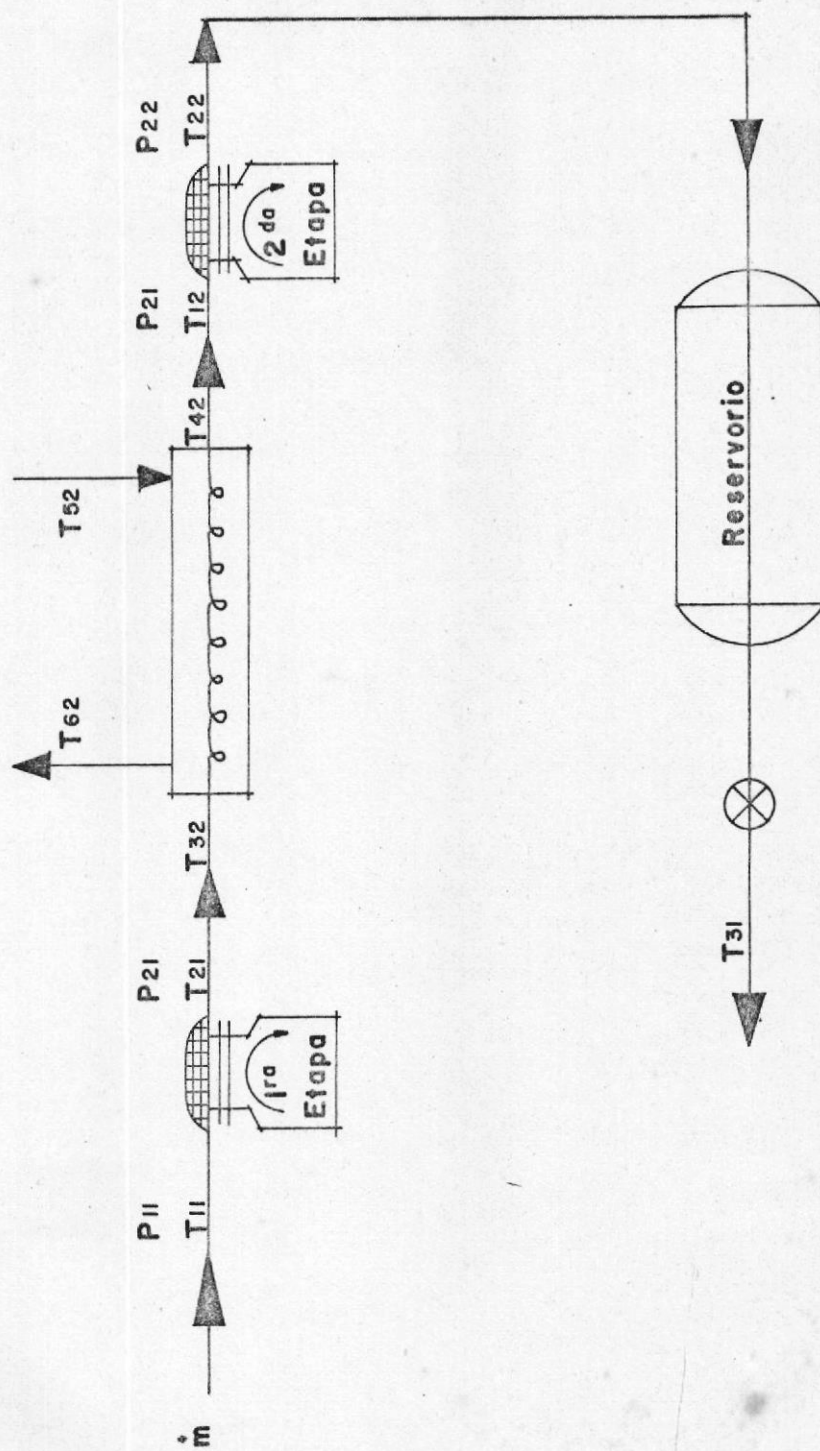


Fig. C. - Diagrama de flujo para las dos etapas

BIBLIOGRAFIAS

- 1.- CARNICER, Royo, E. Manual de las técnicas del aire comprimido
Consulta.
- 2.- DOSSAT J, Principio de Refrigeración. Consulta
- 3.- FELLER, E. Air Compressor. 16-55 p.
- 4.- FAIRES, Moring V. Termodinámica 154 . (2da. EDición)
- 5.- MARTER, D. H. Termodinámica y motores Térmicos 361 p.
- 6.- MCGRAW - HILL Ecyclopedia of Science and Technology. V 3.
Consulta.
- 7.- MONTESO, José. Refrigeración práctica 31-45 p. 4ta. Edición
- 8.- ROLLINS, P. Compressed air and gas handbook 1 p. 4to. cap.
- 9.- STOECKER, W. F. Refrigeration and Air Conditioning. 236 p.
- 10.- GILKES TUTOR Hand Book for the air compressor test set GT102
and GT102/2. Consulta.