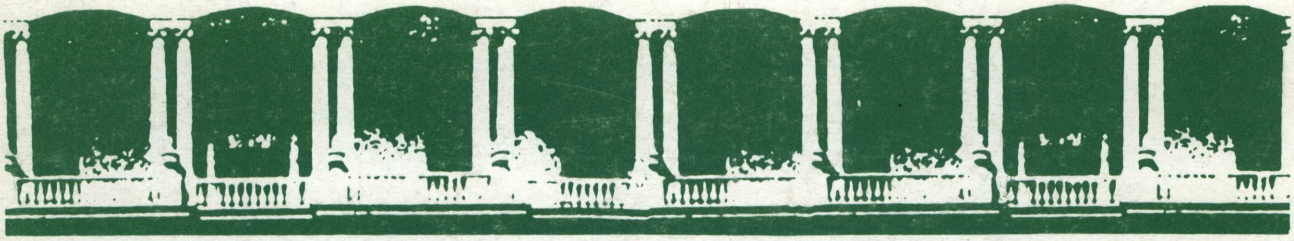
FACULTAD DE INGENIERIA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO



PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR
JAIME AGUILAR REYES
ENRIQUE CONTRERAS LOPEZ
ROGELIO ESCALERA CAMPOVERDE
EDUARDO LEMUS SOTO
VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ
ARMANDO MALDONADO SUSANO
FRANCISCO MORENO VILLANUEVA
RAMON SANDOVAL PEÑA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

PRACTICAS DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR
JAIME AGUILAR REYES
ENRIQUE CONTRERAS LOPEZ
ROGELIO ESCALERA CAMPOVERDE
EUDARDO LEMUS SOTO
VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ
ARMANDO MALDONADO SUSANO
FRANCISCO MORENO VILLANUEVA
RAMON SANDOVAL PEÑA

DIVISION DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA

FI/DIME/036-88

P R O L O G O

El presente instructivo del Laboratorio de Máquinas Térmicas se realizó con el objeto de que el alumno que curse esta materia pueda llevar a cabo su práctica con los conocimientos necesarios para entenderala y así obtener el beneficio correspondiente.

Este trabajo no pretende profundizar en la teoría que fundamente las diferentes prácticas, sino únicamente que el alumno tenga dónde repasar los conocimientos básicos sin los cuales éstas resultarían estériles y cansadas. La utilización del presente instructivo aunado no sólo a la consulta de los textos recomendados, sino también a la explicación del ayudante encargado de impartir la práctica, facilitarán al alumno, la preparación del reporte correspondiente con lo cual podrá lograr el objetivo esperado.

La preparación de este documento estuvo a cargo del personal académico de este Laboratorio.

ING. EDUARDO HERNANDEZ GORIBAR

INDICE GENERAL

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

	PAGS.
PRACTICA 1.- Instalaciones y Sistemas del Laboratorio.....	1.1-1.32
PRACTICA 2.- Generadores de vapor y calorímetros..	2.1-2.24
PRACTICA 3.- Combustión.....	3.1-3.41
PRACTICA 4.- Motores de vapor	4.1-4.31
PRACTICA 5.- Turbina de gas.....	5.1-5.31
PRACTICA 6.- Ciclo de Rankine	6.1-6.19
PRACTICA 7.- Turbina de vapor	7.1-7.26
PRACTICA 8.- Motor Diesel.....	8.1-8.19
PRACTICA 9.- Motor Encendido por Chispa.....	9.1-9.40
PRACTICA 10.- Compresores	10.1-10.59
PRACTICA 11.- Ventiladores	11.1-11.33

I N D I C E

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 1

INSTALACIONES Y SISTEMAS DEL LABORATORIO

		Pág.
1.1	OBJETIVO	1.1
1.2	GENERALIDADES	1.1
1.3	SISTEMAS	1.2
1.3.1	SISTEMA DE AGUA	1.2
1.3.1.1	Generalidades sobre tratamiento de agua	1.2
1.3.1.1.1	Dureza de agua	1.2
1.3.1.1.2	Métodos de tratamiento de agua	1.5
1.3.2	SISTEMA DE VAPOR	1.11
1.3.3	SISTEMA DE COMBUSTIBLE	1.12
1.4	EIEMENTOS DE CONDUCCION Y CONTROL DE FLUIDOS	1.12
1.4.1	TUBERIAS	1.12
1.4.1.1	Espesor de la pared de un tubo	1.15
1.4.1.2	Diámetro del tubo	1.16
1.4.2	CONEXIONES	1.17
1.4.2.1	Conexiones roscadas	1.17
1.4.2.2	Conexiones bridadas	1.18
1.4.2.3	Conexiones soldadas	1.18
1.4.2.4	Conexiones de las tuberías	1.19
1.4.4	VALVULAS COMUNES	1.19
1.4.4.1	Válvulas de compuerta	1.21
1.4.4.2	Válvulas de globo	1.21
1.4.3.3	Válvulas de retención	1.21
1.4.4.4	Válvulas macho	1.22

Pág.

1.4.5 VALVULAS ESPECIALES 1.22
1.4.5.1 Válvulas de seguridad 1.22
1.4.5.2 Válvulas de alivio 1.22
1.4.5.3 Válvulas de descarga 1.24
1.4.5.4 Válvulas de control y reguladoras 1.24
1.4.6 TRAMPAS DE VAPOR 1.24
1.4.6.1 Trampas continuas de flotador 1.25
1.4.6.2 Trampas intermitentes de flotador 1.25
1.4.6.2.1 Trampa de cubeta invertida 1.25
1.4.6.2.2 Trampa de cubeta abierta 1.26
1.4.6.3 Trampas termostáticas 1.27
1.4.7 SOPORTES 1.27
1.4.8 ESFUERZOS EN TUBERIAS DEBIDOS A LAS DILATACIONES POR TEMPERATURA 1.28

1.5 INSTRUMENTOS DE MEDICION Y CONTROL 1.30
1.5.1 INSTRUMENTOS MECANICOS 1.30
1.5.1.1 Para medir temperaturas 1.30
1.5.1.2 Para medir presiones 1.30
1.5.1.3 Para medir gasto 1.31
1.5.1.4 Para medir combustible 1.31
1.5.1.5 Para medir velocidad 1.31
1.5.1.6 Para análisis de gases 1.31
1.5.1.7 Para medir fuerzas y pesos 1.31
1.5.2 INSTRUMENTOS ELECTRICOS 1.32

BIBLIOGRAFIA 1.32

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 1

INSTALACIONES Y SISTEMAS DEL LABORATORIO

1.1 OBJETIVO

Familiarizar al estudiante con:

a. Los sistemas de agua, vapor y combustible del laboratorio
b. Los elementos de conducción de fluidos
c. Los aparatos de medición y control

1.2 GENERALIDADES

Conviene hacer notar que en esta práctica, más que el estudio de equipos y máquinas determinados, es importante analizar los sistemas que en general alimentan y complementan dichos equipos.

Las instalaciones del laboratorio pueden dar una idea, aunque en algunos casos en escala muy reducida, de las instalaciones a nivel industrial. Equipos como calderas, turbinas de vapor y de gas, compresores de aire, motores eléctricos y de combustión interna, cambiadores de calor, etc. son de uso común en los diferentes campos de la industria. En las subsecuentes prácticas del curso se estudiará en forma detallada cada uno de los equipos que comprende el laboratorio. En esta práctica sólo se verán aquellos elementos comunes a varios equipos y que son indispensables para su correcto funcionamiento.

1.3 SISTEMAS

1.3.1 SISTEMA DE AGUA

El agua que se emplea en el laboratorio tiene muy diversos usos. La que proviene de la red de distribución de CU se utiliza directamente en los sistemas de enfriamiento de los motores de combustión interna, compresores, - etc., como agua refrigerante en los intercambiadores de calor y en todos aquellos usos en los que no se requiere agua con baja dureza o con bajo contenido de sólidos; es decir, agua suavizada o desmineralizada, respectivamente. Parte del agua de enfriamiento se recircula, mandándola a una torre de enfriamiento para nuevamente utilizarla - en los condensadores de las turbinas de vapor.

El agua para alimentar a las calderas del laboratorio es tratada por el proceso de suavización por intercambio iónico que produce agua de muy baja dureza. La suavización tiene por objeto eliminar las sales de calcio y de magnesio que constituyen la dureza y producen incrustaciones en el interior de las calderas. (Véase la fig.1.1)

1.3.1.1 Generalidades sobre tratamiento de agua

El agua, tal como se encuentra en la naturaleza, no es - pura. Por su carácter de disolvente universal contiene en solución infinidad de gases y sales disueltos o materias en suspensión que le comunican propiedades en muchos casos indeseables, por lo que es necesario someterla a diferentes tratamientos, según el uso al que habrá de destinarse con el objeto de eliminarlos o al menos neutralizar sus efectos. Aún el agua de lluvia se encuentra contami

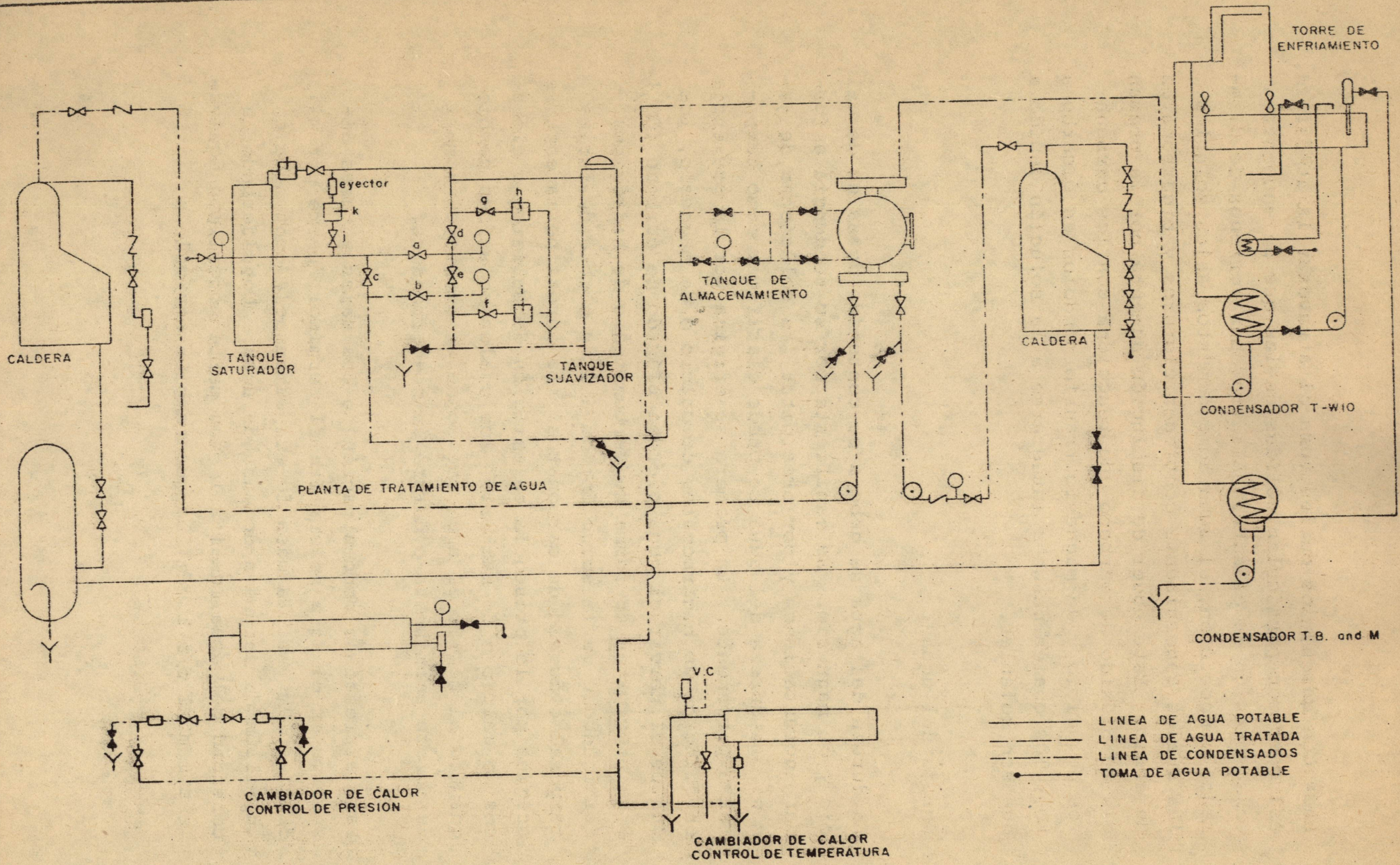


Figura I.1 Sistema de agua.

nada con gases, los cuales toma al atravesar la atmósfera, así como con partículas sólidas de las que se encuentran en suspensión en el aire. Al atravesar terrenos de diferente composición, el agua toma de éstos sales solubles las cuales generalmente contienen cloruros y bicarbonatos de sodio. Este poder de disolución aumenta por la presencia de bióxido de carbono que reacciona con los carbonatos de calcio y de magnesio transformándolos en bicarbonatos, los cuales pasan a integrarse a la solución debido a que son solubles.

1.3.1.1.1 Dureza del agua

La dureza del agua se debe a su contenido de sales de calcio y de magnesio. Se manifiesta por su tendencia a formar incrustaciones y por precipitar las soluciones de jabón. La dureza del agua se puede clasificar como temporal o permanente. La primera se origina por la presencia en solución de bicarbonatos de calcio o de magnesio, los cuales al hervir el agua pierden bióxido de carbono (CO_2) y se precipitan en forma de carbonatos o de hidróxidos eliminándose de la solución; de ahí su nombre de dureza temporal o dureza de carbonatos. La dureza permanente se origina por la presencia en solución de sulfatos o cloruros de calcio o de magnesio, los cuales no sufren cambio químico al hervir el agua, de donde se deriva el nombre de dureza permanente o dureza de no-carbonatos.

Para expresar la concentración de las sales y gases disueltos en el agua se utiliza el término: "parte por millón" o PPM y es la masa de esa substancia contenida en un millón de unidades de masa de agua. Considerando la densidad del agua igual a 1, una parte por millón equivale a 1 mg/1 ó a 1 g/m^3 lo que también equivale a $\frac{1}{10,000}$ % = 0.0001%.

1.3.1.1.2 Métodos de tratamiento de agua

Para su estudio, el tratamiento de agua puede dividirse en externo e interno.

a. Tratamiento de agua externo

El tratamiento que recibe el agua antes de introducirla en los equipos en donde se utiliza se denomina externo. Este puede ser mecánico, térmico o químico. Como ejemplos de tratamiento mecánico pueden mencionarse la sedimentación y la filtración. La destilación y la desaereación por calentamiento son tratamientos térmicos. Los tratamientos químicos pueden ser con substancias que producen reacciones de precipitación o neutralización o reacciones de intercambio iónico.

La sedimentación se utiliza para eliminar las materias más pesadas que trae el agua en suspensión; básicamente consiste en dejar reposar el agua para dar oportunidad de que se asienten las partículas sólidas. Generalmente se combina con tratamientos químicos de precipitación y coagulación en los que se echa mano de sustancias (reactivos) que reaccionan y luego coagulan las sales disueltas que se asientan junto con los materiales en suspensión, por lo que se les conoce como precipitadores y coaguladores.

La destilación y desaereación son tratamientos térmicos que, por lo general, utilizan el vapor como medio de calentamiento. La destilación separa las sales evaporando el agua, que al condensarse produce un agua de buena calidad que sólo contiene gases disueltos y una mínima cantidad de sales arrastradas por el vapor.

base con los aniones que se encuentran disueltos en ella; si se puede obtener un intercambio de calcio por sodio, el resultado será quitar la dureza al agua. La palabra zeolita está relacionada con esta propiedad. Al principio esté término se aplicó a ciertas arenas naturales; pero éstas se han substituído por materiales porosos obtenidos artificialmente. Se conoce como zeolita a los silicatos hidratados de sodio y aluminio, ya sean naturales o artificiales. La más usada es la zeolita de sodio, $Na_2 (Al_2 Si_2 O_8)$, cuyo símbolo simplificado es $Na_2 Z$. Se han obtenido zeolitas orgánicas que no contienen sílice, las cuales pueden ser carbonáceas o resinosas; al igual que las zeolitas inorgánicas, pueden intercambiar el radical de base cuando una capa de este material atraviesa el agua. Las reducciones típicas de las zeolitas sódicas con el agua son:

$$CaSO_4 + Na_2Z \rightarrow Na_2 SO_4 + CaZ$$

$$Mg(HCO_3)_2 + Na_2Z \rightarrow 2Na\ HCO_3 + MgZ$$

Estas fórmulas muestran que al atravesar el agua dura, la zeolita sale sin dureza; esto es, pierde sodio y gana calcio. Después de cierto tiempo, la capa de zeolita se agota y ya no se realiza el intercambio, por lo que obviamente la dureza del agua no se elimina. Afortunadamente, la zeolita tiene la propiedad de poderse regenerar si se trata con una solución adecuada de sodio. Si una zeolita cargada de calcio y magnesio se trata con salmuera (cloruro de sodio), se regenera:

$$CaZ + 2Na\ CI \rightarrow Na_2Z + CaCI_2$$

$$MgZ + 2Na\ CI \rightarrow Na_2Z + MgCI_2$$

La figura 1.2 representa un diagrama simplificado de la planta de tratamiento de agua del laboratorio.

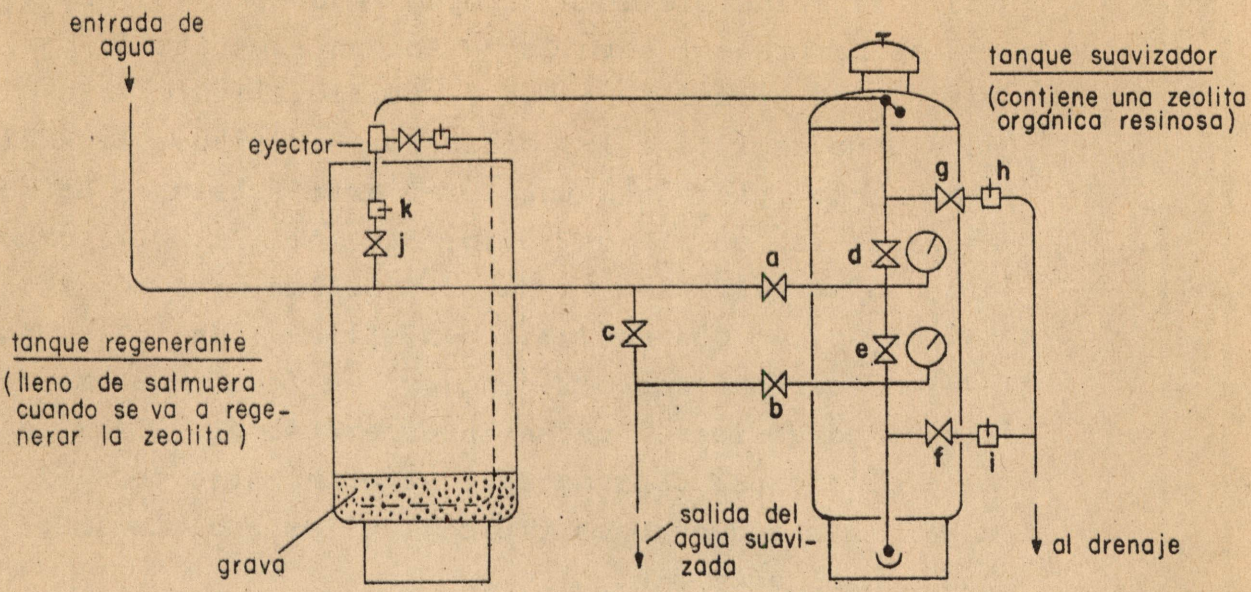


Figura 1.2 Planta suavizadora

Cuando la planta está en servicio, el agua cruda entra por la parte superior del tanque suavizador que contiene la zeolita, y sale por la parte inferior ya ablandada y lista para emplearse en las calderas.

Una vez que la zeolita ha perdido sus propiedades, es necesario regenerarla, para lo cual ciertas válvulas se abren y cierran con el fin de retrolavar, regenerar y enjuagar la unidad. En el cuadro siguiente se muestran las válvulas a emplearse en las distintas

operaciones.

	VALVULAS ABIERTAS										
OPERACION	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k
SERVICIO	x	x		x							
LAVADO	x				x		x				
REGENERACION						x				x	
ENJUAGUE	x			x		x					

c: Válvula (bypass)
h: Válvula con abertura calibrada (siempre abierta)
i: Válvula con abertura calibrada (siempre abierta)
k: Válvula estrangulada (siempre abierta)

Hasta aquí se ha hablado de los sistemas de agua cruda y agua tratada; el primero también da lugar a los sistemas de agua de enfriamiento abierto y cerrado. El sistema abierto suministra agua para enfriar los motores de combustión interna; dicha agua no se recupera. El sistema cerrado está formado por el agua que sirve como refrigerante en los condensadores de las turbinas y demás cambiadores de calor, la cual a su vez pasa por una torre de enfriamiento para nuevamente recircular en el sistema. Las pérdidas que se tienen por evaporación, salpicado y purga en la torre de enfriamiento se compensan con agua cruda, llamada agua de repuesto.

En lo que a sistemas de agua se refiere, sólo resta hablar del sistema de condensado. Como su nombre lo

indica, está formado por aquella parte del vapor que, una vez utilizado en turbinas, motores, cambiadores de calor, etc., se condensa, ya sea en un condensador o algún intercambiador de superficie para finalmente alimentar las calderas. El diagrama de la figura 1.1 representa los diferentes sistemas de agua de laboratorio.

b. Tratamiento de agua interno

Con el objeto de eliminar sus propiedades incrustantes o corrosivas, el agua de alimentación de calderas, ya sea cruda, suavizada, desmineralizada o destilada requiere ser acondicionada químicamente cuando ya se encuentra dentro de la caldera, lo cual se denomina tratamiento interno. La tendencia a la incrustación se debe a la dureza (contenido de calcio y magnesio) que pueda tener el agua de alimentación o bien a su contenido de sílice. La tendencia a la corrosión se debe a los gases que lleva disueltos, principalmente oxígeno y bióxido de carbono. Por lo tanto las substancias que se utilizan para el tratamiento interno eliminan estas tendencias.

A fin de evitar las incrustaciones se usan fosfatos como el trisódico o el hexametafosfato; este último se añade conjuntamente con sosa cáustica para tener un pH adecuado. Los fosfatos tienen la propiedad de formar con las sales de calcio o de magnesio compuestos insolubles no adherentes que se eliminan con purgas de la caldera.

Para evitar la corrosión por el oxígeno se utilizan substancias reductoras tales como la hidrazina ($N_2 H_4$) o el sulfato de sodio. La corrosión por el bióxido de carbono se controla mediante su neutralización con sosa cáustica.

1.3.2 SISTEMA DE VAPOR

La utilización del vapor de agua como fluído productor de trabajo juega un importante papel no sólo a nivel industrial, sino también bajo el punto de vista doméstico (calderas de hospitales, edificios, centros deportivos, etc.). Dentro del campo de la ingeniería es más común pensar en el vapor para usos industriales y de generación eléctrica. Su aplicación es muy amplia y va desde su empleo en cambiadores de calor en un sinnúmero de procesos, hasta su utilización para impulsar grandes turbinas en las plantas termoeléctricas.

Debido a su importancia, a lo largo de este curso el vapor será tema de varias prácticas. La generación de vapor para los usos del laboratorio de máquinas térmicas se efectúa con dos calderas tipo paquete, las cuales se verán en detalle en la Práctica 2. A continuación se enumeran los dispositivos que emplean vapor en el laboratorio:
(Ver fig. 1.3)

a. Motor vertical de un solo émbolo y doble efecto

b. Motor Corliss (horizontal, de un solo émbolo y doble efecto)

c. Turbina de vapor Bellis y Morcom, acoplada a un freno hidráulico

d. Turbina de vapor Westinghouse acoplada a un generador de 10 kW

e. Cambiador de calor con control de temperatura

f. Cambiador de calor con control de presión

En general se emplea vapor húmedo, excepto en el caso de la turbina Bellis-Morcom, para la cual se tiene un sobrecalentador eléctrico.

1.3.3 SISTEMA DE COMBUSTIBLE

Los combustibles se emplean en el laboratorio son tres: gas LP, diesel y gasolina.

El primero se usa únicamente en un sistema auxiliar de la caldera de tubos de humo, para el encendido de la misma. Una chispa eléctrica inflama el gas y éste a su vez inflama el combustible diesel.

El diesel se utiliza para alimentar a las dos calderas y a un motor de dos tiempos. La gasolina se emplea para abastecer a los motores de encendido con chispa. La figura 1.4 representa los diagramas de las líneas de gas y combustible diesel.

1.4 ELEMENTOS DE CONDUCCION Y CONTROL DE FLUIDOS

1.4.1 TUBERIAS

Son quizás los elementos más importantes y sencillos en la conducción de fluidos. Son piezas cilíndricas, huecas, de diferentes materiales: fierro fundido, acero, cobre, aluminio, concreto, materiales plásticos, etc. El material depende del servicio y del fluido a conducir.

Los tubos de acero son los que más se utilizan comercialmente. El Código para tuberías clasifica a las tuberías de acero como sigue:

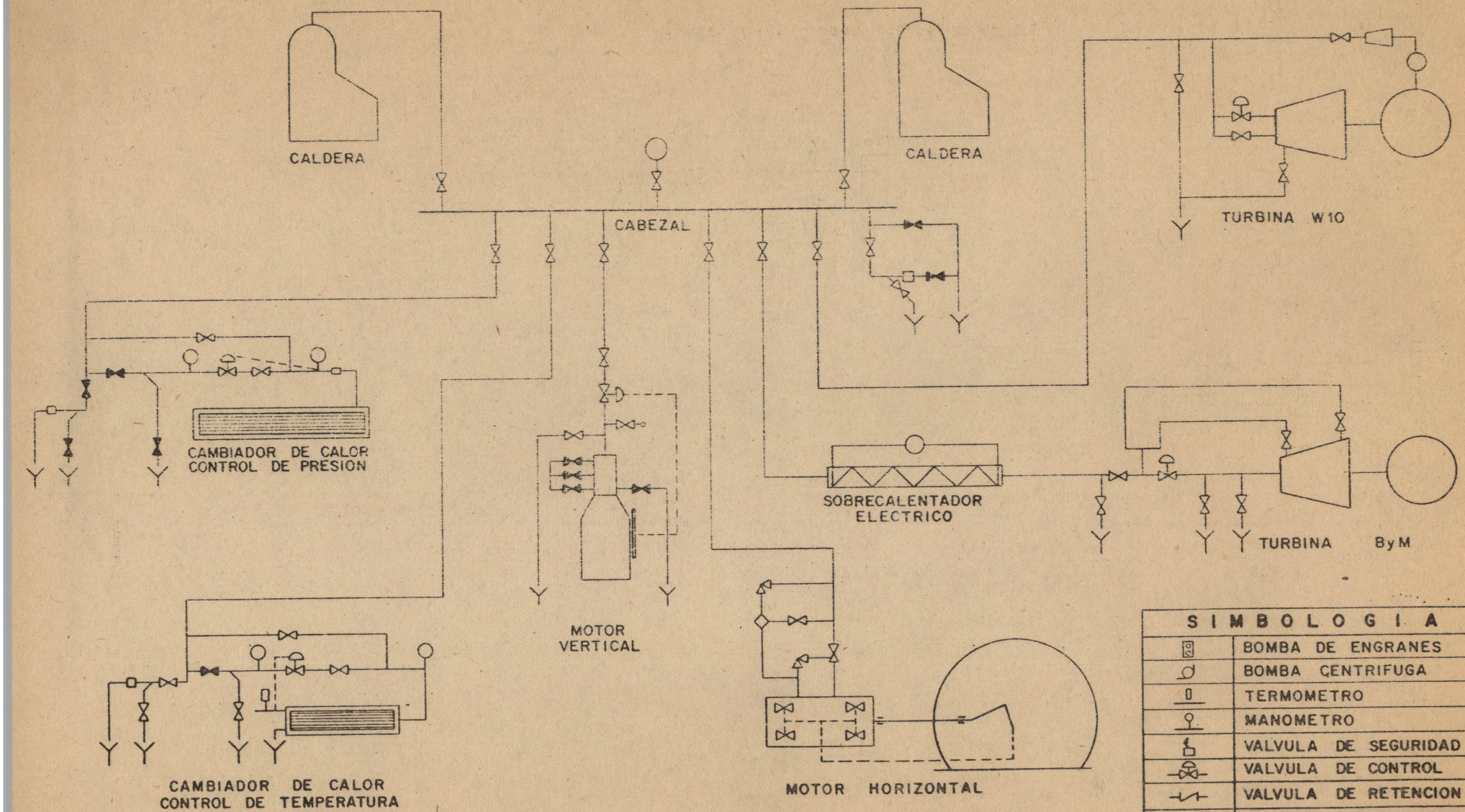


FIGURA 1.3 LINEA DE VAPOR

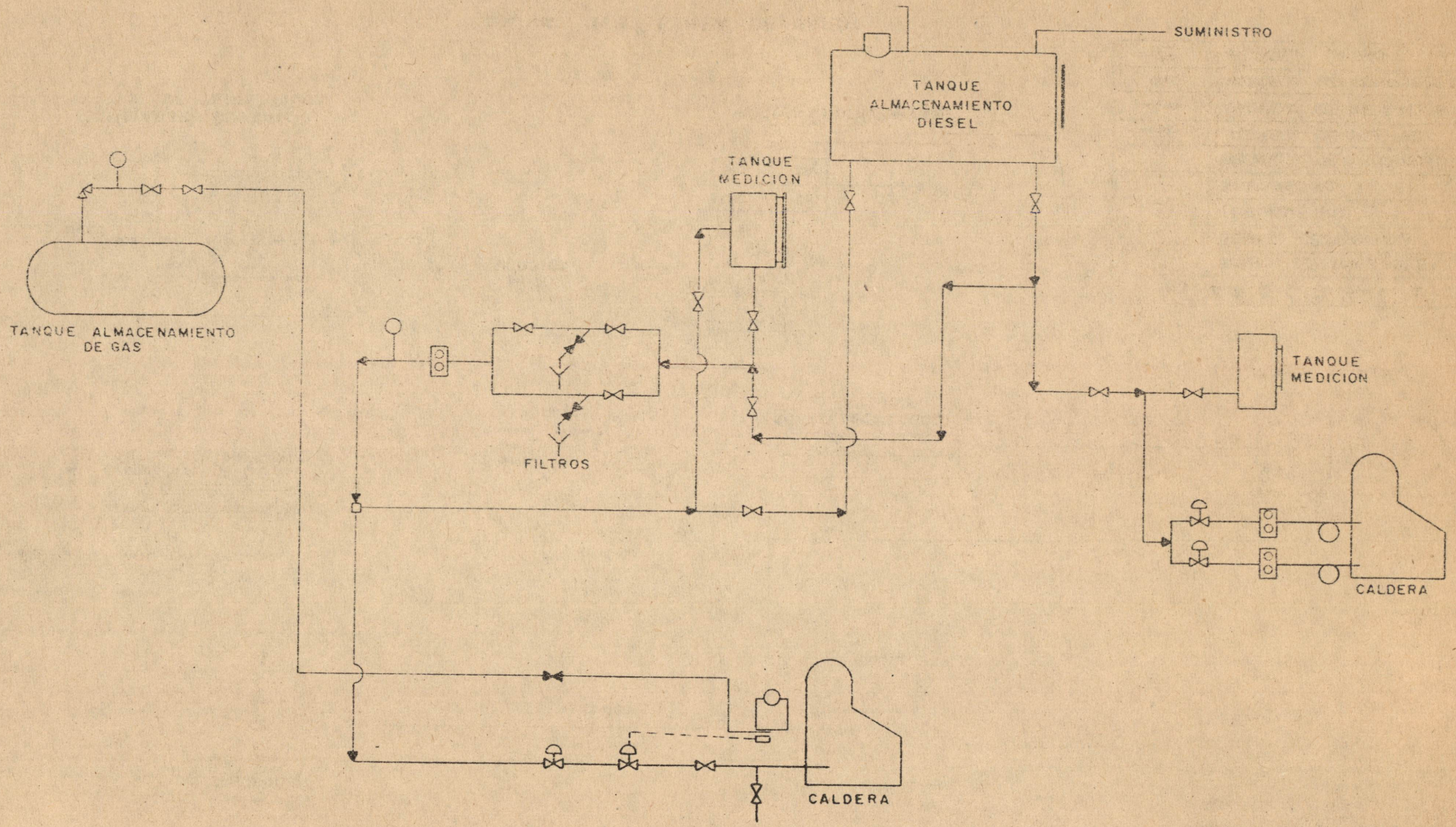


Figura 1.4 Linea de combustible

Sección	1	Tuberías para plantas de fuerza	B31.1
Sección	2	Tuberías para gas combustible	B31.2
Sección	3	Tuberías de refinerías y plantas químicas	B31.3
Sección	4	Tuberías para transporte de petróleo líquido	B31.4
Sección	5	Tuberías de refrigeración	B31.5
Sección	7	Tuberías para plantas nucleares	B31.7
Sección	8	Tuberías para transmisión y distribución de gas	B31.8
Sección	9	Tuberías para servicios en edificios	B31.9
Sección	10	Tuberías para servicios criogénicos	B31.10

1.4.1.1 Espesor de la pared de un tubo

El espesor de la pared de los tubos puede calcularse con las siguientes expresiones:

$$t = \frac{PD}{2S + 0.8P} + c, \text{ para las secciones 1, 4 y 5}$$

y

$$t = \frac{PD}{2S} + c, \text{ para las secciones 2 y 3}$$

en donde:

* t - espesor mínimo del tubo, para inspección (mm,pulg)

P - presión de diseño (kg/mm^2, $lb/pulg^2$)
D - diámetro exterior del tubo (mm,pulg)
S - esfuerzo permisible del material kg/mm^2, $lb/pulg^2$)
c - coeficiente (tolerancia para el roscado, resistencia mecánica y corrosión) (mm, pulg)

Los valores de c y S se pueden consultan en el código ASME sección VIII.

1.4.1.2 Diámetro del tubo

El tamaño comercial de un tubo de acero se conoce como diámetro nominal. En los tubos mayores de 305 mm (12 pulg) el diámetro nominal coincide con el diámetro exterior.

La siguiente fórmula puede usarse para calcular el diámetro interior de tuberías para gases compresibles.

$$d = \frac{0.212\ W}{V}$$

donde:
d - diámetro interno en cm
W - flujo en kg/h
V - velocidad en m/min
- densidad en kg/dm^3

Para líquidos:

$$d = \frac{0.0035\ W}{v}$$

donde:

v - velocidad en m/s

1.4.2 CONEXIONES

Por conexión puede entenderse tanto la forma en que un tubo puede unirse a otro tubo o a un elemento de conducción, como un elemento empleado para cambiar la dirección de la tubería uniendo dos o más tubos.(codos, tes, reducciones, etc.)

Dependiendo de la forma en que los tubos y/o demás elementos de conducción se unen entre sí, las conexiones pueden ser:

a. Roscadas
b. Bridadas
c. Soldadas

El tipo de unión depende entre otros factores, del tamaño del tubo, de la presión y temperatura de trabajo, del mantenimiento disponible, del costo inicial, etc.

1.4.2.1 Conexiones roscadas

Se utilizan generalmente para diámetros nominales menores a 100 mm (4 pulg) y bajas presiones. La figura 1.5 representa una unión roscada típica.

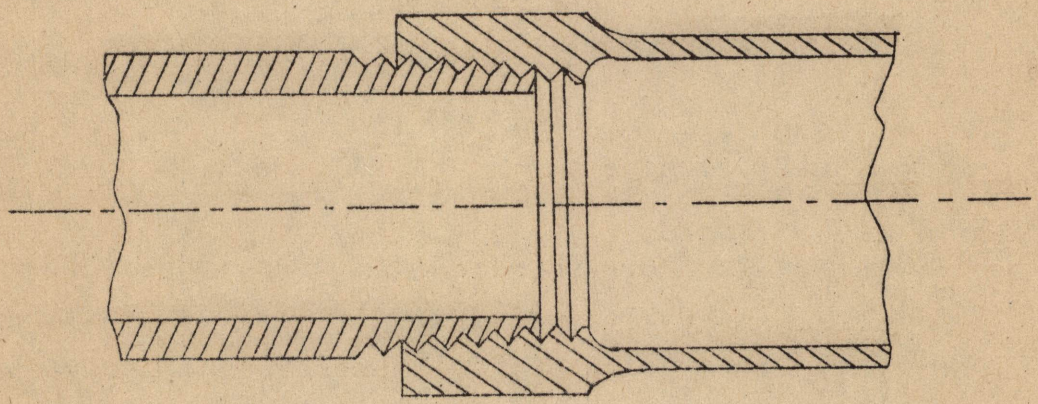


Figura 1.5 Unión roscada típica

1.4.2.2 Conexiones bridadas

Su empleo más común es en tuberías donde por alguna razón se requiere desarmar el sistema con frecuencia; se usan en bajas y altas presiones. Las bridas pueden ir unidas a los tubos con rosca o soldadura, o bien, sueltas. En este último caso, la unión se llama de solapa (de Van Stone). En todos los casos las bridas se unen entre sí utilizando pernos de acero o tornillos con tuercas. La figura 1.6 muestra algunas uniones bridadas comunes.

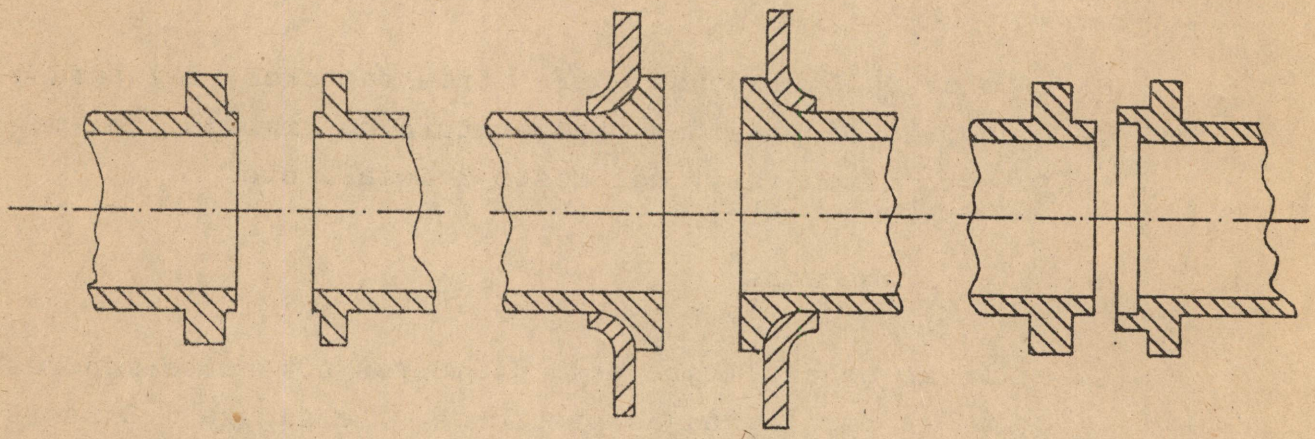


Figura 1.6 Uniones bridadas comunes

1.4.2.3 Conexiones soldadas

Se emplean procesos de soldadura de fusión, a base de acetileno o eléctricos. El costo inicial de las tuberías soldadas es una ventaja en los tubos de tamaño grande.
Se pueden usar en tuberías que trabajan a altas presiones y temperaturas. Por lo general se utiliza la soldadura a tope.

Conexiones de las tuberías

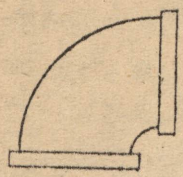
Un sistema de tuberías cuya función es formar un conducto en el que puedan circular líquidos y vapores, rara vez es un tubo recto entre dos puntos. En este sistema la circulación de los diferentes fluidos se une, se separa, se interrumpe y se regula. Sólo rara vez es posible lograr un tramo recto entre conexiones extremas; el recorrido del tubo debe seguir la configuración del equipo, paredes, pisos, vigas, etc.

Las conexiones y las válvulas permiten resolver estas variadas condiciones de servicio. En general las conexiones consisten en piezas para dar vueltas, unir y reducir. En aquellas en que las entradas son del mismo tamaño se utilizan codos de 45 y 90°, Tes, cruces e Y griegas. Estas conexiones también se pueden obtener con reducciones.

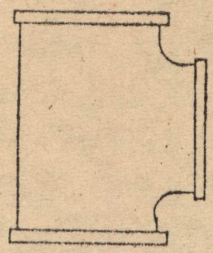
La forma de la conexión varía con el tipo de junta. Es posible obtener todas las formas de conexiones para juntas con rosca y con brida; y muchas de ellas para conexiones soldadas. Generalmente las conexiones se eligen del mismo estilo de las juntas que se usan en los tramos rectos de las tuberías. Se emplean conexiones de latón y de bronce, con tubos de latón; el hierro vaciado para presiones hasta de 17.6 kg/cm^2 (250 lb/plg^2); el hierro maleado para 10.5 kg/cm^2 (150 lb/plg^2); y el acero forjado para las temperaturas y presiones altas. La figura 1.7 que muestra algunos tipos de conexiones que se fabrican para utilizarse en sistemas de tuberías.

1.4.4 VALVULAS COMUNES

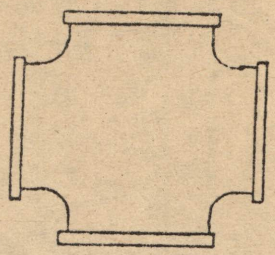
Las válvulas sirven para iniciar, parar y regular la circulación de los fluidos. La selección de una válvula de



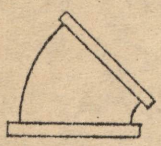
Codo 90°



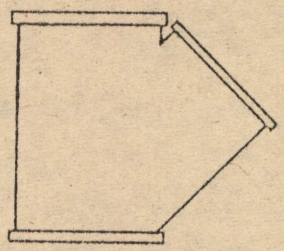
"T"



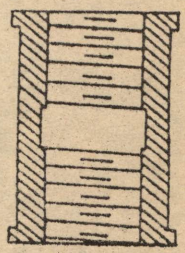
Cruz



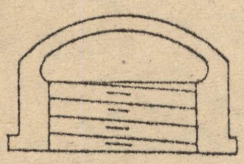
Codo 45°



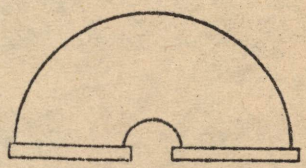
Conexión "Y" o 45°



Cople



Tapón hembra



Codo 180°

Figura 1.7 Conexiones

pende de los siguientes factores:

a. Tipo de fluido que conduce la tubería

b. Características físicas del fluido (corrosivo, erosivo, etc.)

c. Presión

d. Temperatura

e. Tipo de servicio

De acuerdo con estos factores se determinan las características de una válvula, como el material que se utiliza para su construcción, el tipo de conexión a la tubería en sus extremos, la presión y temperatura de diseño, etc.

Las válvulas que más se emplean son:

1.4.4.1 Válvulas de compuerta

Pueden ser rectas y en ángulo. Se utilizan abiertas o cerradas; nunca para regular flujo. Ofrecen una resistencia mínima en la línea.

1.4.4.2 Válvulas de globo

También pueden ser rectas y en ángulo. Están diseñadas para la regulación y el control de flujos; ofrecen cierta resistencia en la línea.

1.4.4.3 Válvulas de retención

De columpio o de vástago. Controlan la dirección del flujo en un solo sentido; reaccionan rápida y automáticamente a cambios en el sentido del flujo.

1.4.4.4 Válvulas macho

Son válvulas de cierre rápido; basta un giro de 90°del vástago para abrir o cerrar. No se recomiendan para regular el flujo.

En la figura 1.8, se muestran algunos tipos de válvulas comunes.

1.4.5 VALVULAS ESPECIALES

Son diferentes de las válvulas comunes del inciso anterior; su uso es ocasional si se comparan con las de compuerta y de globo. De las válvulas especiales que se pueden aplicar en las plantas de fuerza, las más importantes son:

1.4.5.1 Válvulas de seguridad

Constituyen la última línea de defensa para evitar presiones peligrosas. Un resorte helicoidal mantiene a la válvula en su asiento; el ajuste de la compresión en el resorte determina la presión a la que la válvula se abre y elimina la presión excesiva. El funcionamiento es tal que cuando ésta aumenta demasiado, la válvula se abre rápidamente, y permanece completamente abierta hasta que la presión se reduce un valor determinado (generalmente del 2 al 4%); luego se cierra rápidamente.

1.4.5.2 Válvulas de alivio

Es una forma de válvula de seguridad, en la que el fluido sujeto a una presión superior a la permisible se recupera, ya sea recirculándolo o llevándolo a algún tanque de menor presión. Las válvulas de alivio se utilizan con las

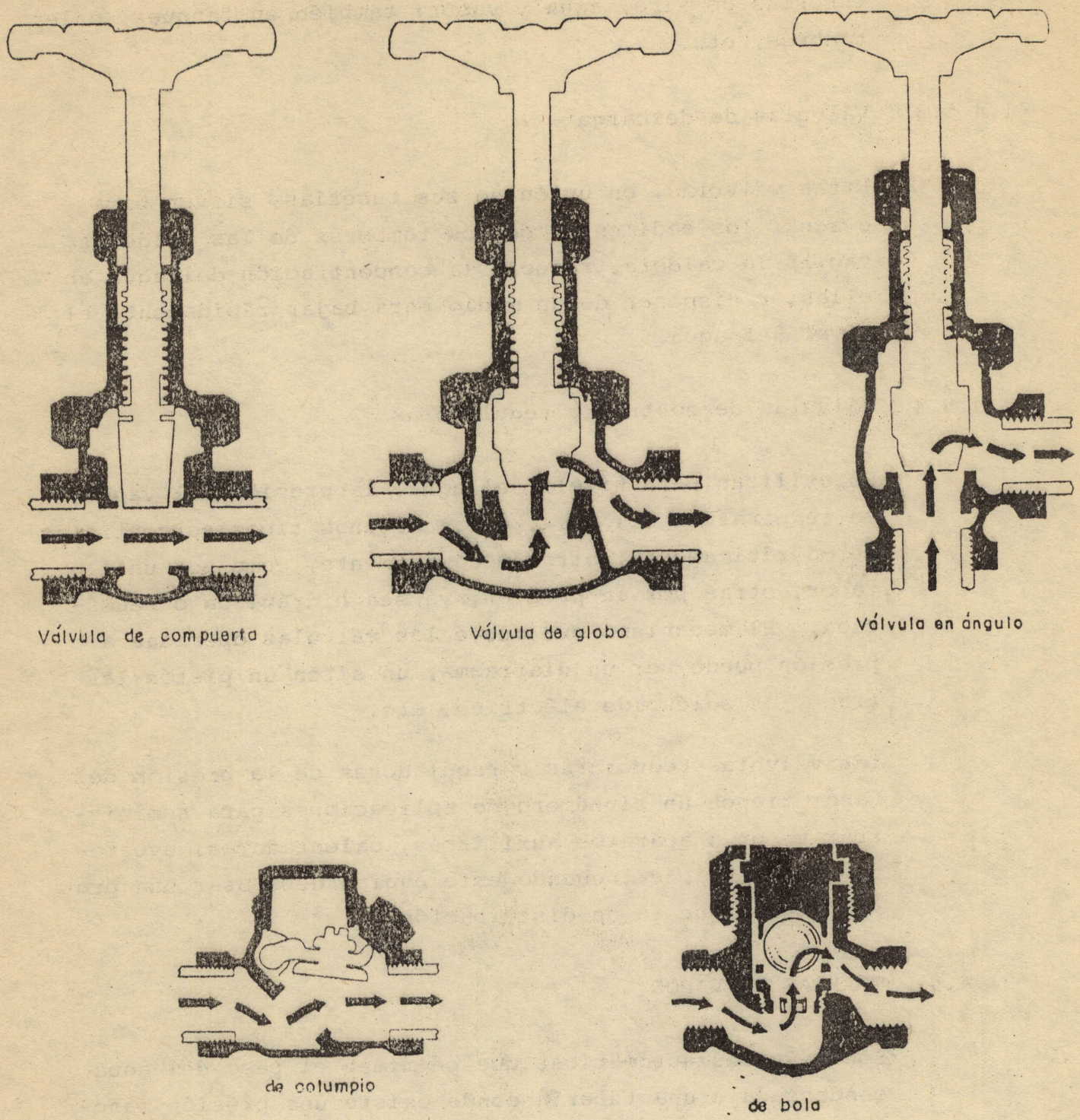


Figura 1.8 Válvulas comunes

tuberías de aire, agua y vapor; también en tanques, calentadores, etc.

1.4.5.3 Válvulas de descarga

Estas válvulas, en unión de sus tuberías, sirven para evacuar los sedimentos de los tambores de las calderas, vaciar la caldera, reducir la concentración del agua en ellas, y disponer de un medio para bajar rápidamente el nivel del agua.

1.4.5.4 Válvulas de control y reguladoras

Se utilizan para nivelar el agua, la presión del vapor, la temperatura del agua, etc. Algunos tipos se controlan termostáticamente, otros mecánicamente, como por un flotador, otras por la presión, ya sea hidráulica o neumática. El mecanismo que mueve las válvulas operadas a presión puede ser un diafragma, un sifón un pistón lastrado, un solenoide eléctrico, etc.

Las válvulas reductoras y reguladoras de la presión del vapor tienen un sinnúmero de aplicaciones para suministrar vapor a aparatos auxiliares, calentadores, eyectores de aire, etc., cuando este equipo debe usar una presión menor que la de distribución.

1.4.6 TRAMPAS DE VAPOR

Son válvulas automáticas que permiten el paso del agua condensada a una tubería donde existe una presión manométrica, pero impiden el paso del vapor. Según los principios en que se basa su funcionamiento, las trampas de vapor pueden ser mecánicas (con flotador), termostáticas y de expansión.

Las trampas de flotador se clasifican como continuas e in

termitentes. En seguida se presenta una breve descripción de los principios de operación, haciendo referencia a la figura 1.9.

1.4.6.1 Trampas continuas de flotador

Si por alguna razón entrara aire a la trampa, éste se descarga inmediatamente a través de una ventila auxiliar de gran capacidad. El condensado obliga al flotador a subir, y coloca la válvula reguladora de descarga en una posición tal que vacía el condensado en forma continua a medida que entra en la trampa. El nivel del condensado en el cuerpo de la trampa se mantiene sobre la válvula de descarga para formar un sello positivo e impedir la pérdida de vapor.

1.4.6.2 Trampas intermitentes de flotador

Pueden ser de cubeta invertida o abierta:

1.4.6.2.1 Trampa de cubeta invertida

Normalmente el cuerpo de la trampa está lleno de condensado para mantener un sello alrededor de la cubeta invertida, la cual actúa como un flotador para operar la válvula de descarga. El vapor que entra en la cubeta la hace flotar, con lo cual la válvula se cierra. Mientras está cerrada, el condensado se acumula en la tubería por el lado de entrada de la válvula, hasta que el vapor, que hace flotar a la cubeta, escapa a través de un pequeño orificio en la parte superior de la misma y permite que la cubeta baje y la válvula se abra. El condensado se descarga, seguido por el vapor, el cual vuelve a accionar el mecanismo del flotador. El aire puede pasar a través del pequeño orificio en la parte superior de la cubeta.

1.4.6.2.2 Trampa de cubeta abierta

La cubeta, vuelta hacia arriba, flota en el agua condensada y mantiene cerrada la válvula de descarga hasta que el agua acumulada sube en el cuerpo de la trampa lo suficiente para derramarse dentro de la cubeta. Cuando está casi llena, la cubeta pierde su flotación y se hunde, lo cual ocasiona que la válvula se abra. La presión del vapor puede entonces expulsar el agua de la cubeta por la válvula hacia la descarga. La cubeta puede flotar de nuevo y cerrar la descarga. Si el aire entra en la trampa se tendrán que poner válvulas separadas de ventilación.

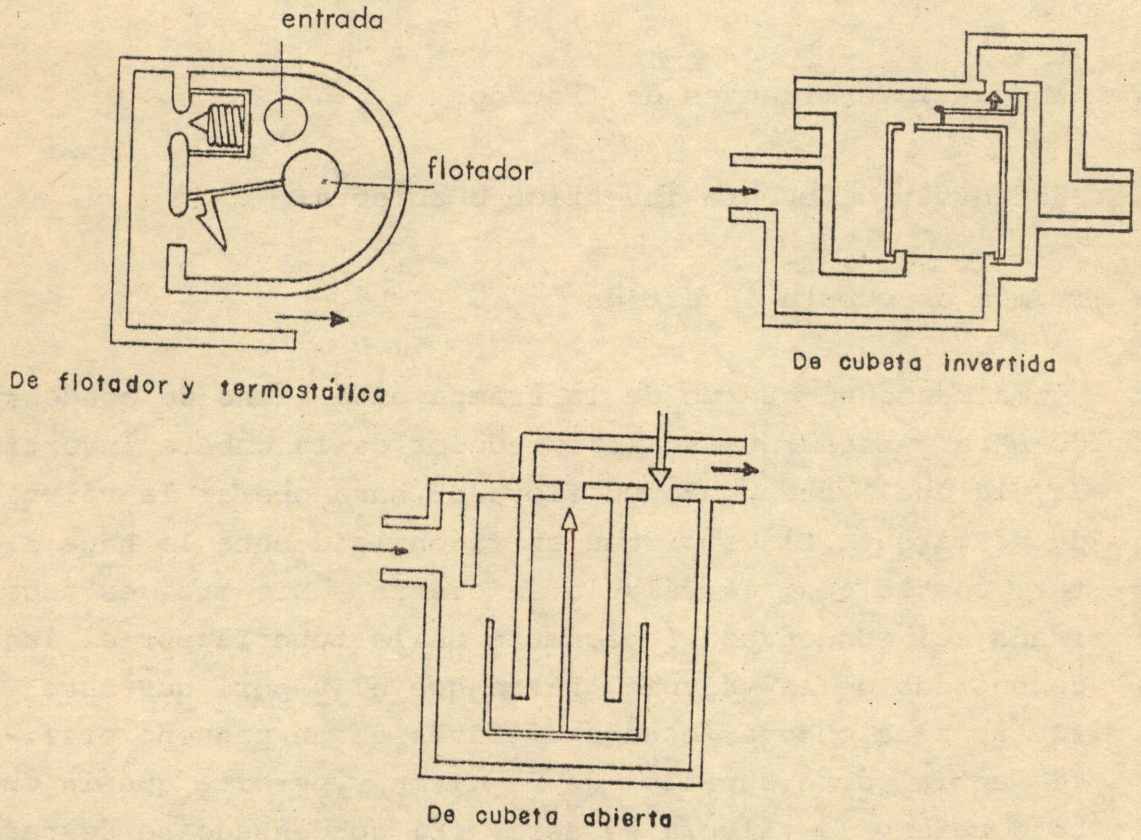


Figura 1.9 Trampas de vapor

1.4.6.3 Trampas termostáticas

Se usa un elemento termosensible para determinar si es agua o vapor lo que la rodea. Una trampa de este tipo no trabajará si se instala cerca del punto de condensación, por lo que en este caso adicionalmente se necesita un tubo enfriador. A pesar de esta circunstancia resultan muy prácticas para desaguar serpentines, calentadores, etc.; estas trampas tienen la ventaja de que también dan salida al aire.

Los elementos térmicos pueden ser fuelles llenos de gas, tiras bimetálicas u otros que respondan a las diferencias de temperatura con movimientos mecánicos.

1.4.7 SOPORTES

Generalmente las tuberías de vapor y de agua se apoyan en tirantes, ménsulas, rodillos etc. Al hacerlo, el tubo funciona como una viga continua cargada, sostenida por varios soportes.
Sin embargo, la forma y apoyo de una tubería puede ser tal, que tenga más parecido a una viga simplemente apoyada en sus extremos.

Para seleccionar los soportes es necesario considerar el peso del tubo, el de su cubierta (cuando la hay) y el de su contenido, así como la dilatación y su dirección.
Para evitar la acumulación de agua condensada es importante tomar en cuenta la dilatación térmica de los materiales y la pendiente que debe tener una tubería de vapor. En la figura 1.10 se muestran algunos tipos de soportes para tuberías.

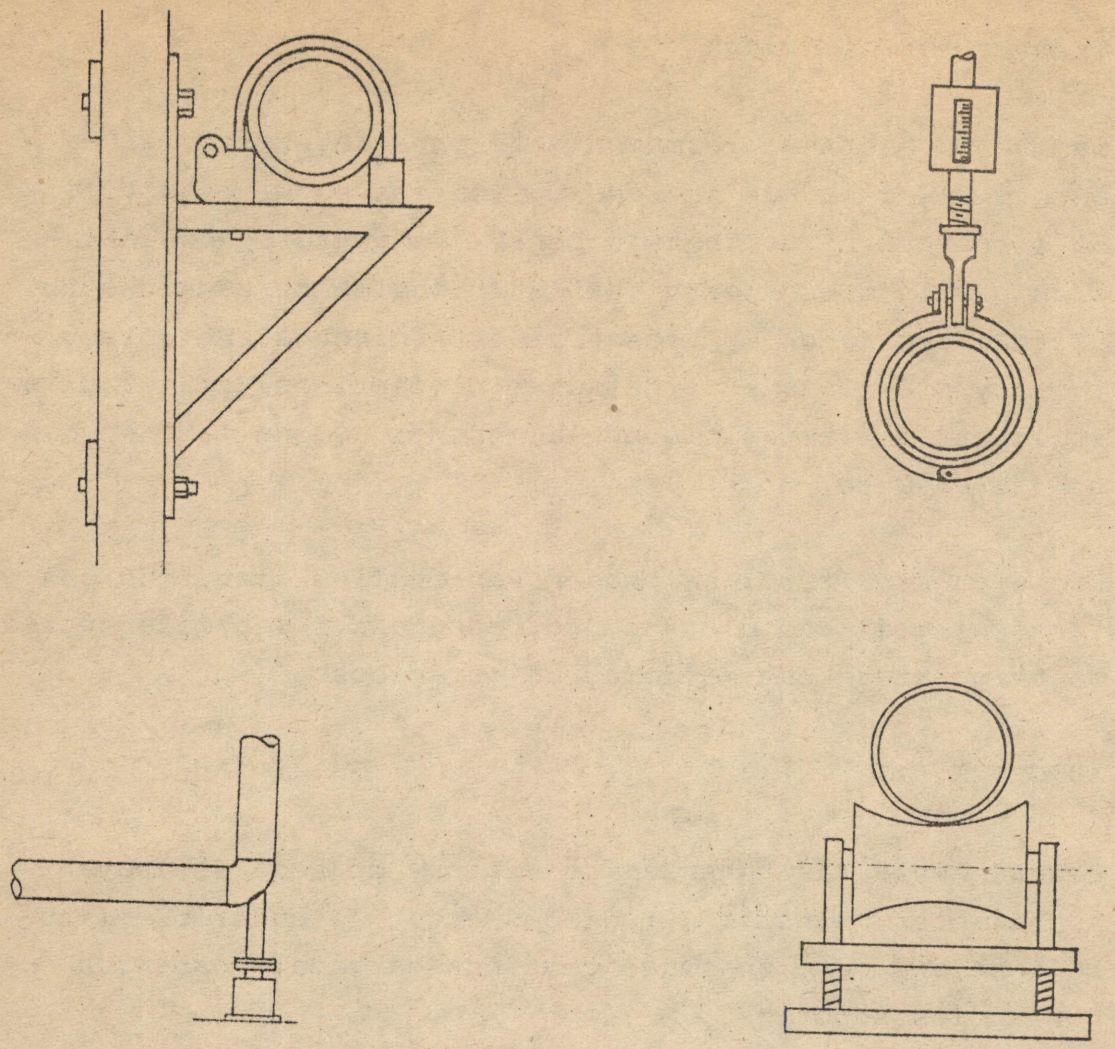


Figura 1.10 Soportes

1.4.8 ESFUERZOS EN TUBERIAS DEBIDOS A LAS DILATACIONES POR TEMPERATURA

Debe tenerse especial cuidado en el diseño de una tubería que está sujeta a dilataciones debidas a altas temperaturas. Cuando una tubería se dilata queda sometida a esfuerzos que no deben pasar de ciertos límites; así mismo, sus extremos, o bien los equipos que se conectan en éstos, se someten a esfuerzos que no deben rebasar los límites especificados por los fabricantes.

Los esfuerzos a que se someten tanto la tubería como los equipos conectados a la misma, pueden calcularse de antemano por varios métodos, y cuando se encuentra que éstos sobrepasan los límites de seguridad, se procede a aliviar los de cualquiera de las siguientes maneras:

a. Dando mayor flexibilidad a la ruta de la tubería

b. Instalando circuitos en forma de U para que éstas absorban las dilataciones (véase la figura 1.11)

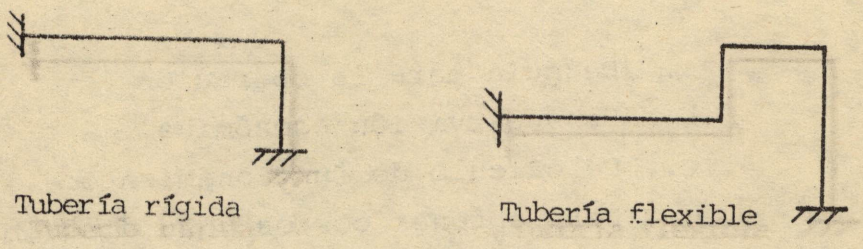


Figura 1.11 Tuberías rígida y flexible

c. Instalando mangueras o juntas de expansión

d. Dando un acortamiento en frío

En el laboratorio de máquinas térmicas puede observarse que las tuberías de vapor tienen suficiente flexibilidad; están totalmente libres y que sus soportes se diseñaron de tal manera que permiten su libre movimiento cuando éstas se dilatan o contraen.

También puede apreciarse el diseño especial de los soportes del colector de vapor, de los cuales, uno es rígido y el otro permite el movimiento longitudinal con el fin de no someter a esfuerzos al propio colector ni a su cimiento.

1.5 INSTRUMENTOS DE MEDICION Y CONTROL

Los instrumentos o aparatos de medida tienen gran relevancia en cualquier instalación industrial grande o pequeña. Para operar una planta con la mayor eficiencia, el personal debe conocer las condiciones de presión, temperatura y circulación en toda la planta. Esto es especialmente cierto cuando se trata de instalaciones que comprenden equipos térmicos.

Las funciones de los instrumentos son muy variadas y pueden resumirse así:

a. De guía para la operación
b. De supervisión económica
c. De cálculo de funcionamiento
d. Para obtener costos y su distribución
e. De guía para la conservación

Por lo que respecta a la clasificación de instrumentos se puede decir que se dividen (independientemente de su operación) en instrumentos que miden cantidades mecánicas y aquéllos que miden cantidades eléctricas.

1.5.1 INSTRUMENTOS MECANICOS

1.5.1.1 Para medir temperaturas

a. Termómetros de mercurio
b. Termómetros de gas
c. Termómetros de resistencia eléctrica
d. Termómetros de par termoeléctrico, pirómetro

1.5.1.2 Para medir presiones

a. Manómetros con tubo de Bourdon

b. Manómetros de tubo helicoidal o de diafragma para medir presiones bajas del vapor

c. Vacuómetros

d. Manómetros para medir bajas presiones de gases (de tubo de vidrio inclinado, de diafragma, de campanas sumergidas en un líquido).

1.5.1.3 Para medir gasto

a. Contadores de vapor
b. Contadores de agua
c. Contadores de aire

1.5.1.4 Para medir combustible

a. Básculas para pesar el carbón
b. Contadores de gas
c. Contadores de aceite

1.5.1.5 Para medir velocidad

a. Tacómetros (de lengüeta vibratoria, eléctricos, centrífugos, etc.)
b. De polvos

1.5.1.6 Para análisis de gases

a. Aparatos de Orsat para determinar contenidos de CO_2, CO y O_2

1.5.1.7 Para medir fuerzas y pesos

a. Básculas
b. Dinamómetros

1.5.2 INSTRUMENTOS ELECTRICOS

a. Amperímetros
b. Voltímetros
c. Vatímetros
d. Sincronoscopios
e. Indicadores de factor de potencia, etc.

En el laboratorio de máquinas térmicas lo que se mide con mayor frecuencia son presiones y temperaturas (manómetros con tubos de Bourdon y termómetros de mercurio). Se emplean también amperímetros, voltímetros, básculas, tacómetros, etc.

BIBLIOGRAFIA

MORSE F. T. Centrales Eléctricas. México: Cía. Editorial Continental, cuarta impresión en español, abril de 1971.

CRANE. Valves and Fittings. Handbook.

SEVERNS, W. H., DEGLER, H.E. MILES, J.C. Energía mediante vapor, aire o gas. Editorial Reverté, S. A.

I N D I C E

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 2

GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS

		Pág.
2.1	OBJETIVOS	2.1
2.2	INTRODUCCION	2.1
2.3	GENERADORES DE VAPOR	2.2
2.3.1	CALDERA	2.2
2.3.2	HORNO	2.2
2.3.3	QUEMADORES	2.2
2.3.4	CHIMENEA	2.3
2.3.5	VENTILADORES	2.3
2.3.6	BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION	2.3
2.3.7	SOBRECALENTADOR	2.3
2.3.8	ATEMPERADOR	2.3
2.3.9	CALENTADOR DE AIRE	2.3
2.3.10	ECONOMIZADOR	2.4
2.3.11	PRECALENTADOR DE COMBUSTIBLE	2.4
2.4	CLASIFICACION GENERAL DE CALDERAS	2.4
2.4.1	POR LA POSICION RELATIVA DE LOS GASES CALIENTES, EL AGUA Y EL VAPOR	2.4
2.4.2	POR LA POSICION DE LOS TUBOS	2.6
2.4.3	POR LA FORMA DE LOS TUBOS	2.6
2.4.4	DEPENDIENDO DEL TIPO DE TIRO	2.6
2.5	SUMINISTRO DE VAPOR	2.6
2.5.1	CALDERA DE TUBOS DE HUMO	2.6

Pág.

2.5.2 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE 2.8
2.5.3 SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACION 2.9
2.5.4 SISTEMA DE CONTROL DE PRESION 2.10
2.5.4.1 Válvula de seguridad 2.11

2.6 CALCULOS DEL GENERADOR DE VAPOR 2.12
2.6.1 CAPACIDAD NOMINAL DE UNA CALDERA 2.12
2.6.2 CAPACIDAD REAL 2.13
2.6.3 EFICIENCIA DE LA CALDERA 2.13
2.6.4 EQUIVALENTE DE VAPORIZACION 2.14
2.6.5 FACTOR DE VAPORIZACION 2.14
2.6.6 GASTO DE COMBUSTIBLE 2.14
2.6.7 GASTO DE VAPOR 2.15

2.7 CALORIMETROS 2.15
2.7.1 ESTUDIO DE LA NATURALEZA DEL VAPOR 2.15
2.7.1.1 Calidad de un vapor 2.16
2.7.2 DEFINICION Y CLASIFICACION DE CALORIMETROS 2.17
2.7.2.1 Calorímetro de estrangulación 2.17
2.7.2.2 Calorímetro de barril 2.20
2.7.2.3 Calorímetro eléctrico 2.21
2.7.2.4 Calorímetros de separación 2.22

BIBLIOGRAFIA 2.24

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 2

GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS

2.1 OBJETIVOS

a. Describir los elementos que constituyen los dos generadores de vapor instalados en el Laboratorio de máquinas térmicas.

b. Calcular la superficie de calefacción, la capacidad y eficiencia de una caldera, y los gastos de combustible y vapor.

c. Estudiar brevemente la naturaleza del vapor, la importancia de la humedad en el mismo y cómo se mide.

2.2 INTRODUCCION

La utilización del vapor como fluido de trabajo, ya sea para transmitir calor o para producir trabajo mecánico (expandiéndolo en una turbina), es muy común debido a su alta capacidad térmica, la facilidad que presenta para su manejo, la disponibilidad de agua a bajo costo, y la posibilidad de reciclarlo.

En la actualidad, los ciclos de vapor se utilizan ampliamente en procesos industriales en los que se requiere transmisión de calor, en la generación de energía eléctrica, en hoteles, hospitales, etc.

2.3 GENERADORES DE VAPOR

Un generador de vapor es un conjunto de equipos y aparatos que se combinan para producir vapor. Los componentes principales son:

2.3.1 CALDERA

Es un intercambiador de calor, que trasmite la energía producto de la combustión al fluido, comúnmente agua, para obtener vapor.

La transferencia de calor se realiza a través de una superficie de calefacción, formada por paredes y bancos de tubos. La superficie de calefacción es el área de una caldera que por un lado está en contacto con los gases y por el otro, con el agua que se desea calentar y evaporar.

Existe una gran variedad de tamaños: desde las domésticas para calefacción, hasta las que se usan en plantas termoeléctricas capaces de producir hasta 1,250 kg/s de vapor, a presiones de aproximadamente 17.5 a 28.0 MPa, y temperaturas de sobrecalentamiento superiores a los 530°C.

2.3.2 HORNO

Lugar donde se realiza la combustión; generalmente se encuentra formado por paredes de refractario y bancos de tubos por los que circula agua y vapor.

2.3.3 QUEMADORES

Dispositivos tubulares donde se logra la adecuada mezcla aire-combustible cuando este último es líquido o gas. En

caso de que el combustible sea carbón, se tiene un molino o pulverizador adicional.

2.3.4 CHIMENEA

Ducto a través del cual se descargan los gases producto de la combustión.

2.3.5 VENTILADORES

Tiro forzado: introducen aire al horno; tiro inducido: extraen los gases calientes del horno después de la combustión.

2.3.6 BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION

Incrementa la presión del agua para alimentar la caldera.

2.3.7 SOBRECALENTADOR

Cambiador de calor en el que se da el sobrecalentamiento deseado al vapor.

2.3.8 ATEMPERADOR

Cambiador de calor donde se regula el grado de sobrecalentamiento o temperatura del vapor; puede ser de superficie o de contacto.

2.3.9 CALENTADOR DE AIRE

Cambiador de calor donde los gases producto de la combustión, después de haber cedido parte de su energía a la caldera, calientan el aire para hacer más eficiente la combustión.

2.3.10 ECONOMIZADOR

Cambiador de calor donde los gases de la combustión transmiten otra parte de su energía con la cuál aumentan la temperatura del agua de alimentación que va a la caldera, y mejoran la eficiencia del generador debido a que se recupera parte del calor que de otro modo se disiparía en la atmósfera.

2.3.11 PRECALENTADOR DE COMBUSTIBLE

Al utilizar combustóleo o aceite combustible, su viscosidad se disminuye por medio de un calentamiento previo al quemador; se usa un serpentín de vapor o una resistencia eléctrica.

La figura 2.1 que se encuentra en la siguiente página, muestra el diagrama de flujo de aire, combustible y agua, así como de los gases a través de los elementos antes mencionados, y la disposición de unos con respecto a otros.

2.4 CLASIFICACION GENERAL DE CALDERAS

Las calderas pueden clasificarse de la siguiente forma:

2.4.1 POR LA POSICION RELATIVA DE LOS GASES CALIENTES, EL AGUA Y EL VAPOR

a. Tubos de humo (pirotubulares)
Los gases circulan dentro de los tubos

b. Tubos de agua (acuotubulares):
El agua circula dentro de los tubos

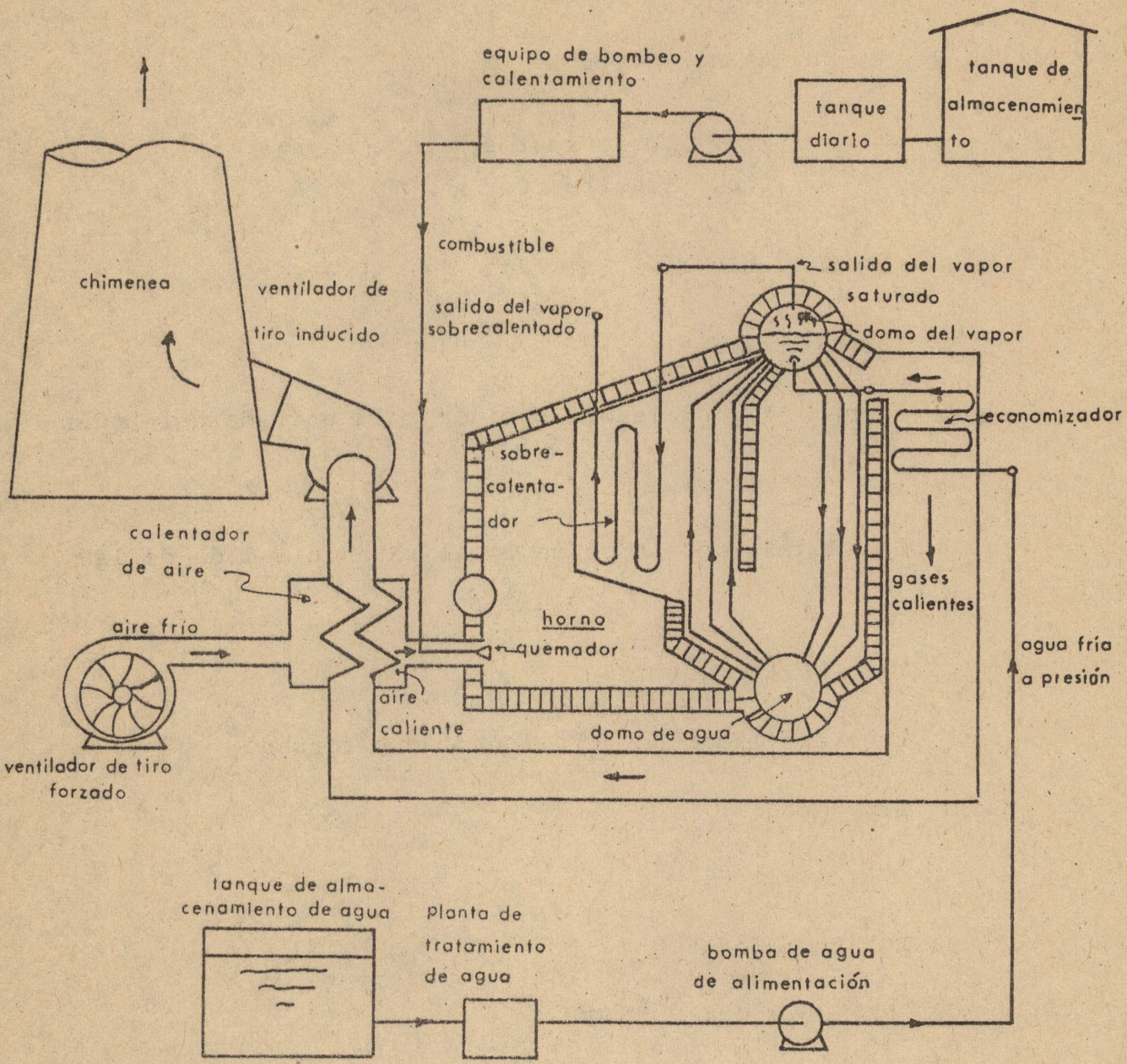


Figura 2.1 Diagrama de flujo de aire, combustible y agua

2.4.2 POR LA POSICION DE LOS TUBOS

a. Tubos verticales
b. Tubos horizontales
c. Tubos inclinados

2.4.3 POR LA FORMA DE LOS TUBOS

a. Tubos rectos
b. Tubos curvos

2.4.4 DEPENDIENDO DEL TIPO DE TIRO

a. Tiro forzado

Cuando el ventilador se sitúa a la entrada del hogar

b. Tiro inducido:

Cuando el ventilador se localiza a la salida de la caldera

c. Tiro balanceado:

Con ventilador de tiro inducido y forzado

d. Tiro natural

Sin ventiladores

2.5 SUMINISTRO DE VAPOR

2.5.1 CALDERA DE TUBOS DE HUMO

El suministro de vapor en el laboratorio se lleva a cabo con un generador de vapor tipo paquete de tubos de humo, rectos y horizontales, de tiro forzado, donde el agua se encuentra dentro de un tambor atravesado axial-

mente por un tubo central o cañón y un banco de tubos paralelos a éste, por los cuales circulan los gases calientes. (Ver Fig. 2.2)

El cañon hace las veces de horno y contiene en su interior el quemador, donde descarga el ventilador de tiro forzado.

El número de pasos depende de las veces que los gases circulan axialmente; en este caso se tienen tres. El primer paso, del frente a la parte posterior de la caldera a través del horno o cañón; el segundo, de la parte posterior nuevamente al frente por los tubos inferiores - (los gases se desvían hacia abajo mediante una mampara), y, por último, del frente a la parte posterior a través de los tubos superiores descargando finalmente en la chimenea.

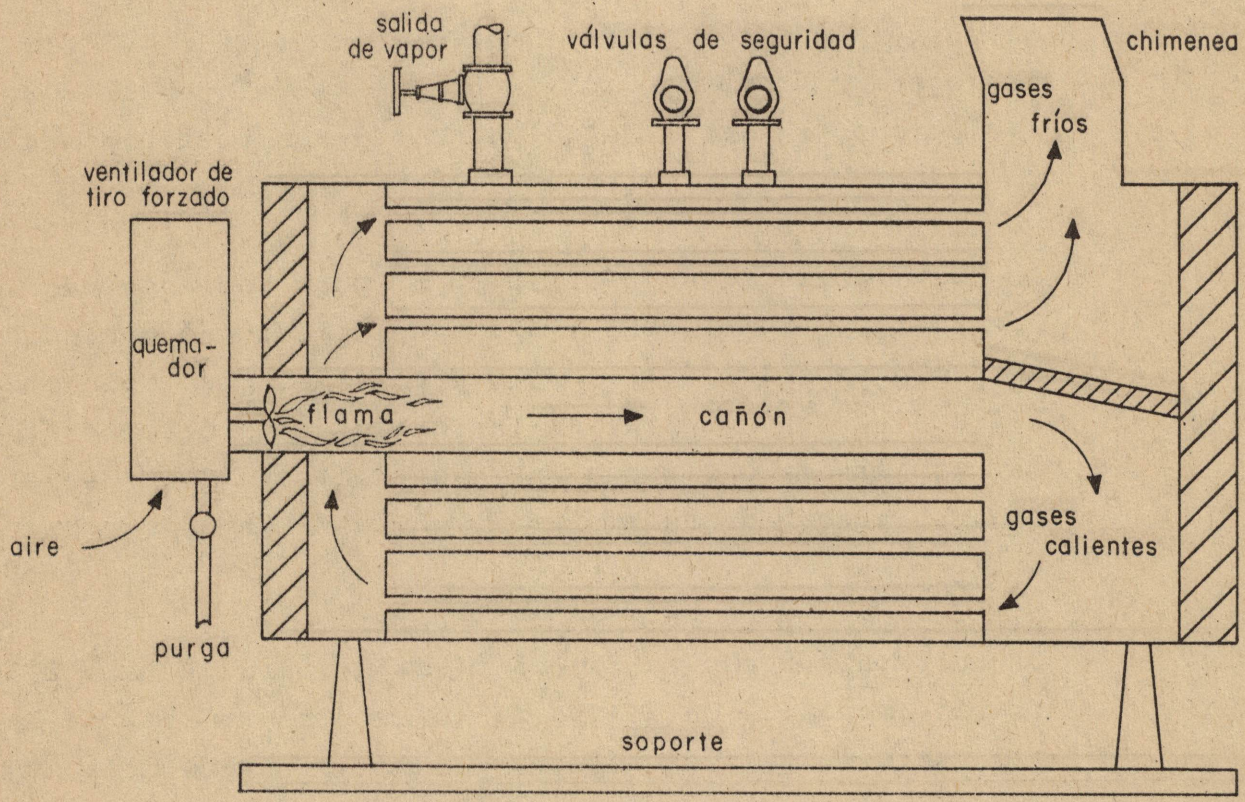


Figura 2.2 Caldera de tubos de humo (marca CE-RREY)

Este tipo de diseño es muy usado en calderas tipo paquete de baja capacidad que producen vapor saturado.

2.5.2 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE

En un tanque de suministro se recibe el combustible, que en este caso es aceite diesel. Antes de la bomba, la caldera cuenta con un sistema doble de alimentación de combustible para dar mantenimiento regular a los filtros sin necesidad de parar la unidad (véase el arreglo en la figura 2.3).

La bomba de alimentación de combustible es de desplazamiento positivo de engranes, y se requiere una válvula de alivio que mantenga una presión constante en la descarga, derivando parte del flujo por la tubería de recirculación.

La válvula de control de flujo de combustible (e) fig. 2.3 opera en paralelo con la compuerta del ventilador, con lo cual se logra la relación aire-combustible adecuada para cada carga en la caldera.

La válvula solenoide (f) fig. 2.3 opera mediante una fotocelda que al detectar flama en el piloto de encendido envía una señal eléctrica que permite el paso del combustible a través de ella; si la fotocelda no detecta flama, la válvula permanece cerrada y en esta forma se elimina el riesgo de un exceso de combustible dentro del hogar.

El interruptor por falla del tiro forzado (g) fig. 2.3 trabaja mediante un diafragma que recibe señales de presión antes y después del ventilador; en caso de falla, regresa a su posición de equilibrio, enviando una señal a la válvula so-

lenoide para que cierre el paso de combustible.

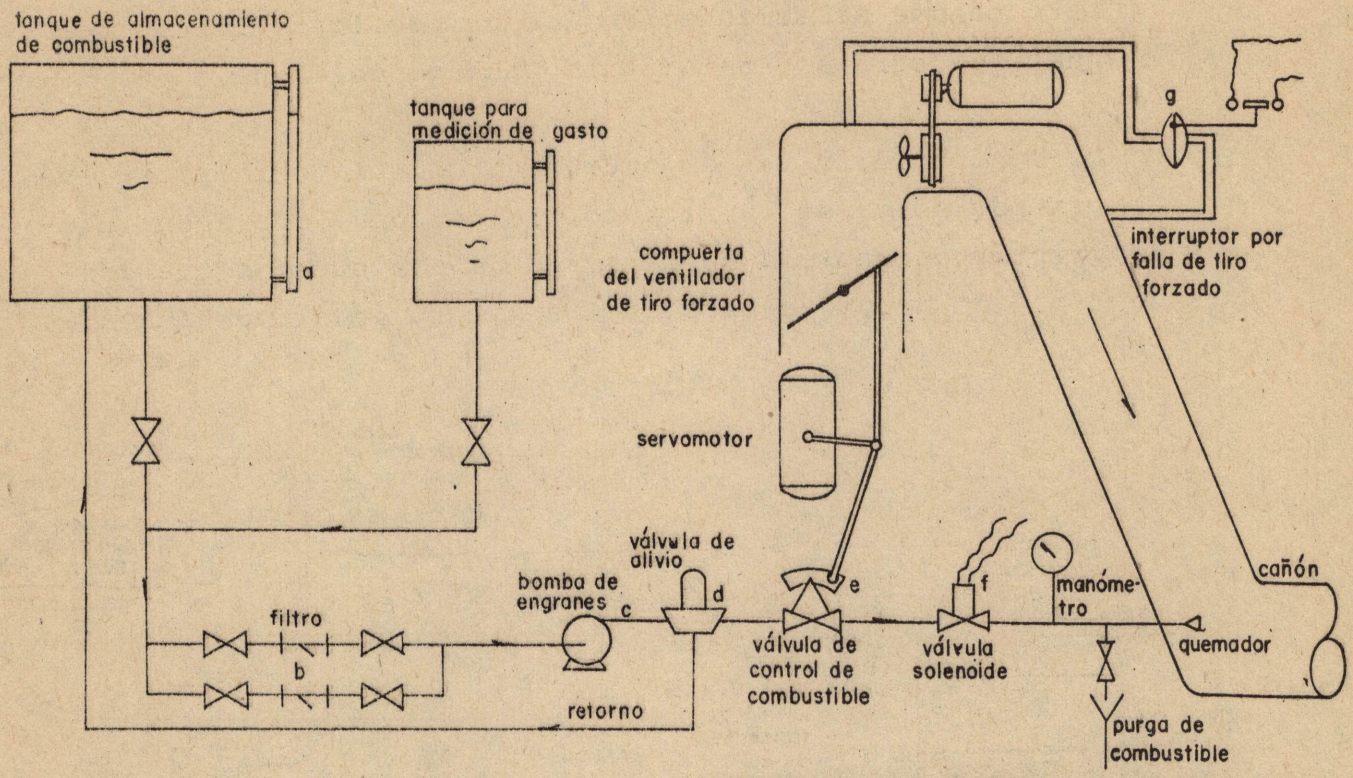


Figura 2.3. Sistema de alimentación de combustible

Finalmente existe un control automático de encendido de flama mediante un piloto de gas que funciona por una chispa eléctrica, previo barrido de los gases restantes del encendido anterior.

2.5.3 SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACION

El arreglo se muestra en la figura 2.4

El tanque de almacenamiento (a) recibe el agua de la red municipal, la cual pasa a un equipo de tratamiento químico(b) donde se desmineraliza y purifica.

después el agua pasa al tanque de alimentación de donde las bombas la toman para introducirla a la caldera. En este tanque se suministran los compuestos químicos requeridos para el tratamiento interno del agua.

El control de nivel de agua dentro de la caldera se logra por medio de un flotador (e) el cual opera un interruptor de cápsula de mercurio de dos puertos que controla el arranque-paro de las bombas de alimentación.

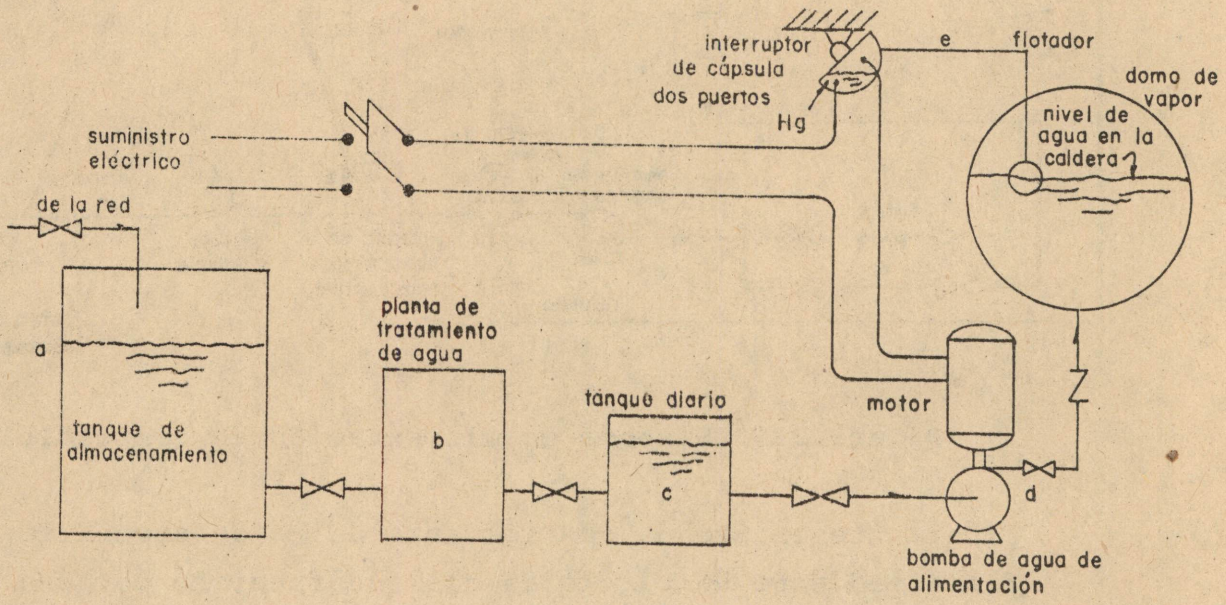


Figura 2.4 Sistema de agua de alimentación

2.5.4 SISTEMA DE CONTROL DE PRESION

Funciona al fijar tres posiciones en el servomotor, dando relaciones de flama alta, flama media y apagada (véase la figura 2.5).

La presión se detecta por medio de un arreglo émbolo-resorte el cual opera un interruptor de cápsula de mercurio

de tres puertos que fija las tres posiciones del servomotor. En caso de falla se cuenta con dispositivos de seguridad contra presión alta, como las válvulas de seguridad.

2.5.4.1 Válvula de seguridad

Consiste principalmente en un cuerpo cilíndrico en cuyo interior se aloja un pistón acoplado a un resorte (figura 2.5); cuando la presión del vapor actúa sobre el pistón vence la resistencia del resorte, el émbolo se desplaza descubriendo un pequeño paso por donde escapa el vapor, con lo cual la presión de la caldera baja. El resorte está calibrado para que a determinada presión el pistón obstruya nuevamente la salida del vapor.

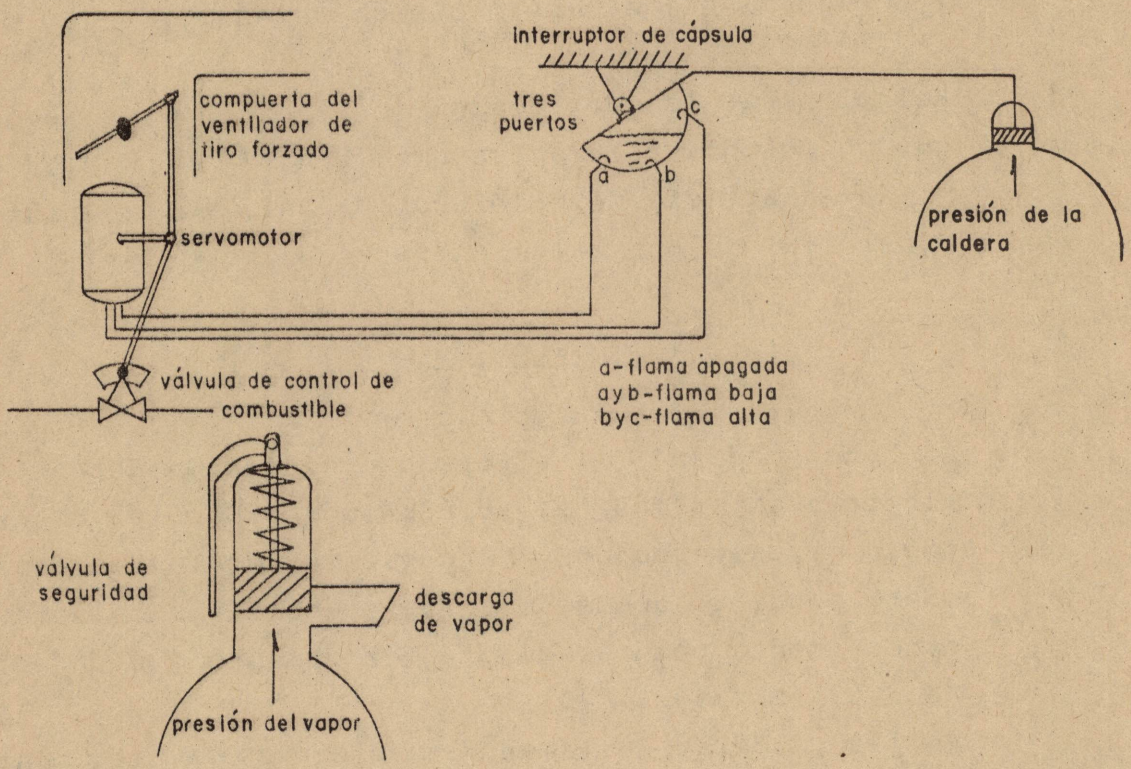


Figura 2.5 Válvula de seguridad

2.6 CALCULOS DEL GENERADOR DE VAPOR

2.6.1 CAPACIDAD NOMINAL DE UNA CALDERA

La capacidad de las calderas pequeñas (calderas tipo paquete) se determina en caballos calderas (cc), y se define como la cantidad de energía necesaria para evaporar 15.65 kg/h de agua a 100°C, a una presión de 1.013 Bars. En tales condiciones la entalpía de vaporización es h_{fg}= 2257.0 Kj/Kg, por lo que en cc es 15.65 kg/h x 2257 kcal/kg, o sea:

$$1 \text{ cc} = 35322 \text{ Kj/h}$$

Antiguamente el valor de cc se asociaba a la superficie de calefacción mediante la siguiente equivalencia:

1 cc = 0.93 m^2 de superficie de calefacción (10 $pies^2$)

Relacionando las dos definiciones anteriores se decía que un cc equivalía a transmitir 9.815 kW por cada 0.93 m^2 de superficie de calefacción; así, la capacidad nominal (CN) de una caldera expresada en cc era:

$$CN = \frac{\text{sup. de calef.}}{0.93} \cdot [\text{cc}]$$

Al haber mejorado la eficiencia de las calderas fue posible transmitir más de 9.815 kW por cada 0.93 m^2 de superficie de calefacción y la capacidad de las calderas paquete pequeña, queda definida en caballos caldera tomando en cuenta como se dijo anteriormente que un caballo caldera son 35322 $\frac{Kj}{Kg}$.

En las calderas de tamaños mayores que no caen dentro de la categoría de calderas paquete (mayores de 1000 BHP aproximadamente), su capacidad se determina en Kj/h, -

2.6.3 EFICIENCIA DE LA CALDERA

Se define como la relación entre calor Q_a que se aprovecha, o sea el que toma el fluido desde que entra como agua hasta que sale como vapor, y el calor Q_s liberado por la oxidación del combustible dentro del horno.

$$\eta_c = \frac{Q_a}{Q_s} \times 100$$

donde:

$$Q_s = G_c \times PCA$$

G_c - gasto de combustible en Kg/h

PCA - poder calorífico alto del combustible en kJ/kg

$Q_a = G_v (h_2 - h_1)$ kJ/s

G_v - gasto de vapor en Kg/h

h_2 - entalpía del vapor a la salida en, KJ/kg

h_1 - entalpía del agua a la entrada de la caldera en kJ/kg

h_1 - Cp (T - 0) en kJ/kg

T - temperatura del agua a la entrada en °C

Cp - calor específico del agua en kJ/kg °C [4.186 kJ/kg °C]

La entalpía del vapor h_2 se obtiene con la relación $h = h_f + (X)\ h_{fg}$ cuando se trata de vapor saturado, a partir de la presión y de la calidad X del vapor a la salida. Cuando se trata de vapor sobrecalentado h_2 se encuentra a partir de la presión y de la temperatura del vapor.

2.6.4 EQUIVALENTE DE VAPORIZACION

Es la relación entre el calor total que absorbe el agua de alimentación de la caldera y el calor necesario para evaporar un kilogramo de agua a la presión atmosférica al nivel del mar (101,337 Pa). (1.01337 Bars).

$$E_v = \frac{G_v(h_2 - h_1)}{2,256.46}$$

2.6.5 FACTOR DE VAPORIZACION

Es la relación entre el calor que absorbe un kilogramo de agua de alimentación de la caldera, y el calor necesario para evaporar un kilogramo de agua a la presión atmosférica al nivel del mar.

$$F_v = \frac{h_2 - h_1}{2,256.46}$$

2.6.6 GASTO DE COMBUSTIBLE

El gasto de combustible se puede obtener con la ayuda de un contador integrador, o bién observando la diferencia de nivel en un tanque durante un tiempo dado.

$$G_c = \frac{V}{t}\,\rho$$

V - Volumen en dm^3

t - tiempo en sg.

$\rho = 0.8\ kg/dm^3$

2.6.7 GASTO DE VAPOR

El gasto de vapor se puede inferir mediante la relación que tiene la capacidad real de la caldera con respecto al gasto de vapor:

$$G_v = \frac{Q_a}{(h_2 - h_1)}$$

Comunmente el gasto de vapor se determina con la ayuda de un medidor integrador de vapor. En calderas pequeñas podría medirse el consumo de agua a las calderas teniendo cuidado de hacerlo cuando no se purgue la caldera y a una carga estable.

2.7 CALORIMETROS

2.7.1 ESTUDIO DE LA NATURALEZA DEL VAPOR

Cuando al agua se le suministra energía calorífica, sus propiedades y su estado físico varían. A medida que tiene lugar el calentamiento, la temperatura aumenta hasta llegar al punto de líquido saturado (figura 2.6). A partir de aquí, la temperatura permanece constante mientras el líquido se evapora. Cuando el líquido se ha evaporado completamente cambiando a la fase gaseosa, se le llama vapor saturado y seco; si se sigue suministrando calor, la temperatura deja de ser constante y vuelve a aumentar, pasando el vapor a lo que se denomina vapor sobrecalentado. Cuando la temperatura aumenta (o disminuye), se dice que el calor es sensible; cuando permanece constante, se dice que es latente.

Para determinar el estado de una substancia es necesario conocer sus propiedades en un momento determinado. Estas propiedades son: presión (P), temperatura (T), volumen específico (v), energía interna específica (u), entalpía (h) y entropía (s). La temperatura, la presión y el volumen pueden determinarse por experimentación; las otras propiedades se calculan en función de estas tres variables.

Para poder definir las propiedades de una substancia es necesario conocer por lo menos dos de ellas. Como puede verse en la figura 2.6, durante el cambio de fase en la región del vapor húmedo, la temperatura y la presión permanecen constantes por lo cual además se requiere conocer el grado de humedad para determinar todas sus propiedades.

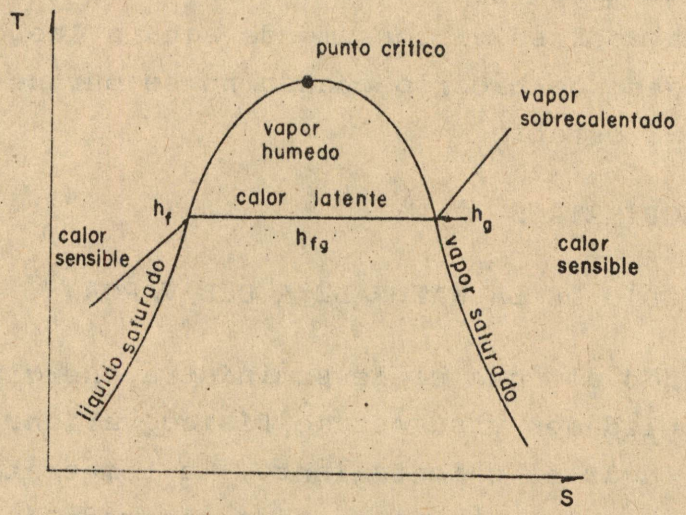


Figura 2.6 Diagrama T-S, curva isobárica

2.7.1.1 Calidad de un vapor

La calidad de un vapor se define como el porcentaje en peso del vapor saturado seco que hay en un vapor húmedo. La humedad de un vapor se define como el porcentaje en peso de líquido saturado que hay en un vapor húmedo. La humedad es el complemento de la calidad. La humedad y la calidad pueden expresarse como porciento o como decimal. La calidad se representa con la letra "x" y la humedad con la letra "y".

$$x + y = 1 \qquad \text{ó} \qquad x + y = 100\%$$

Si h_f representa el valor de la entalpía del líquido saturado, h_g representa el valor de la entalpía del vapor saturado y h_{fg} representa la entalpía de vaporización, la entalpía total de un vapor húmedo estará dada por:

$$h = y\ (h_f) + X\ (h_g) = (1 - X)\ h_f + X\ (h_g)$$

$$h = h_f + X\ (h_g - h_f) = h_f + X\ (h_{fg})$$

Las demás propiedades se determinan de la misma manera:

$$v = v_f + X\ (\ v_{fg}\ )$$

$$u = u_f + X\ (\ u_{fg}\ )$$

$$s = s_f + X\ (\ s_{fg}\ )$$

2.7.2 DEFINICION Y CLASIFICACION DE CALORIMETROS

Son los instrumentos que sirven para determinar la calidad de un vapor

2.7.2.1 Calorímetro de estrangulación

Si al vapor se le estrangula y a continuación se le expansiona sin realizar trabajo y suponiendo que no hay pérdidas de calor, la energía total del vapor permanece invariable. El vapor se estrangula con una válvula y la expansión se lleva a cabo en una cámara para finalmente salir a la atmósfera.

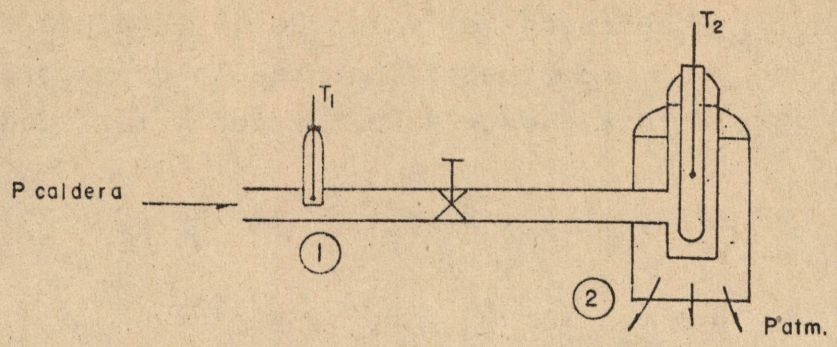


Figura 2.7 Calorímetro de estrangulación

Un balance de energía durante el proceso lleva a lo siguiente:

$$Q + \frac{Z_1}{J} + \frac{V_1^2}{2g_o J} + h_1 = \frac{W}{J} + \frac{Z_2}{J} + \frac{V_2^2}{2g_o J} + h_2$$

En donde:

Q - es el calor que se le suministra al vapor al entrar al calorímetro, $Q = 0$

Z_1 y Z_2 - son las elevaciones que determinan la energía potencial ($Z_1 = Z_2$)

V_1 y V_2 - son las velocidades antes y después de la estrangulación ($V_1 = V_2$)

g_o - es la constante gravitacional
($9.81\ kg_m - m/kg_f - S^2$)

J - es la constante de Joule,
$J = 778.16$ lb-ft/Btu $= 427$ kg - m/kcal

h_1 y h_2 - son las entalpías antes y después de la estrangulación

W - es el trabajo que realiza el vapor en el calorímetro, $W = 0$

Se tendría finalmente que:

$$h_1 = h_2$$

ahora

$$h_1 = h_f + X\, h_{fg} \qquad (1)$$

Para calcular h_f y h_{fg} se necesitará la temperatura (T_1) o la presión (P_1) a la entrada del calorímetro, ya que se trata de vapor saturado. (En tablas de vapor húmedo se encontrará h_f y h_{fg}).

h_2 se obtiene de la tabla de vapor sobrecalentado (véase la figura 2.8) con la temperatura y la presión a la salida del calorímetro (T_2 y P_{atm}).

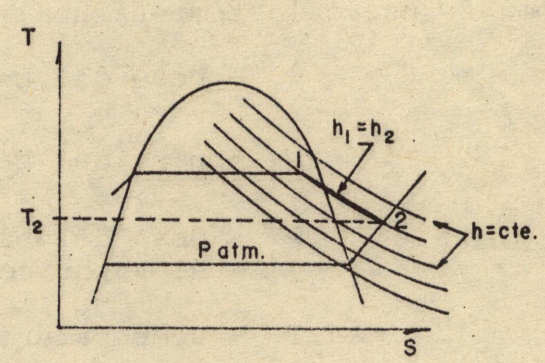


Figura 2.8

Como $h_1 = h_2$, de (1):

$$X = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}}$$

Estos calorímetros son bastante sencillos y con ellos se obtienen buenos resultados.

Calorímetro de barril

Este tipo de calorímetro no es muy usual, ya que debido a las pérdidas se obtienen calidades no muy exactas, pero se usa en lugares donde lo que tiene importancia es la comparación de calidades de vapor.

En este caso se utiliza un barril, al cual se le suministran 3/4 partes de agua aproximadamente; después se le agrega vapor de agua hasta el momento en el cual el agua del barril comienza a desprender vapor. Para hacer esta práctica primero se pesa el barril vacío, después el barril con agua y se toma la temperatura del agua; al final se pesa el barril con el agua y el vapor condensado y se toma de nuevo la temperatura.

w_1 - peso del barril vacío

w_2 - peso del barril con agua

w_3 - peso del barril con agua más el vapor condensado

T_1 - temperatura del agua

T_2 - temperatura del agua más el vapor condensado

$m_a = w_2 - w_1$ - cantidad de agua

$m_v = w_3 - w_2$ - cantidad de vapor

$m_{av} = w_3 - w_1$ - cantidad de agua y vapor condensado

Estableciendo un balance de energías:

$$m_a h_a + m_v h_v = m_{av} h_{av}$$

entalpía del vapor:

$$h_v = \frac{\dot{m}_{av}\, h_{av} - m_a\, h_a}{m_v}$$

h_v también se puede obtener con la tabla de vapor húmedo, teniendo como dato la temperatura del vapor o su presión.

$$h_v = h_f + X(h_{fg})$$

$$X = \frac{h_v - h_f}{h_{fg}}$$

2.7.2.3 Calorímetro eléctrico

En este calorímetro el vapor húmedo que se obtiene de la caldera se sobrecalienta por medio de una resistencia eléctrica. El calor que la resistencia suministra es igual al calor que el vapor absorbe al sobrecalentarse.

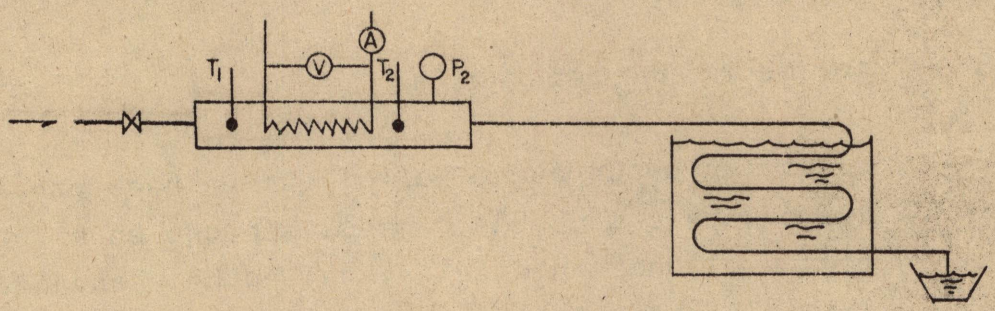


Figura 2.9 Calorímetro eléctrico

$$KVI = m_v(h_2 - h_1) = m_v\, h_2 - m_v\, h_1$$

$$h_1 = h_2 - \frac{KVI}{m_v}$$

En donde:

V - voltaje medido en un voltímetro

I - corriente medida en un amperímetro

m_v - gasto de vapor medido con una cubeta y un cronómetro (lb/h, kg/h)

h_1 - también se obtiene de las tablas de vapor húmedo teniendo como dato la temperatura (T_1) o la presión del vapor

K - 3.41 Btu/watt - h = 0.86 cal/watt - h

Al igual que en los casos anteriores:

$$h_1 = h_f + X(h_{fg})$$

$$X = \frac{h_1 - h_f}{h_{fg}}$$

Los resultados que se obtienen con este tipo de calorímetros se consideran suficientemente precisos.

2.7.2.4 Calorímetro de separación

Consiste en un depósito por el que se hace pasar el vapor siguiendo un camino más o menos sinuoso en el que se interponen placas con estrías, salientes y agujeros para facilitar la decantación de las gotas de humedad del vapor. La cantidad de condensado que va escurriendo se puede medir por medio de un tubo graduado.

La operación se inicia haciendo pasar el vapor por el calorímetro y abriendo la llave de purga a éste; una vez que se establece un régimen regular, la llave de purga se cierra y el condensado se observa por medio del tubo de

nivel. A la salida del calorímetro se conecta una manguera cuya extremidad se sumerge en agua fría que contiene un depósito colocado sobre una báscula. Una vez que la llave de purga se cierra en esta agua se condensa el vapor que sale del calorímetro.

Ya que se ha condensado una cantidad suficiente de vapor o que en el depósito con agua fría se observe tendencia a la evaporación, se suspende la entrada de vapor al calorímetro. Si m_v es el peso del vapor condensado en el agua fría y m_e es el peso del agua recogida en el calorímetro, la calidad valdrá:

$$X = \frac{m_v}{m_v + m_e}$$

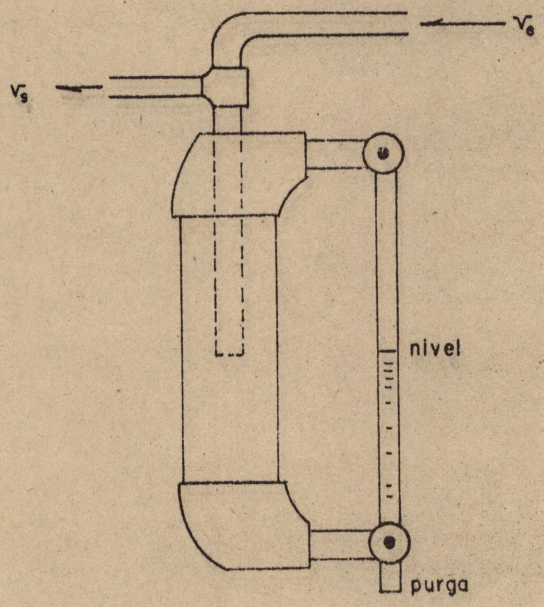


Figura 2.10 Calorímetro de separación

BIBLIOGRAFIA

W.H. SEVERNS, H.E. DEGLER, J.C. MILES. Energía mediante vapor, aire o gas

V.M. FAIRES. Termodinámica

F. MORSE. Centrales Termoeléctricas

BABCKOK AND WILCOX. Steam

I N D I C E

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 3

COMBUSTION

		Pág.
3.1	OBJETIVOS	3.1
3.2	COMBUSTION Y COMBUSTIBLES	3.1
3.3	ANALISIS FISICO DE COMBUSTIBLES SOLIDOS	3.5
3.3.1	HUMEDAD	3.5
3.3.2	MATERIAS VOLATILES	3.6
3.3.3	CENIZAS	3.6
3.4	ANALISIS DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS	3.6
3.4.1	DENSIDAD	3.6
3.4.2	VISCOSIDAD	3.7
3.4.3	VOLATILIDAD	3.7
3.4.4	IGNICION	3.7
3.4.5	PUNTO DE ENCENDIDO	3.8
3.4.6	PUNTO DE FUSION	3.8
3.4.7	COLOR	3.8
3.4.8	PUREZA	3.9
3.5	PODER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE	3.9
3.6	CLASIFICACION DE LA COMBUSTION	3.10
3.7	ENTALPIA DE FORMACION	3.11
3.8	TEMPERATURA DE FLAMA ADIABATICA	3.14

Pág.

3.9 CONCEPTOS BASICOS 3.14
3.9.1 ATOMO 3.14
3.9.2 PESO ATOMICO 3.15
3.9.3 PESO MOLECULAR 3.15
3.9.4 GRAMO MOL 3.15
3.9.5 LEY DE AVOGADRO 3.15
3.9.6 NUMERO DE AVOGADRO 3.15
3.9.7 LEY DE GIBBS-DALTON 3.15
3.9.8 COMPOSICION DEL AIRE SECO 3.16
3.9.8.1 Propiedades físicas del aire 3.16
3.9.9 NITROGENO ATMOSFERICO 3.16
3.9.10 COMPOSICION DE LOS COMBUSTIBLES 3.17
3.9.10.1 Composición del diesel 3.17

3.10 AIRE TEORICO 3.18

3.11 EXCESO DE AIRE 3.21

3.12 GASTO DE AIRE 3.25

3.13 GASTO DE GASES SECOS 3.26

3.14 GASTO DE COMBUSTIBLE NO QUEMADO 3.28

3.15 APARATOS PARA EL ANALISIS DE GASES SECOS..... 3.28
3.15.1 ANALIZADOR DE ORSAT 3.28
3.15.2 MEDIDOR DE CO_2 ..... 3.30
3.15.2.1 Descripción 3.30
3.15.2.2 Manejo 3.30

3.16 CALORIMETRO DE BOMBA PARA OBTENER EL PODER CALORIFICO DE UN COMBUSTIBLE 3.31
3.16.1 CALORIMETRO PARA COMBUSTIBLES SOLIDOS 3.31
3.16.2 CALORIMETRO PARA GASES 3.34

Pág.

3.17 BALANCE TERMICO 3.37
3.17.1 ENERGIA SUMINISTRADA 3.37
3.17.2 ENERGIA APROVECHADA 3.37
3.17.3 PERDIDA POR HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE 3.37
3.17.4 PERDIDA POR LA HUMEDAD PRODUCTO DE LA COMBUSTION DEL HIDROGENO DEL COMBUSTIBLE 3.37
3.17.5 PERDIDA POR LA HUMEDAD DEL AIRE 3.38
3.17.6 PERDIDA POR GASES SECOS 3.39
3.17.7 PERDIDA POR COMBUSTION INCOMPLETA 3.39
3.17.8 PERDIDA POR COMBUSTIBLE NO QUEMADO 3.40
3.17.9 PERDIDAS INCALCULABLES 3.40
3.17.10 EFICIENCIA 3.40

BIBLIOGRAFIA 3.41

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 3

COMBUSTION

3.1 OBJETIVOS

a. Introducir al alumno al estudio de los combustibles y la combustión, revisando conceptos básicos como la ley de Avogadro, la de Gibbs-Dalton, las definiciones de peso atómico, peso molecular, etc.

b. Estudiar con mayor profundidad los conceptos de aire teórico, exceso de aire, gasto de aire, de gases secos y de combustible no quemado.

c. Familiarizar al alumno con aparatos para el análisis de gases secos, así como con calorímetros y viscosímetros para diferentes tipos de combustibles.

COMBUSTION Y COMBUSTIBLES

La combustión es un proceso de oxidación mediante el cual una sustancia combustible libera su energía latente en forma de calor y luz al entrar en contacto con el elemento comburente; éste puede ser oxígeno puro o bien oxígeno que se toma de un compuesto químico como el ácido nítrico o el perclorato de amoniaco. El comburente no necesariamente deberá de ser oxígeno, ya que también sustancias como el fluor al entrar en contacto con el hidrógeno reaccionan provocando un proceso de combustión.

Los combustibles son sustancias que pueden proporcionar energía calorífica apta para producir trabajo mecánico;

según su estado se clasifican en sólidos, líquidos o gaseosos.

Los combustibles sólidos comprenden las distintas clases de carbón; éste puede ser de origen orgánico o inorgánico. Estos combustibles generalmente están constituidos por carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, azufre, humedad y cenizas. Algunos de los combustibles sólidos son: la antracita, semiantracita, carbón bituminoso, lignito, etc.

Los combustibles líquidos y gaseosos se componen básicamente de carbono e hidrógeno y reciben el nombre de hidrocarburos. Estos combustibles generalmente se derivan del petróleo, el cual es el resultado final de la acción del tiempo, presión y temperatura sobre sustancias de origen orgánico.

El petróleo consta de una mezcla de hidrocarburos que varía del 50 al 98%; éstos son:

FAMILIA	FORMULA	ESTRUCTURA
Parafinas	$C_n H_{2n+2}$	cadena saturada
Olefinas	$C_n H_{2n}$	cadena no saturada
Diolefinas	$C_n H_{2n-2}$	cadena no saturada
Naftenos	$C_n H_{2n}$	anillo saturado
Aromáticos	$C_n H_{2n-6}$	anillo no saturado

El resto consta de materias orgánicas que contienen oxígeno, nitrógeno y azufre, así como compuestos metálicos. De esta mezcla se obtiene una densidad específica que varía de 0.8 a 0.95.

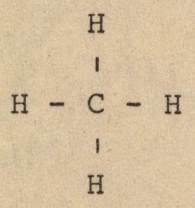
Se dice que un hidrocarburo está saturado cuando todos sus átomos de carbono están unidos por una simple ligadura. Un hidrocarburo se considera no saturado cuando los

átomos de carbono están unidos por una doble o triple ligadura.

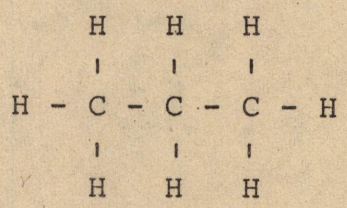
Debido a que la energía liberada por el combustible se obtiene básicamente por la ruptura de dichas ligaduras, se puede apreciar que al contar con un mayor número de éstas se tendrá un incremento en la energía liberada.

Los hidrocarburos se caracterizan por tener un enlace covalente el cual consiste en compartir los electrones del último nivel energético a fin de alcanzar una estructura electrónica estable.

La serie de hidrocarburos parafínicos comienza con el metano (CH_4); el siguiente hidrocarburo de la serie tiene un átomo más de carbono y dos más de hidrógeno unidos a él.

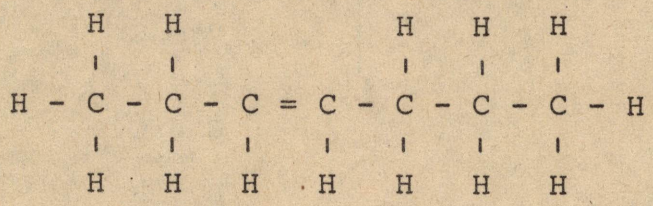


METANO CH_4



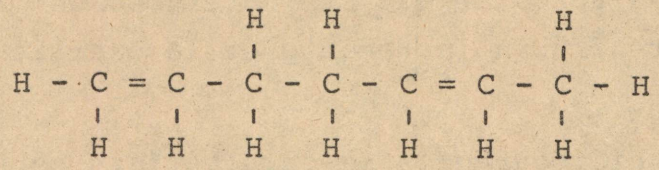
PROPANO C_3H_8

Las olefinas tienen cadena abierta como las parafinas; pero existe algún enlace doble que puede estar entre dos átomos de carbono cualesquiera:



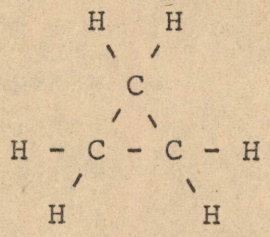
3 HEPTENO C_7H_{14}

Las diolefinas tienen una estructura análoga a las olefinas; pero existen dos dobles enlaces. En consecuencia, estas moléculas se encuentran menos saturadas que las olefinas. Los números que preceden el nombre de la molécula indican la localización de los enlaces dobles:

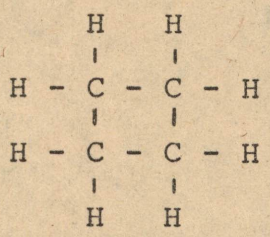


1, 5 HEPTADIENO C_7H_{12}

La serie nafténica de los hidrocarburos tiene sus átomos de carbono unidos por enlaces simples, cada uno de ellos unido a los dos adyacentes, formando así una estructura de anillo:

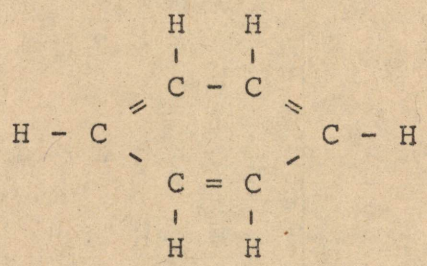


CICLOPROPANO



CICLOBUTANO

La serie aromática de hidrocarburos forma una estructura de anillo con tres dobles ligaduras, llamada anillo bencénico:



BENCENO

Como ejemplo de algunos combustibles líquidos y gaseosos se tiene:

a. Líquidos: gasolina
alcohol
keroseno
diesel, etc.

b. Gaseosos: metano
etano
propano
butano
pentano, etc.

3.3 ANALISIS FISICO DE COMBUSTIBLES SOLIDOS

El análisis físico generalmente se efectúa para determinar la humedad, las materias volátiles, las cenizas y el carbón fijo que existen en los combustibles sólidos.

3.3.1 HUMEDAD

Se pesan muestras y primero se colocan en crisoles planos en un horno a 378 K durante una hora, con lo cual se garantiza el cambio de fase de líquido a vapor, y después dentro de un secador para enfriarlas y volverlas a pesar. El secador es un recipiente cerrado que contiene sustancias que absorben la humedad de la atmósfera al enfriarse. Las muestras deben estar frías, pues de otra manera las corrientes de aire caliente que producen impiden el manejo correcto de las balanzas analíticas. Para comprobar la efectividad del secado, las muestras se vuelven a calentar durante 10 minutos, se enfrían y se vuelven a pesar. El porciento de humedad es la pérdida de peso de la muestra dividida entre su peso neto original en el crisol.

3.3.2 MATERIAS VOLATILES

Se pesan dos muestras las cuales se colocan en crisoles hondos con tapas dentro de un horno a 1,227 K durante 7 minutos, se sacan y se enfrían. En este caso, las pérdidas de peso se deben a la pérdida de agua y sustancias volátiles. Una vez determinada la humedad, las sustancias volátiles se encuentran por diferencia.

3.3.3 CENIZAS

Las muestras se calientan en un horno hasta 1,033 K durante dos horas, se sacan y se enfrían en un secador para después volverlas a pesar. Al igual que en las muestras para determinar la humedad, el proceso debe repetirse hasta que se obtenga un peso constante. El porciento de las cenizas contenidas es igual al peso residual de la muestra dividida entre el peso neto original.

Finalmente se considera que el carbón fijo es la diferencia entre el 100% y la suma de todos los porcentajes determinados para los otros componentes.

3.4 ANALISIS DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS

Con este tipo de análisis se obtienen todos los elementos que forman el combustible; debido a su complejidad, requiere equipo más especializado que el anterior. Para clasificar los combustibles líquidos, las propiedades fundamentales son: densidad, viscosidad, volatilidad, ignición, punto de fusión, encendido, color y pureza.

3.4.1 DENSIDAD

Es la masa contenida por unidad de volumen; se mide en grados Baumé o grados API. Las fórmulas para transformar

el peso específico a las unidades anteriores son:

$$\text{grados Baumé} = \frac{140}{\text{peso específico a 289 K/289 K}} - 130$$

$$\text{grados API} = \frac{141.5}{\text{peso específico a 289 K/289 K}} - 131.5$$

determinando que al peso específico a 289 K/289 K se le llama gravedad específica (esto es, el peso específico de la sustancia a 289 K dividido por el peso específico del agua a 289 K).

3.4.2 VISCOSIDAD

Es la resistencia que presenta un fluido para moverse. La unidad absoluta es el Poise, que se expresa dimensionalmente en dinas/s cm^2. Muchas veces se usa la viscosidad cinemática, que es la viscosidad absoluta dividida entre la densidad, cuyas unidades son cm^2/s; a esta unidad se le llama Stokes.

3.4.3 VOLATILIDAD

Se determina por medio de la prueba de destilación que establecen las normas de la ASTM, en la cual una muestra medida de combustible se calienta lentamente; conforme ésta alcanza los diferentes puntos de ebullición de sus componentes, éstos se destilan, se condensan y se miden obteniéndo una curva de porcentaje de volatilidad contra temperatura.

3.4.4 IGNICION

El índice de ignición de un combustible es una de las características de mayor importancia que depende de la natu

raleza química de éste. En el caso de las gasolinas se denomina índice de octano y del aceite diesel índice cetano.

Dicho índice determina la capacidad del combustible para soportar altas presiones y temperaturas sin que exista autoignición o detonación. Para establecer la clasificación por octanos se utiliza un motor monocilíndrico en el cual la velocidad, temperatura y riqueza de la mezcla se mantienen constantes al probar los diferentes combustibles. Al iso-octano (C_8H_{18}) se le asigna el valor de 100 por ser el combustible que soportó mayor presión y temperatura, y al heptano normal (C_7H_{16}) el valor de cero puesto que en condiciones normales de presión y temperatura se incendia. Los demás combustibles quedan en este rango. Por ejemplo, un combustible que se comporta como el iso-octano se dice que tiene 100 octanos.

3.4.5 PUNTO DE ENCENDIDO

Es la temperatura a la cual los vapores que se desprenden por encima del combustible reaccionan al entrar en contacto con una llama descubierta.

3.4.6 PUNTO DE FUSION

Es la temperatura mínima a la cual el combustible procede a congelarse.

3.4.7 COLOR

Usualmente el color de los combustibles es traslúcido y dependiendo de esta nitidez se puede observar el grado de volatilidad existente; el color se utiliza sólo para diferenciarlo de otros combustibles.

3.4.8 PUREZA

Aunque los combustibles líquidos son relativamente puros, pueden contener sedimentos, cenizas, agua y azufre. Este último es un componente indeseable ya que resulta corrosivo cuando se encuentra en cantidades mayores al 2%.

Por su parte, los combustibles gaseosos se pueden mezclar más fácilmente con el aire logrando una distribución homogénea tanto en los cilindros de un motor como en los quemadores de una turbina de gas o generador de vapor; además, a diferencia de otro tipo de combustibles, los gaseosos producen una combustión libre de cenizas. Sin embargo, los combustibles líquidos proporcionan un poder calorífico mayor, así como un manejo, almacenamiento y transporte más seguros, aunque éstos requieren sistemas más complejos para proporcionar una mezcla adecuada de aire-combustible.

3.5 PODER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE

La energía que tiene en sí un combustible se denomina potencia o poder calorífico. Para un combustible determinado se puede medir el poder calorífico superior y el inferior.

El primero es el calor total que se obtiene al quemar una muestra del combustible.

El segundo se obtiene restando al poder calorífico superior el calor latente del agua que contienen los productos de la combustión de la muestra de combustible.

Para combustibles sólidos y líquidos, el poder calorífico se expresa en kJ/kg, y para gases en kJ/m^3 medido en condiciones estándar a una temperatura de 289 K y una presión absoluta de 101.337 k Pa.

3.6 CLASIFICACION DE LA COMBUSTION

Debido a que el objetivo de un proceso de combustión consiste en transformar la energía latente del combustible en energía aprovechable, como característica principal se requiere la rápida oxidación del combustible, de donde se obtiene un aumento en la temperatura de la mezcla en reacción (proceso exotérmico).

Clasificación de los procesos de combustión dependiendo de la velocidad de la reacción:

a. Combustión lenta
b. Combustión rápida (detonación)

En los procesos antes descritos, el grado de oxidación que se alcanza en la reacción determina que ésta sea completa o incompleta, entendiéndose por combustión completa aquella en la que el combustible se oxida totalmente (cede toda su energía) e incompleta cuando parte de esta energía se pierde debido a la reacción deficiente del carbono que contiene el combustible, formándo monóxido de carbono. Dicha deficiencia puede producirse por:

a. Insuficiencia de oxígeno
b. Mezcla imperfecta del oxígeno y el combustible
c. Temperatura demasiado baja para mantener la combustión
d. Tiempo insuficiente para llevar a cabo la combustión

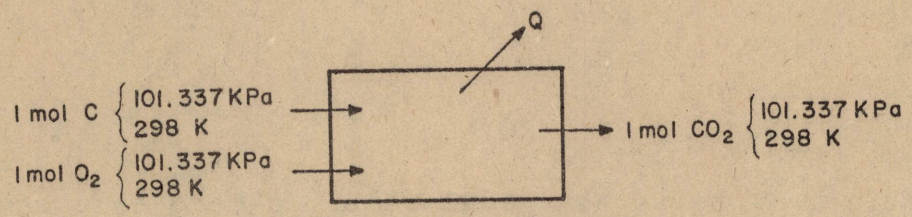
La manifestación usual de un proceso de combustión consiste en una columna de gases incandescentes que arden a elevada temperatura, lo cual produce una radiación luminosa denominada flama. Dicha luminosidad conserva una estrecha relación con las partículas sólidas existentes en ella, y provoca un aumento o disminución de brillantez según sea menor o mayor el número de partículas que contiene.

ENTALPIA DE FORMACION

Para definir la entalpía de formación se pondrá como ejemplo la combustión del carbono:

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2 \qquad (1)$$

Supóngase que antes de la combustión tanto el carbono como el oxígeno se encuentran a 289 K y 101.337 k Pa de presión. Si después de efectuarse la combustión el producto CO_2 también está a 298 K y 101.377 k Pa, implica que en la combustión se ha desprendido calor de tal manera que el CO_2 se encuentra a una temperatura de 298 K y a una presión de 101.337 k Pa.



Si al sistema de la figura anterior se le aplica la ecuación de la primera ley de la termodinámica, se obtiene lo siguiente:

$$Q + H_R = H_p \qquad (2)$$

donde:

Q - es el calor cedido durante la combustión

H_R - es la entalpía de los reactantes medida a 101.337 k Pa y 298 K

H_p - es la entalpía de los productos medida a 101.337 k Pa y 298 K

La ecuación (2) puede reescribirse:

$$Q + \sum_{R} n_i \hat{h}_i = \sum_{P} n_e \hat{h}_e \qquad (3)$$

donde:

n_i - es el número de moles de cada reactante

h_1 - es la entalpía por unidad de mol de cada reactante

n_e - es el número de moles de cada producto

h_e - es la entalpía por unidad de mol de cada producto

Para la ecuación (1) se tendría:

$$H_R = \sum_{R} n_i \hat{h}_i = n_c \hat{h}_c + n_{O_2} \hat{h}_{O_2}$$

$$H_P = \sum_{P} n_e \hat{h}_e = n_{cO_2} \hat{h}_{cO_2}$$

Arbitrariamente se asigna el valor de cero a la entalpía de todos los elementos que se encuentran a una temperatura de 298 K y 101.337 Pa de presión. En este caso, en la ecuación (1) la entalpía de los reactantes es cero, y de la ecuación (2) se tiene:

$$Q = H_P \qquad (4)$$

En la ecuación (4) el calor recibe el nombre de entalpía de formación y se representa por $\hat{h}_f°$ En la siguiente tabla aparece el valor de la entalpía de formación ($\hat{h}_f°$) para diferentes substancias.

Entalpía de formación, función Gibbs de formación y entropía absoluta de varias substancias a 298 K y una presión de 101.337k Pa.

				$\bar{h}_f^\circ$	$\bar{g}_f^\circ$	$\bar{s}^\circ$
SUBSTANCIA	FORMULA	M	ESTADO	kJ/kg mol	kJ/kg mol	kJ/kg mol K
Monóxido de carbono	CO	28.011	gas	- 109,326	- 137,230	197.638
Bióxido de carbono[a]	CO_2	44.011	gas	- 393,710	- 394,593	213.787
Agua[a,b]	H_2O	18.016	gas	- 241,942	- 228,706	188.814
Agua[b]	H_2O	18.016	líquido	- 285,975	- 237,304	69.973
Metano[a]	CH_4	16.043	gas	- 74,908	- 50,839	186.235
Acetileno[a]	C_2H_2	26.038	gas	226,839	209,271	200.945
Etano[a]	C_2H_4	28.054	gas	52,308	68,152	219.543
Etano[c]	C_2H_6	30.070	gas	- 84,708	- 32,902	229.602
Propano[c]	C_3H_8	44.097	gas	- 103,896	- 23,500	270.039
Butano[c]	C_4H_{10}	58.124	gas	- 126,208	- 17,163	310.266
Octano[c]	C_8H_{18}	114.23	gas	- 208,546	16,535	469.948
Octano[c]	C_8H_{18}	114.23	líquido	- 250,072	6,614	360.959
Carbono[a] (grafito)	C	12.011	sólido	0	0	5.689

$\hat{h}_f^\circ$ entalpía de formación por unidad de mol. El signo menos en los valores de la tabla se debe a que en la combustión se cede calor.

Como puede apreciarse en la tabla, para el CO_2 de la ecuación (1) la entalpía de formación tiene un valor de:

$$(\hat{h}_f^\circ)CO_2 = 393,710 \left[\frac{kJ}{kg\ mol}\right]$$

En la práctica, las condiciones de presión y temperatura de una combustión son diferentes a 101.337k Pa y 298 K, y en este caso la entalpía de los reactantes y de los productos se determina en la siguiente forma:

$$(\hat{h})_{T,\,P} = (\hat{h}^{\circ}_{f})\ {}^{101.337k\,Pa}_{298\ K} + (\Delta\hat{h})\ {}^{101.337k\,Pa}_{298\ K} \longrightarrow T,\ P$$

$(\hat{h})_{T,\,P}$ - es la entalpía a una presión y temperatura diferentes a 101.337k Pa y 298 K

$(\hat{h}^{\circ}_{f})$ - es la entalpía de formación a 101.337k Pa y 298 K

$(\Delta\hat{h})$ - es el cambio en la entalpía debido a que las condiciones en que se encuentra la substancia son diferentes de 101.337k Pa y 298 K, y se calcula:

$$\Delta\hat{h} = \int_{298\ K}^{T,\,P} Cp\ dT$$

3.8 TEMPERATURA DE FLAMA ADIABATICA

Se conoce con este nombre a la temperatura máxima que puede alcanzarse utilizando el aire teórico para la combustión, considerando un proceso adiabático en el cual no se realiza trabajo y en el que los cambios tanto de energía cinética como potencial son despreciables.

La temperatura de flama adiabática puede controlarse mediante el exceso de aire que se usa en la combustión.

3.9 CONCEPTOS BASICOS

3.9.1 ATOMO

Es la mínima partícula que constituye un elemento.

3.9.2 PESO ATOMICO

Es el peso relativo de un átomo con respecto al oxígeno al cual se le asignó arbitrariamente un valor de 16 y representa la suma de protones y neutrones que contiene el átomo.

3.9.3 PESO MOLECULAR

Es la suma de los pesos atómicos de los elementos que constituyen la molécula.

3.9.4 GRAMO MOL

Es el peso molecular de un compuesto expresado en gramos.

3.9.5 LEY DE AVOGADRO

Si se toman volúmenes iguales de dos gases cualesquiera a la misma presión y temperatura, ambos contienen el mismo número de moléculas y por lo tanto el mismo número de moles.

3.9.6 NUMERO DE AVOGADRO

Establece que una mol contiene 6.025×10^{23} átomos, con lo cual queda: $Na = 6.025 \times 10^{23}$ átomos/mol.

3.9.7 LEY DE GIBBS-DALTON

En una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión, como si la ejerciera el gas o vapor solo en el mismo espacio total a la misma temperatura de la mezcla; esto es, cualquier mezcla de gases ejerce una presión total igual a la suma de las presiones parciales independientes de cada gas.

3.9.8 COMPOSICION DEL AIRE SECO

COMPONENTE	FRACCION MASA	FRACCION VOLUMETRICA
Oxígeno	0.23188	0.2099
Nitrógeno	0.75468	0.7803
Argón	0.01296	0.0094
CO_2	0.00046	0.0003
Hidrógeno	0.00001	0.0001
Gases inertes	0.00001	-
	1.00000	1.0000

3.9.8.1 Propiedades físicas del aire

$M = 0.02897$ kg/mol
$R = 287.08$ (j/kg k)
$Cp = 1{,}011.94$ J/kg K
$Cv = 722.223$ J/kg K
$\rho = 1.207$ kg/m^3

3.9.9 NITROGENO ATMOSFERICO

La mezcla de nitrógeno, argón, CO_2, hidrógeno y gases inertes que están normalmente presentes en el aire se denomina nitrógeno atmosférico. Debido a lo anterior, la composición del aire seco puede escribirse como:

COMPONENTE	FRACCION MASA	FRACCION VOLUMETRICA
Oxígeno	0.23188	0.2099
Nitrógeno atmosférico	0.76812	0.7901
	1.00000	1.0000

Aplicando la ley de Avogadro se obtiene que la relación molar entre el N_2 y el O_2 es la misma que su relación vo-

lumétrica debido a que ambos son gases y se encuentran en condiciones atmosféricas, esto es a la misma presión y temperatura.

$$\frac{\text{moles de } N_2}{\text{moles de } O_2} = \frac{79\%}{21\%} = 3.76$$

Por cada mol de O_2 en el aire, se tienen 3.76 moles de N_2.

Nota: Cuando el N_2 incluye el argón y los demás gases que se encuentran en pequeñas cantidades en el aire (por lo cual no se consideran en nuestro estudio), se puede obtener mayor exactitud asignándole al nitrógeno un peso molecular de 28.2, en vez de 28.0 que le correspondería en estado puro.

3.9.10 COMPOSICION DE LOS COMBUSTIBLES

Si se requiere conocer la composición elemental de un hidrocarburo, se encuentra que básicamente están formados de carbono e hidrógeno, aunque contienen otros elementos como azufre, nitrógeno y humedad; esta última, cuando se hace un análisis elemental se descompone en oxígeno e hidrógeno, por lo que en los análisis se presenta un porcentaje de oxígeno libre.

Además de las cenizas, los combustibles sólidos contienen una variedad de estos porcentajes.

3.9.10.1 Composición del diesel

	C	H_2	O_2	N_2	S	H_2O
En peso	80%	7%	3%	9%	0.2%	0.8%
Pesos moleculares	12	2	32	28	32	18

3.10 AIRE TEORICO

El aire teórico o sea el aire estequiométrico (relación en peso que existe entre los elementos que intervienen en una reacción química) es la cantidad exacta de aire necesario para que haya el oxígeno preciso para la combustión teórica completa.

El método para determinar la cantidad de aire teórico de cualquier combustible consta de los siguientes pasos:

Escribir las reacciones balanceadas con el oxígeno de cada uno de los elementos que constituye el combustible (revisar el método para el carbono y posteriormente para los demás elementos que forman el combustible).

Entonces:

$$C + O_2 + 3.76\ N_2 \longrightarrow CO_2 + 3.76\ N_2$$

Nota: La razón por la que aparece el $3.76\ N_2$ en ambos miembros de la reacción, se debe a que el O_2 se toma del aire y a que el N_2 no reacciona con el C.

Como la reacción anterior está balanceada, lo cual significa que existe una mezcla estequiométrica entre el carbono y el oxígeno (el N_2 no reacciona), se tiene que una mol de carbono reacciona con una mol de oxígeno, produciendo una mol de CO_2, o sea:

$$C + O_2 + 3.76\ N_2 \longrightarrow CO_2 + 3.76\ N_2$$

Expresado en moles:

$$1 + 1 + 3.76 \longrightarrow 1 + 3.76 \quad \text{(moles)}$$

Como el peso de una mol es igual a su peso molecular, la reacción anterior se expresa como:

$$12 + 32 + 3.76 \cdot 28.2 \longrightarrow 44 + 3.76 \cdot 28.2$$

Si se divide cada peso anterior entre 12, se obtiene:

$$\frac{12}{12} + \frac{32}{12} + \frac{3.76 \cdot 28.2}{12} \longrightarrow \frac{44}{12} + \frac{3.76 \cdot 28.2}{12}$$

$$1 + 2.667 + 8.84 \longrightarrow 3.667 + 8.84$$

Por lo tanto, para la combustión completa de 1 kg de "C" se necesitan 2.667 kg de O_2; pero como el oxígeno se toma del aire, entonces se necesitan 2.667 kg de O_2 + 8.84 kg de N_2 = 11.5 kg de aire.

En otras palabras, para provocar la combustión completa de un kilogramo de carbono se necesitan 11.5 kg de aire.

Análogamente, para los demás elementos que componen el combustible se tendrá:

$$2\ H_2 + O_2 + 3.76\ N_2 \longrightarrow 2\ H_2O + 3.76\ N_2$$

En peso:

$$2 \cdot 2 + 32 + 3.76 \cdot 28.2 \longrightarrow -2 \cdot 18 + 3.76 \cdot 28.2$$

Dividiendo entre 4:

$$1 + 8 + 26.5 \longrightarrow 9 + 26.5$$

Por lo tanto, para la combustión de 1 kg de H_2 se necesitan 8 + 26.5 = 34.5 kg de aire.

Para el azufre:

$$S + O_2 + 3.76\ N_2 \longrightarrow SO_2 + 3.76\ N_2$$

En peso:

$$32 + 32 + 3.76 \cdot 28.2 \longrightarrow 64 _ 3.76 \cdot 28.2$$

Dividiendo entre 32:

$$1 + 1 + 3.32 \longrightarrow 2 + 3.32$$

Por lo tanto, para la combustión de 1 kg de S se necesitan 1 + 3.32 = 4.32 kg de aire.

De lo anterior se obtiene el aire teórico:

$$\text{Aire teórico} = 11.5\ C + 34.5(H_2 - \frac{O_2}{8}) + 4.32\ S \left[\text{kg de aire/kg de combustible}\right]$$

Donde C, H_2 O_2 y S representan respectivamente los pesos de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre por gramo de combustible.

El peso neto del hidrógeno disponible para la combustión corresponde al hidrógeno que no está combinado con el oxígeno formando agua. Como el análisis químico da la humedad permanente del combustible como hidrógeno y oxígeno, se supone que todo el oxígeno se encuentra combinado con el hidrógeno formando agua. La relación de combinación del hidrógeno al oxígeno es de 1 a 8 en peso, lo cual se determina a partir de la ecuación balanceada:

$$2\ H_2 + O_2 \longrightarrow 2\ H_2O$$

Sustituyendo en peso molecular:

$$2 \cdot 2 + 32 \longrightarrow 2 \cdot 18$$

Dividiendo entre 32:

$$\frac{1}{8} + 1 \longrightarrow \frac{9}{8}$$

Por lo tanto, 1 kg de oxígeno requiere 1/8 kg de hidrógeno para formar agua; el hidrógeno sobrante se expresa como:

$$\text{Hidrógeno disponible} = (H_{2f} - O_{2f}/8)$$

donde:

H_{2f} - es la cantidad de H_2 que contiene el combustible
O_{2f} - es la cantidad de O_2 que contiene el combustible

Cuando no se conoce el análisis elemental del combustible pero puede expresarse mediante una fórmula química, (por ejemplo el iso-octano, C_8H_{18} (gasolina)) el aire teórico estequiométrico se puede determinar haciendo reaccionar el combustible de forma similar a como se hizo con cada elemento del diesel; se balancea la ecuación, se expresa en moles, luego en masa, y se obtiene directamente la cantidad estequiométrica de aire (aire teórico) que se requiere para oxidar el combustible.

3.11 EXCESO DE AIRE

Dado que con el aire teórico no se puede obtener un proceso de combustión completa debido a la escasa probabilidad de que cada una de las moléculas que componen el combustible se combine con una molécula de O_2, es necesario utili

zar cierto "exceso de aire" el cual se determina experimentalmente, se expresa como un porcentaje del aire teórico y depende de las circunstancias del proceso; por ejemplo:

En un motor de gasolina se consigue la potencia máxima con una ligera deficiencia de aire, y la máxima economía con un pequeño exceso del mismo. En la turbina de gas es esencial un gran exceso de aire a fin de mantener los productos a una temperatura suficientemente baja para que no perjudique a la máquina. En el funcionamiento de los hornos u hogares en general la cantidad óptima de aire depende del diseño del horno, del combustible y de muchos otros factores.

Los siguientes porcentajes del exceso de aire en relación con el combustible, dan una idea de la práctica en este aspecto.

Carbón pulverizado	15 - 20%
Carbón con alimentador por debajo	20 - 50%
Aceite combustible	5 - 20%
Gas natural	5 - 12%

De lo anterior se deduce que es de suma importancia tener un control sobre el porcentaje de exceso de aire, ya que al suministrar una cantidad adecuada se facilita la combinación de las moléculas de aire con las de combustible, incrementando la éficiencia de la combustión y disminuyendo la formación de monóxido de carbono (el cual es muy venenoso). Por otra parte, si se suministra un exceso exagerado, se obtiene una reducción en la temperatura de la flama y un aumento de calor rechazado a la atmósfera, pues la temperatura de los gases en una chimenea está limitada por la de rocío para evitar la disociación del CO_2 en CO y 1/2 O_2 y la formación de ácido sulfúrico (que es sumamente corrosivo), por la combinación del H_2O y el SO_3.

El exceso de aire se define como un porcentaje igual a:

$$E_A = \frac{A_r - A_t}{A_t} \times 100$$

donde:

E_A - exceso de aire en % del aire teórico

A_r - aire real utilizado en la combustión

A_t - aire teórico

En lugar de cantidades totales de aire se pueden utilizar concentraciones de nitrógeno, ya que al no mezclarse éste permanece constante, entonces:

$$E_A = E_N = \frac{N_r - N_t}{N_t} \times 100$$

donde:

E_N - exceso de nitrógeno, en % del nitrógeno teórico

N_r - nitrógeno real utilizado en la combustión

N_r - nitrógeno teórico

Los subíndices tienen el mismo significado que en el caso anterior.

El porcentaje de nitrógeno real estará dado por:

$$N_r = 100 - (CO_2 + CO + O_2)$$

donde; CO_2 CO y O_2 son los gases producto de la combustión y se expresan en %.

El nitrógeno teórico será:

$$N_t = N_r - N_{exceso}$$

donde:

N_{exceso} - Nitrógeno en exceso que se maneja en la combustión.

El N_{exceso} se puede obtener en función del O_{exceso}:

$$O_{exceso} = O_2 - \frac{1}{2} CO$$

Dicha relación se deduce a partir de:

$$C + O_2 \longrightarrow CO_2$$

Si se supone una combustión incompleta, se tendrá:

$$2C + O_2 \longrightarrow 2\ CO$$

De lo anterior se deduce que si una molécula de oxígeno forma una molécula de CO_2 entonces formará dos moléculas de CO, o sea que el CO necesita 1/2 molécula de oxígeno para transformarse en CO_2.

Debido a la relación molar entre el nitrógeno y el oxígeno en el aire (3.76, ya obtenida anteriormente) se puede obtener el nitrógeno en exceso:

$$N_{exceso} = 3.76 (O_2 - \frac{1}{2} CO)$$

Al sustituir valores en la expresión que se obtuvo para el exceso de aire (E_A), se tiene:

$$E_A = \frac{N_r - N_t}{N_t} = \frac{3.76 (O_2 - \frac{1}{2} CO)}{N_r - 3.76 (O_2 - \frac{1}{2} CO)} \quad \% \text{ del aire teórico}$$

Nota: Los valores que se obtuvieron en el Orsat se manejan en forma de tanto por ciento.

3.12 GASTO DE AIRE

La cantidad de aire que se combina con el combustible está dada por la siguiente expresión:

$$G_A = ra/c \cdot C \cdot G_C$$

donde:

G_A - gasto de aire (kg/s)

ra/c - es la relación, en peso, que guarda el aire con el carbono en los gases producto de la combustión

C - es el porcentaje de carbono que hay en el combustible; este porcentaje varía para cada combustible. (kg carbono/kg de combustible).

C = 0.8 aproximación para aceite diesel

C = 0.85 aproximación para gasolinas

G_C - es el gasto de combustible (kg/s)

Debido a que 1 kg de aire contiene 0.76812 kg de nitrógeno atmosférico, y a que el peso molecular de este último es de 28.2, el peso del aire será:

$$\text{Peso del aire} = \frac{28.2\ N_2}{0.76812}$$

en donde N_2, es el nitrógeno real $N_2 = N_r$

Por otra parte, el carbono presente en los gases que resultan de la combustión se encuentra como CO y CO_2, que multiplicados por el peso molecular del carbono dan el peso de este último, o sea:

$$\text{Peso del C} = 12\ (CO + CO_2)$$

Entonces la relación aire/carbono estara dada por:

$$\frac{\text{aire}}{\text{carbono}} = \frac{28.2\ N_2}{12(CO + CO_2)0.76812}$$

Sustituyendo en la expresión del gasto de aire:

$$G_A = \frac{28.2\ N_2}{12(CO + CO_2)0.76812} \cdot C \cdot G_C$$

N_2, CO y CO_2 expresados como %.

3.13 GASTO DE GASES SECOS

Se llaman "gases secos" a los que resultan de combustión (sin considerar la humedad).

El gasto de gases secos lo denominaremos:

$$G_{gs} = \frac{rgs}{c} \cdot C \cdot G_c$$

En donde:

G_{gs} - gasto de gases secos (kg/s)

r_{gs}/c - es la relación en peso, entre el total de gases secos y el carbono presente en ellas (kg_{gs}/kc)

C - idem al inciso 3.12

G_C - gasto de combustible (kg/s)

Como se determinó anteriormente, el peso del carbono presente en estos gases secos es:

$$\text{Peso del C} = 12(CO_2 + CO)$$

El peso de los gases secos es la suma de los pesos moleculares de cada gas que lo forman multiplicándolo por su porcentaje en volumen.

$$\text{Gases secos} = 44\ CO_2 + 32\ O_2 + 28\ CO + 28\ N_2$$

Por lo tanto, la relación que se busca es:

$$r_{gs/c} = \frac{44\ CO_2 + 32\ O_2 + 28\ CO + 28\ N_2}{12\ (CO + CO_2)}$$

Debido a que el $N_2 = 100 - (CO_2 + CO + O_2)$ se tiene que:

$$r_{gs/c} = \frac{4\ CO_2 + 32\ O_2 + 28.2\ (100 - CO_2 - CO - O_2) + 28\ CO}{12\ (CO + CO_2)}$$

Simplificando se obtiene:

$$r_{gs/c} = \frac{4\ CO_2 + O_2 + 700}{(3(CO + CO_2)}$$

Entonces la fórmula que se busca queda:

$$G_{gs} = \frac{4\,CO_2 + O_2 + 700}{3\ (CO + CO_2)} \cdot C \cdot G_C$$

Los valores de CO, CO_2 y O_2 se emplearán como porcentajes.

3.14 GASTO DE COMBUSTIBLE NO QUEMADO

El combustible no quemado es el gasto de carbono que se tira a la atmósfera en forma de monóxido, por lo que se expresa como sigue:

$$G_{cnq} = \frac{CO}{CO_2 + CO} \cdot C \cdot G_C$$

donde:

G_{cnq} - gasto de combustible no quemado (kg/s)

$\frac{CO}{CO_2 + CO}$ - porcentaje de carbono parcialmente quemado del total, presente en el ducto de escape

C - Ver inciso 3.12

G_C - gasto de combustible (kg/s)

CO_2 y CO - porcentajes en volumen del analizador de Orsat

3.15 APARATOS PARA EL ANALISIS DE GASES QUEMADOS

3.15.1 ANALIZADOR DE ORSAT

Es un aparato que se utiliza para determinar los porcentajes en volumen de CO, CO_2 y O_2 presentes en los gases producto de la combustión (figura 3.1). La botella C, que contiene agua, se comunica con la bureta B por un tubo de caucho. Levantando o bajando la botella se hace que el agua entre en la bureta o salga de ella. Para hacer el análisis, primero se desaloja el aire de la bureta y de los conductos o pasos anexos, empujando con el agua de C. Luego se introduce en la bureta B una muestra de los productos de combustión. Durante estas operaciones preliminares, las válvulas de aguja, N_1, N_2, N_3, que establecen la comunicación con los recipientes de las disoluciones D, E y F, han sido cerradas. Después, con la válvula N_1

abierta, se obliga a la muestra de gases de la bureta a entrar en el recipiente D levantando la botella C. En D hay una solución de potasa cáustica que absorbe el anhídrido carbónico de los gases (CO_2), dejando pasar sin alterar a los otros constituyentes. El gas restante se retorna a la bureta B bajando la botella C y se anota la pérdida de volumen. En forma sucesiva, se obliga al gas a entrar en los recipientes E y F. En el primero hay una disolución de ácido pirogálico en una solución de hidróxido de potasio, la cual absorbe el oxígeno; en F hay una disolución de cloruro cuproso en amoniaco, la cual retendrá el monóxido de carbono. Se supone que el resto del gas es nitrógeno, o bien, se hace una estimación de los demás productos.

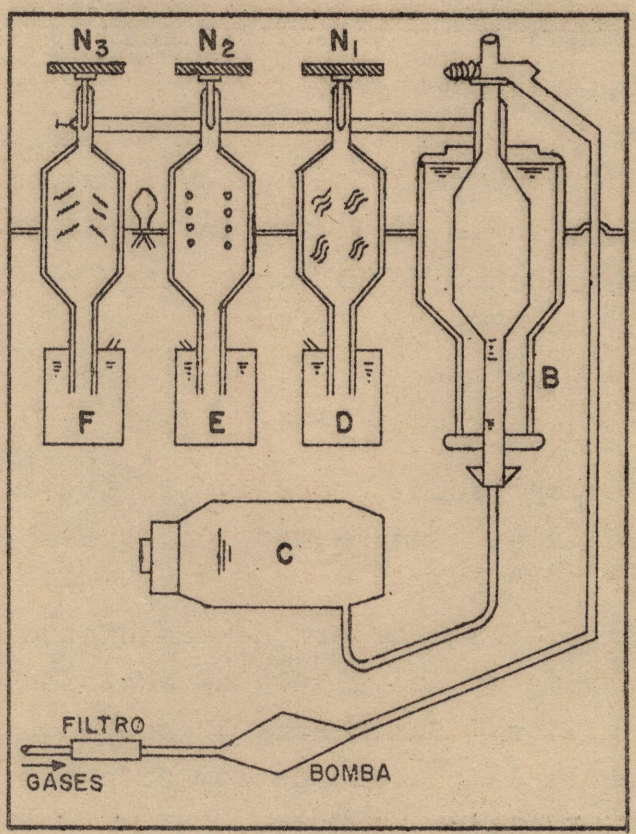


Figura 3.1

3.15.2 MEDIDOR DE CO_2

3.15.2.1 Descripción

El medidor de CO_2 es un aparato simple formado por un paralelogramo de plástico transparente en el interior del cual se encuentran dos cilindros de diferente diámetro comunicados entre sí por un sifón. El cilindro de mayor diámetro sirve para almacenar el líquido que absorbe el CO_2 y el de menor diámetro para medir el % de CO_2 absorbido. Sobre el cilindro mayor hay una válvula que permite el paso del gas producto de la combustión y sobre el menor otra válvula para venteo. A la derecha del medidor se tiene una escala móvil para obtener la lectura de CO_2 y en ese mismo lado en la parte inferior existe un tapón roscado que se utiliza para sacar el líquido cuando haya necesidad de cambiarlo.

El medidor también incluye una manguera para conectarlo al escape de la máquina y la bomba a fin de suministrar el gas producto de la combustión.

3.15.2.2 Manejo

a. Presione sobre las válvulas de admisión y venteo, suéltelas lentamente y coloque el cero de la escala.

b. Coloque la manguera de suministro de gas, y el otro extremo en la válvula de admisión y presiónese contra ella. Suministre 20 bombazos llenos lentamente; suelte la válvula de admisión sin dejar de oprimirla en el último bombazo.

c. Mueva despacio el medidor hacia atrás y adelante varias veces, pero no se invierta.

d. Tome la lectura del % de CO_2. Después de 500 pruebas o un año, la solución del medidor debe reemplazarse.

3.16 CALORIMETRO DE BOMBA PARA OBTENER EL PODER CALORIFICO DE UN COMBUSTIBLE

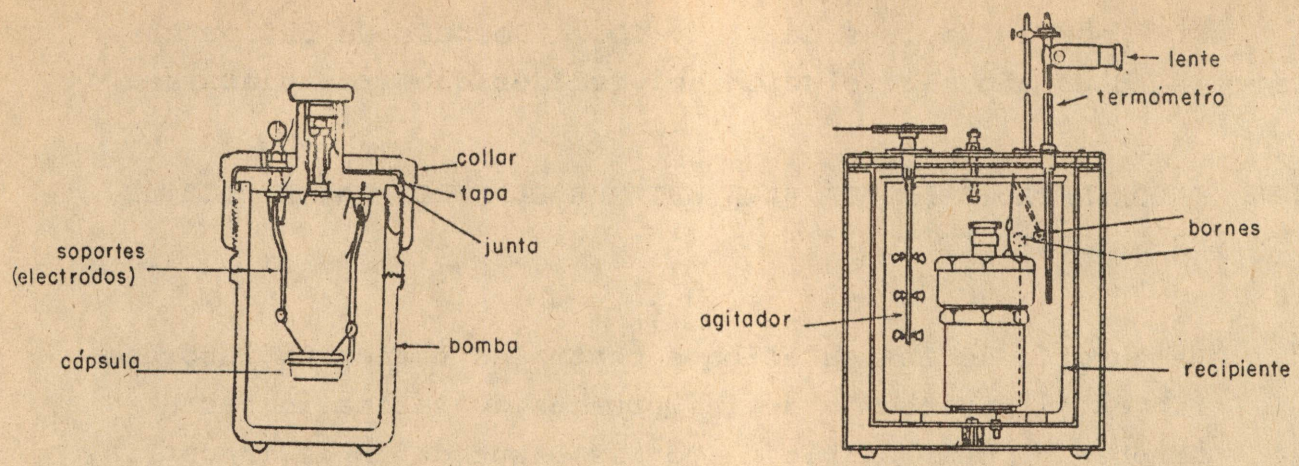
La mayoría de las estaciones centrales tienen un laboratorio en el que además de las pruebas de rutina se hacen pruebas de combustibles. Lo mismo sucede en la industria, y en algunos casos, las autoridades también efectúan pruebas de combustible en plantas particulares.

Las pruebas para determinar la potencia calorífica se hacen con uno de los calorímetros patrones de combustibles. Estos calorímetros se pueden clasificar en dos categorías generales: para pruebas continuas y para pruebas intermitentes o aisladas.

El poder calorífico de los combustibles sólidos se obtiene con el calorímetro de pruebas aisladas, el de los gases combustibles con el calorímetro de pruebas continuas y el de los líquidos con uno u otro dependiendo de su volatilidad. La mayoría de los calorímetros miden el calor desprendido del combustible absorbiéndolo en agua; lo que se obtiene es el poder calorífico superior del combustible.

3.16.1 CALORIMETRO PARA COMBUSTIBLES SOLIDOS

El poder calorífico del combustible se determina por medio del calorímetro de bomba de oxígeno o de peróxido de sodio. En la figura 3.2 se muestra un calorímetro que como oxidante emplea oxígeno en estado gaseoso a presión, y que se enciende con arco eléctrico.



Sección transversal de una bomba de oxígeno

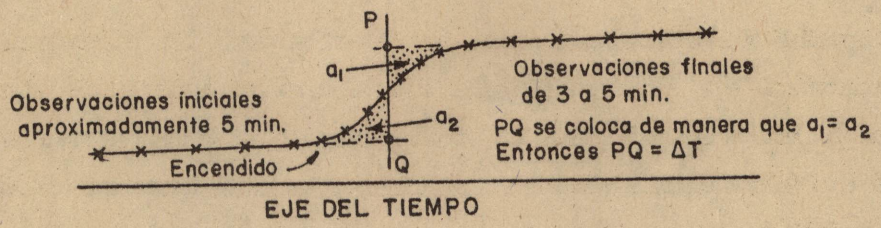
Conjunto de una bomba de oxígeno calorímetro

Figura 3.2

La bomba, que consta de dos piezas que se mantienen unidas por medio de un collar con rosca, tiene una cápsula para el combustible, una válvula para el oxígeno, dos conexiones eléctricas externas y dos terminales internas en las cuales se puede conectar un alambre fusible. La bomba se coloca dentro de un recipiente pulido que contiene 0.00227 m^3 de agua aproximadamente. Todo este conjunto se encuentra a su vez rodeado de una capa aisladora e incluye también un mecanismo agitador de manera que el baño de agua tenga una temperatura homogénea.

Para hacer la prueba, el combustible se muele hasta tener un polvo fino. La muestra se apelmaza alrededor de una cantidad medida de alambre fusible, se pone en la cápsula y se pesa antes de meterla a la bomba. Es costumbre poner unas cuantas gotas de agua en el fondo de la bomba cuando se carga; esto se hace con el fin de evitar que parte del calor latente de vaporización de los productos se absorba como humedad en la atmósfera de la bomba. La bomba se carga con oxígeno a una presión de 1'373,400 Pa

aproximadamente. Hechas las conexiones eléctricas, la bomba se pone dentro de su receptáculo con una cantidad de agua que también se pesa. El agua que se usa para el baño debe estar a unos 276 K aproximadamente abajo de la temperatura ambiente, ya que se considera que sube 6 K al encender la bomba. Al ajustar el baño de agua a esta temperatura, los efectos de radiación disminuyen. Se conecta la corriente y la muestra se quema, mientras el agua se agita eléctricamente. Supuestamente la combustión es instantánea; sin embargo, la capacidad térmica del aparato impide cualquier elevación de temperatura rápida después de la ignición del combustible.



INTERPRETACION DE LA ELEVACION DE TEMPERATURA EN EL CALORIMETRO DE BOMBA

Figura 3.3

El calor generado por la combustión lo absorben el agua, la bomba y el recipiente, con lo cual aumentan su temperatura. Es conveniente expresar la capacidad de absorber calor de la bomba y el recipiente, por grado de elevación de temperatura, como el de un peso equivalente de agua que absorbiera el mismo calor, con la misma elevación de temperatura. Este valor se llama equivalente de agua de la bomba y se añade al peso del agua en el cálculo del poder calorífico. Es necesario conocer la potencia térmica del alambre fusible, porque el calor desprendido por él

debe deducirse del total inicialmente calculado. El desprendimiento de calor aparente es:

$$Q = w \cdot c \cdot \Delta T$$

donde:

w = peso del agua mas agua equivalente del calorímetro
c = calor específico del agua
ΔT = cambio de temperatura que se observa en el agua

Después de sumar o restar las correcciones necesarias, Q se divide entre el peso inicial de la muestra de combustible para encontrar el poder calorífico superior. Es importante la forma de obtener la ΔT.

Después de que la bomba se enciende, la elevación de temperatura es gradual. Se hace una gráfica de la temperatura y del tiempo, de la cual resulta una curva semejante a la de la figura 3.3. La temperatura que se observa al acercarse al punto en que se enciende el combustible, y después de la combustión, generalmente será una línea recta; sin embargo, es posible que la elevación de temperatura inmediatamente después de la ignición no se dé. Después de prolongar las partes rectas de la curva, se traza una línea vertical PQ de manera que las áreas a_1 y a_2 sean iguales. Se puede considerar que la medida de PQ indica la ΔT con más precisión que la que pueda obtenerse con cualquier observación de temperaturas al azar. La primera parte de la curva se inclina ligeramente hacia arriba debido a la energía impartida por el agitador. Si la última parte de la curva se inclina apreciablemente hacia abajo, esto indica que el calorímetro está mal aislado.

3.16.2 CALORIMETRO PARA GASES

La figura 3.4 muestra un calorímetro continuo Sargent pa-

ra gas. El combustible se quema en una llama permanente, usando aire como oxidante. Para probar el gas en el calorímetro continuo se ideó un quemador especial para lograr una muy buena combustión. En este calorímetro el calor que se desprende se absorbe en el agua cuando ésta circula en los tubos que rodean la cámara de combustión. A través del calorímetro se tiene una corriente de agua a cualquier abertura de la llave mediante un abastecimiento de carga constante, el cual se obtiene vertiendo agua en exceso a una pequeña cámara de abastecimiento con un derramadero.

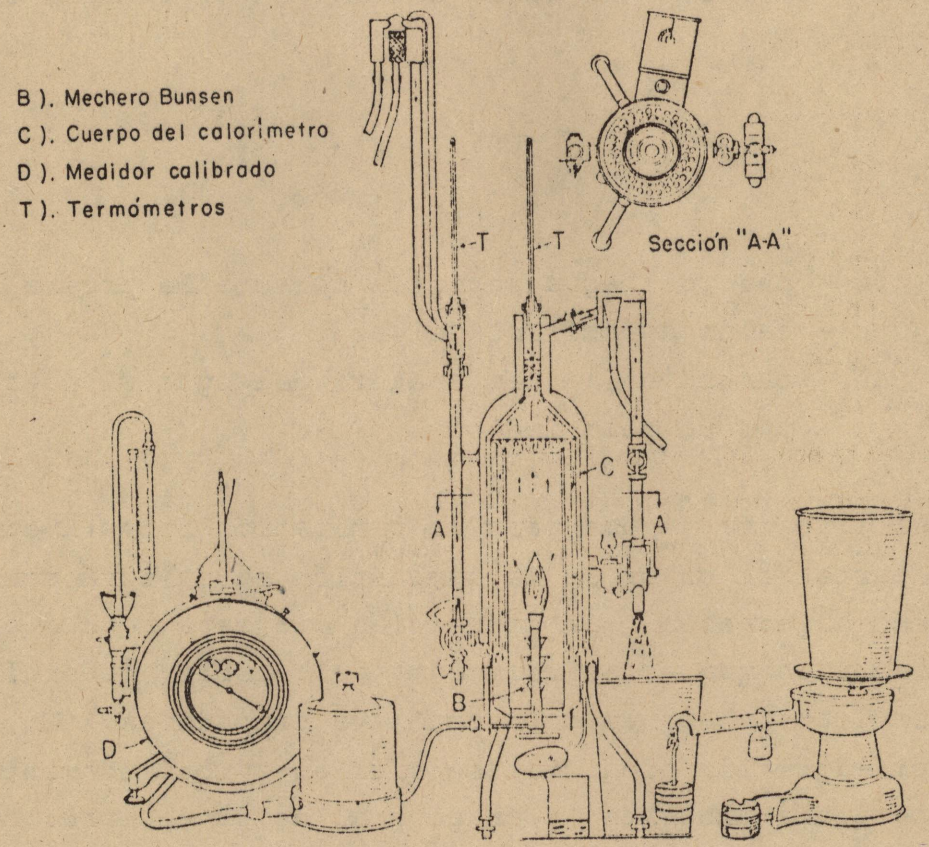


Figura 3.4

La cantidad de gas quemado la indica un contador de gas del tipo húmedo, que marca la presión y temperatura del

gas y el volumen consumido. La manera acostumbrada de expresar el poder calorífico de un gas es en kJ/m^3, bajo condiciones específicas de presión y temperatura. Estas condiciones, que son de 101.337.3 Pa y 289 K, fueron designadas por la ASTM. El volumen que mide el contador de gas puede reducirse a las condiciones patrón usando la ley de los gases ideales.

El calorímetro está equipado con termómetros en sus cápsulas para medir la elevación de temperatura en el agua y de los productos de la combustión. Una válvula permite que el agua que pasa por el calorímetro caiga en un recipiente o se tire. El calor absorbido por el agua durante la prueba es:

$$Q = w \cdot c \cdot \Delta T$$

donde:

w - peso del agua recogida durante la prueba
c - calor específico del agua
ΔT - cambio en la temperatura del agua al pasar por el calorímetro

Si el aire que se usa para la combustión no está saturado, una parte del calor de la combustión se gastará como calor de saturación. La corrección por este motivo es pequeña, y aunque es teóricamente calculable, generalmente se emplean tablas de corrección ya preparadas. En este calorímetro los productos se enfrían aproximadamente a la temperatura ambiente, y en general no es necesario hacer corrección alguna por el calor residual que contienen los productos secos o húmedos de la combustión.

El poder calorífico del combustible se obtiene al dividir Q entre Vg, donde Vg es el volumen de gas quemado y convertido a las condiciones patrón.

3.17 BALANCE TERMICO

3.17.1 ENERGIA SUMINISTRADA

$$E_1 = G_C \; PC \; [kJ/s]$$

donde:

G_C - gasto de combustible(kg/s)
PC - poder calorífico del combustible(kJ/kg)

3.17.2 ENERGIA APROVECHADA

$$E_2 = Gv(h_2 - h_1) \; [kJ/s]$$

donde:

Gv - gasto de vapor en(kg/s)
h_1 - entalpía inicial o a la entrada de la caldera(kJ/kg)
h_2 - entalpía final o de vapor(kJ/kg)

3.17.3 PERDIDA POR HUMEDAD DEL COMBUSTIBLE

$$E_3 = \mu_c \; G_C \; \Delta h \; [kJ/s]$$

donde:

μ_c - humedad del combustible(kg_a/kg_c)
GC - gasto de combustible(kg/s)
Δh - $c(373 - T_c) + 2,256.25 + Cpv(T_g - 373)$(kJ/kg)
c - calor específico del agua (kJ/kg K)
Cpv - calor específico del vapor de agua (kJ/kg K)
T_c - temperatura del combustible en(K)
T_g - temperatura de los gases de escape en(K)

3.17.4 PERDIDA POR LA HUMEDAD PRODUCTO DE LA COMBUSTION DEL HIDROGENO DEL COMBUSTIBLE

$$E_4 = 9 \left(H_2 - \frac{O_2}{8}\right) G_C \; \Delta h \; [kJ/s]$$

donde:

G_C - gasto de combustible (kg/s)

Δh - es la misma que en el inciso 3.17.3

H_2 - es el porcentaje en masa de hidrógeno en el combustible

O_2 - es el porcentaje en masa de oxígeno en el combustible

9 - indidca que por cada hidrógeno que se quema se forman 9 unidades de agua

3.17.5 PERDIDA POR LA HUMEDAD DEL AIRE

$$E_5 = W\ G_A\ C_{pv}\ \Delta T\ [kJ/s]$$

donde:

W - humedad específica del aire $[kg_v/kg_a]$

gasto de aire:

$$G_A = \frac{28.2\ N_2}{12(CO + CO_2)\ 0.76812} \left[\frac{G_C\ C_f - G_r\ C_r}{100\ G_C}\right] G_C\ [kg/s]$$

N_2, CO_2, CO son los porcientos en volumen en los productos de la combustión obtenidos con el Orsat.

donde:

G_C - gasto de combustible (kg/s)

C_f - porciento en masa de carbono en el combustible

G_r - gasto de cenizas (kg/s)

Cr - porciento en masa de combustible en las cenizas

Los términos G_r y Cr se tienen sólo cuando el combustible produce cenizas; cuando no existen cenizas el término que aparece entre paréntesis en el cálculo del gasto de aire se reduce el valor C_f.

El Cpv es el calor específico del vapor de agua (kJ/kg K) y el incremento de temperatura es:

$$\Delta T = Tg - Ta$$

donde:

Tg - temperatura de los gases en la chimenea (K)
Ta - temperatura del aire a la entrada al hogar (K)

3.17.6 PERDIDA POR GASES SECOS

$$E_6 = G_{g,s}\ Cpg\ \Delta T\ kJ/s$$

$G_{g,s}$ gasto de gases secos

$$G_{g,s} = \frac{700 + 4\ CO_2 + O_2}{3\ (CO + CO_2)} \left[\frac{G_C\ C_f - G_r\ C_r}{100\ G_C}\right] G_C\ \left[kg/s\right]$$

O_2, CO_2, CO porcientos en volumen de los gases secos producto de la combustión, los cuales se obtienen con el Orsat.

G_c, C_f, G_r y C_r son similares al inciso anterior. El Cpg es el calor específico de los gases secos (kJ/kg K) y el incremento de temperatura es el mismo del inciso anterior.

3.17.7 PERDIDA POR COMBUSTION INCOMPLETA

$$E_7 = G_{cnq}\ \ Q\ \left[kJ/s\right]$$

gasto de combustible no quemado

$$G_{cnq} = \frac{CO}{CO + CO_2}\left[\frac{G_C\ C_f - G_r\ Cr}{100\ G_C}\right] G_C \left[kg/s\right]$$

donde:

CO - porciento de monóxido de carbono presente en los gases

CO_2- porciento de bióxido de carbono presente en los gases

G_c, C_f, G_r, y Cr son similares a los del inciso 3.17.5

Q calor perdido por combustión incompleta 23,776.5 kJ/kg

3.17.8 PERDIDA POR COMBUSTIBLE NO QUEMADO

$$E_8 = Q\ \frac{G_r\ Cr}{100\ G_C}\ G_C$$

donde:

G_r - gasto de cenizas (kg/s)

Cr - porciento en masa de combustible en las cenizas

G_C - gasto de combustible (kg/s)

Q - calor por la combustión completa del carbono 34,074 (kJ/kg)

3.17.9 PERDIDAS INCALCULABLES

$$E_9 = E_1 - \sum_{i=2}^{8} E_i \left[kJ/s\right]$$

3.17.10 EFICIENCIA

$$\eta = \frac{E_2}{E_1}$$

BIBLIOGRAFIA

1. LICHTY, L.C. Procesos de los motores de combustión. Edit. Mc. Graw-Hill, 1970.

2. MORSE, F.T. Centrales eléctricas. C.E.C.S.A, 5a. impresión, 1975.

3. SEVERNS, W.H. Energía mediante vapor, aire o gas. Edit. Reverte, 1961.

I N D I C E

P R A C T I C A 4

MOTORES DE VAPOR

		PAG.
4.1	GENERALIDADES	4.1
4.1.1	OBJETIVO	4.1
4.1.2	FUNCIONAMIENTO Y COMPORTAMIENTO TEORICO (CICLOS P-V Y T-s)	4.1
4.1.3	CLASIFICACION DE LOS MOTORES DE VAPOR	4.13
4.1.4	APLICACIONES DEL MOTOR DE VAPOR	4.15
4.2	PLANTA DE VAPOR	4.16
4.2.1	DESCRIPCION DEL SISTEMA	4.16
4.2.2	DESARROLLO DE LA PRACTICA	4.20
4.2.2.1	Definición de fronteras de volúmenes de control	4.20
4.2.2.2	Balance térmico	4.22
	BIBLIOGRAFIA	4.31

P R A C T I C A 4

MOTORES DE VAPOR

4.1 GENERALIDADES

4.1.1 OBJETIVO

El objetivo de esta práctica consta de varios puntos:

a. Conocimiento del motor de vapor como una máquina térmica susceptible de un estudio termodinámico, tanto en su comportamiento teórico como en las condiciones reales de operación.

b. Análisis de un sistema termodinámico donde opera un motor de vapor como elemento de transformación de energía y desarrollo de trabajo.

c. Balance térmico y estudio del ciclo Rankine de la planta de vapor, considerándolo como un sistema termodinámico.

d. Construcción de las curvas características del motor de la planta de vapor. Estas curvas serán las de gasto de vapor, presión a la entrada del motor y el consumo específico de vapor como funciones de la potencia desarrollada al freno.

4.1.2 FUNCIONAMIENTO Y COMPORTAMIENTO TEORICO (CICLOS P-V Y T-s)

Un motor de vapor está constituido, esencialmente, por un mecanismo corredera-biela-manivela en donde el radio de acción es infinito o el centro instantáneo de movimiento de la corredera

se encuentra en el infinito debido a que corresponde al movimiento reciprocante de un pistón dentro de un cilindro o camisa. Este mecanismo podría representarse de la siguiente manera (fig. 4.1):

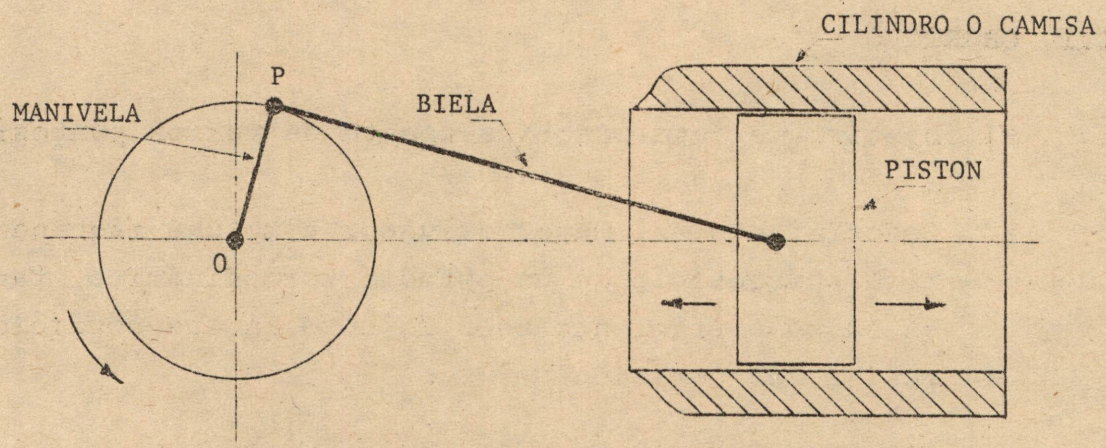


Figura 4.1

Por lo general, la manivela no es un vástago sencillo que gira y que tiene su centro en "0", sino que existe una masa completa a la que se fija la biela (se le conoce como cigüeñal) y en cuyo centro de giro se extiende una flecha que recibe el movimiento angular equivalente de la manivela.

Aun cuando el análisis del mecanismo no es el objetivo de este estudio, conviene conocer el proceso mecánico que se lleva a cabo a fin de entender los cambios termodinámicos del vapor. El pistón del motor constituye una pared contra la cual el bombardeo de las moléculas de vapor en un estado potencial muy elevado cederán toda la energía cinética y de presión posibles, ocasionando una fuerza que origina el desplazamiento del émbolo en sentido positivo, es decir, del punto más alejado del centro de giro del ci

güeñal (punto muerto superior (PMS)) al más cercano a éste (punto muerto inferior (PMI)). Esta absorción de energía provoca que el vapor sufra efectos de enfriamiento (reducción de velocidad molecular) y expansión a volúmenes mayores y presiones menores.

Debe existir un mecanismo adicional que permita tanto la entrada de vapor al cilindro en el momento preciso en que se inicie la carrera en sentido positivo, como la salida del fluido al iniciarse la carrera de retorno. Este problema se puede solucionar con un juego de válvulas, llamadas de admisión y escape según su finalidad, cuya abertura y cierre se sincronizan con el movimiento del pistón, por lo general acoplándose al cigüeñal por medio de otra manivela o a través de engranes, de tal manera que al inicio de la carrera positiva del émbolo la válvula de admisión esté abierta, y la de escape cerrada. Antes de la mitad de la carrera esta válvula se cierra siguiendo, a continuación, el proceso de expansión del vapor. La misma inercia del mecanismo (la cual puede aumentarse por medio de volantes de inercia) obliga al émbolo a comenzar la carrera en sentido negativo y es aquí donde se acciona la válvula de escape para permitir el barrido del vapor que ya ha cedido su energía. Poco después de la mitad de la carrera de retorno se cierra la válvula de escape, se comprime el poco vapor que queda dentro del cilindro y al llegar al extremo (punto muerto superior) la válvula de admisión se abre nuevamente, completándose, de esta manera, el ciclo de la máquina. Lo anterior puede representarse en un diagrama P-V (fig. 4.2).

Los procesos del diagrama son:

1-2 Proceso isobárico, en él ocurre la admisión del vapor; el paso del fluido es directo desde la fuente de suministro.

2-3 Proceso isoentrópico de expansión del vapor, en él se desarrolla el trabajo del ciclo. Se lleva a cabo desde la presión de admisión hasta la del escape (atmosférica, del condensador, etc.).

3-4 Proceso isobárico de expulsión del vapor hacia el exterior del cilindro, en éste se absorbe cierta cantidad de trabajo.

4-1 Proceso isoentrópico que corresponde al cierre de la válvula de escape y a cierta compresión del vapor residual.

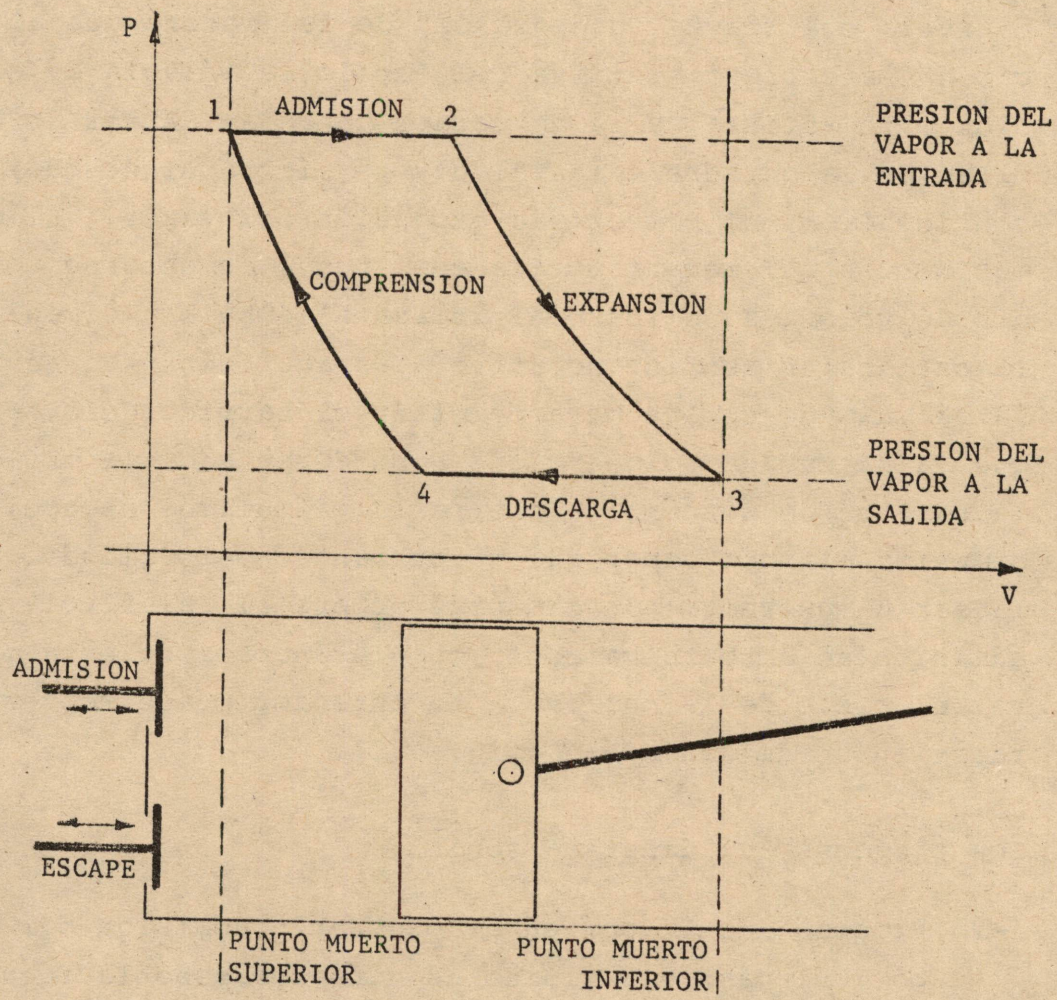


Figura 4.2

En un diagrama T-s, estos procesos se representarían de la siguiente manera:

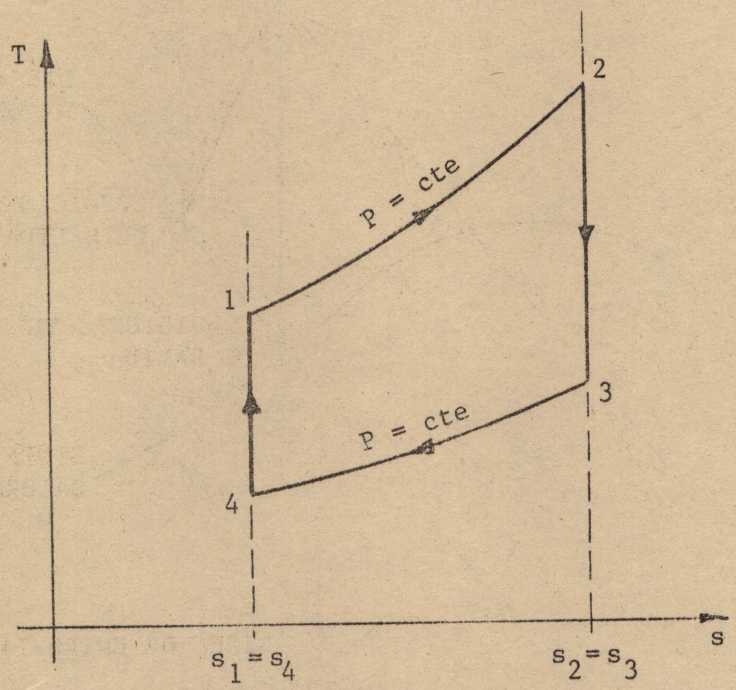


Figura 4.3

La energía que absorbe el émbolo se transmite por la biela hasta la manivela o cigüeñal en donde la flecha, ahí acoplada, entregará el trabajo del motor de vapor en forma de un par a cierta velocidad angular. La potencia teórica que el motor desarrolla será el cambio de entalpía sobre una línea de entropía constante desde las condiciones de entrada al motor de vapor hasta la intersección con la línea de presión de escape. Es decir, en la figura 4.4, donde se ilustra la expansión en el diagrama h-s, dicha potencia teórica estará dada por:

$$\dot{W}_{teórica} = (h_2 - h_{3s}) \cdot Gv \quad \left[\frac{kJ}{s}\right] \qquad (4.1)$$

siendo h_2 y h_{3s} las entalpías específicas en los puntos correspondientes expresadas en kJ/kg, y Gv el gasto de vapor en kg/s.

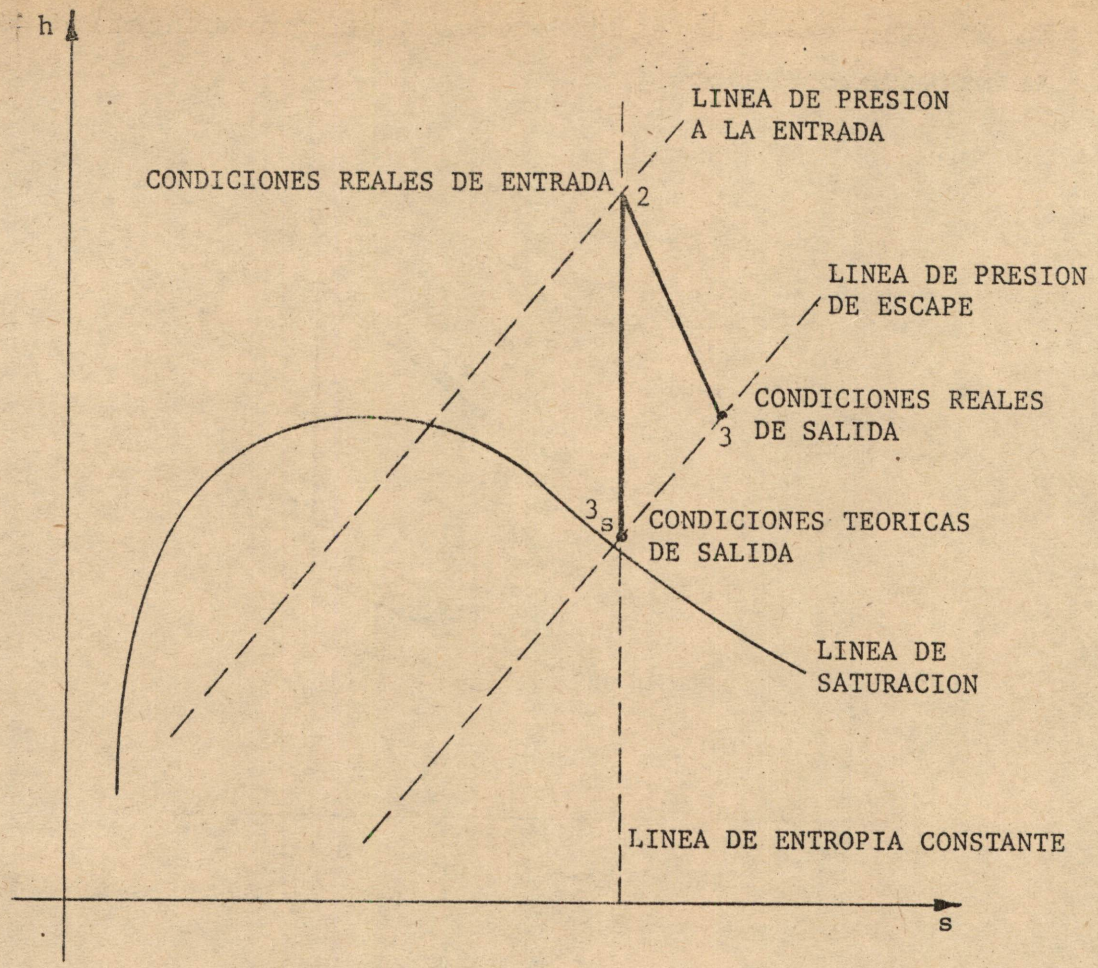


Figura 4.4

Si se considera el proceso como realmente sucede, las condiciones de salida se representarán en el punto 3 y la potencia entregada al motor por el vapor estará dada por:

$$\dot{W}_{entregada} = (h_2 - h_3) \cdot Gv \qquad \left[\frac{kJ}{s}\right] \qquad (4.2)$$

La eficiencia interna de la máquina será:

$$\eta_{int} = \frac{\dot{W}_{entregada}}{\dot{W}_{teórica}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \qquad (4.3)$$

Si se tiene algún elemento que absorba la potencia entregada en la flecha del motor como puede ser un freno, un dinamómetro, un generador, etc., y se mide esta potencia al freno, la eficiencia mecánica del motor de vapor esta-

rá definida por:

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{freno}}{\dot{W}_{entregada}} = \frac{\dot{W}_{freno}}{(h_2 - h_3) \cdot Gv} \qquad (4.4)$$

El rendimiento total de la máquina será la multiplicación de las eficiencias antes definidas, es decir:

$$\eta_{máquina} = \eta_{mec} \cdot \eta_{int} = \frac{\dot{W}_{freno}}{(h_2 - h_{3s}) \cdot Gv} \qquad (4.5)$$

Los factores que determinan que estas eficiencias adquieran valores relativamente bajos son, por orden de importancia:

a. El motor absorbe energía calorífica en forma de vapor a una presión elevada, lo expande hasta la presión de salida y vierte luego el calor del escape. Este calor desperdiciado es la pérdida principal.

b. La condensación inicial del vapor es otro factor que disminuye considerablemente la eficiencia.

c. La expansión incompleta originada por la rapidez del proceso. Este problema se salva un poco trabajando a bajas velocidades.

d. La estrangulación del flujo por su conducción dentro de la máquina.

e. El rozamiento entre los metales y con el aire restan trabajo a la máquina.

f. La radiación y convección que originan pérdidas de calor al exterior.

Por otro lado, se tiene una serie de parámetros adicionales que complementan el estudio sobre el motor de vapor; éstos se describirán a continuación:

Volumen desplazado.- Es la diferencia de volúmenes correspondientes al punto muerto inferior y al punto muerto superior. Es decir, es el volumen que ha desplazado el émbolo; según la figura 4.2, quedará definido por:

$$Vd = V_3 - V_1 \quad [m^3] \tag{4.6}$$

Si se consideran las dimensiones del pistón, este volumen desplazado se definirá por:

$$Vd = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \quad [m^3] \tag{4.7}$$

donde:

D ... es el diámetro del pistón expresado en metros

L ... es la carrera del pistón, en metros

Cuando el motor es de doble efecto, se deben considerar estos dos volúmenes desplazados, y la ecuación (4.7) queda de la siguiente forma:

$$Vd = \left[\frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \right] \cdot L = \frac{\pi}{4} \cdot (2D^2 - d^2) \cdot L \quad [m^3] \tag{4.7a}$$

donde:

d ... es el diámetro del vástago del pistón, en metros

Es una costumbre expresar el volumen desplazado en fun-

ción del tiempo, lo cual se logra al saber el número de ciclos que se cumplen por minuto en el motor. Existe un ciclo (o recorrido del émbolo desde y hasta el PMI) por cada revolución del motor en su cigüeñal; por tanto:

$$\dot{V}d = Vd \cdot N \qquad \left[m^3/min\right] \tag{4.8}$$

donde:

N ... son las revoluciones por minuto del cigüeñal del motor

La ecuación (4.8) también se cumple para los motores de vapor de doble efecto.

Eficiencia volumétrica.- Es la relación entre el gasto volumétrico real de vapor a la entrada del cilindro de un motor de vapor y el volumen desplazado teórico por unidad de tiempo.

$$\eta_v = \frac{Gv \cdot v_1 \cdot 60}{\dot{V}d} \tag{4.9}$$

donde:

Gv ... es el gasto másico de vapor en kg/s

v_1 ... es el volumen específico del vapor a la entrada del cilindro, y está expresado en m^3/kg

$\dot{V}d$ ... es el volumen desplazado por unidad de tiempo en m^3/min

Espacio muerto.- También llamado espacio nocivo, se refiere al volumen que le falta recorrer al pistón una vez que ha llegado al PMS. Según la figu-

ra 4.2, este espacio muerto corresponde al volumen del punto 1, pero es costumbre expresarlo como cierto porcentaje del volumen desplazado; por tanto, el espacio muerto estará definido por:

$$c = \frac{V_1}{V_3 - V_1} = \frac{V_1}{Vd} \qquad (4.10)$$

Relación de expansión.- Es la relación de volúmenes después y antes de la expansión dentro del cilindro. De la figura 4.2, se tiene:

$$r = \frac{V_3}{V_2} \qquad (4.11)$$

Relación de expansión aparente.- Esta razón se relaciona con la fracción de carrera al cierre de admisión; de la figura 4.2, se definirá de la siguiente manera:

$$R = \frac{V_3 - V_1}{V_2 - V_1} = \frac{r}{(1 + c - r \cdot c)} \qquad (4.12)$$

Presión media efectiva.- Se sabe que el trabajo del ciclo que se ilustra en la figura 4.2 es el área encerrada en la curva 1-2-3-4-1. Esta área se puede transformar en un rectángulo con la misma superficie cuya longitud sea Vd y la altura sea un valor Pm conocida como presión media efectiva (PME). La PME es aquella presión promediada que, al actuar sobre una carrera, producirá sobre el émbolo el trabajo neto de un solo ciclo. La ecuación de la PME es:

$$PME = \frac{W}{Vd} \quad \left[\frac{kN}{m^2}\right] \qquad (4.13)$$

Para comprender mejor este parámetro, se hace referencia a la siguiente figura:

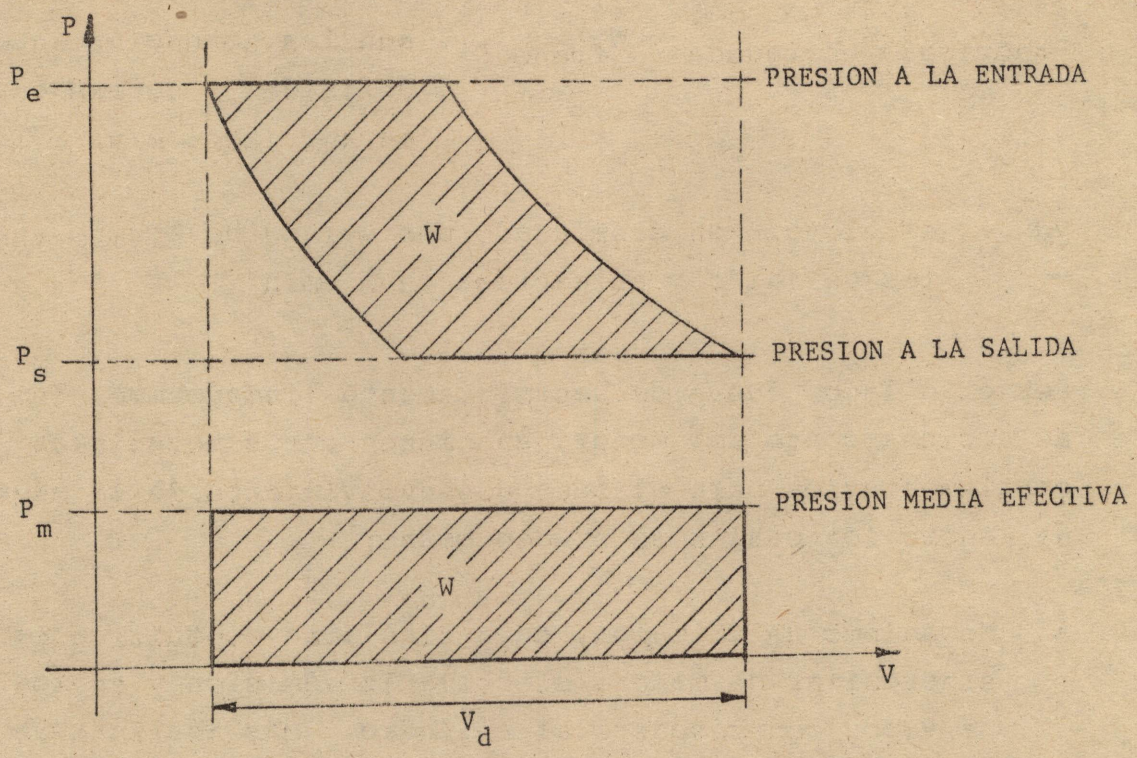


Figura 4.5

Podría expresarse una PME teórica (debida a la expansión teórica), una PME indicada (debida a la potencia entregada por el vapor al émbolo) y una PME al freno (debida a la potencia desarrollada al freno), por lo que se debe hacer alusión a las ecuaciones (4.1), (4.2) y (4.13) y recordar que éstas están expresadas en función del tiempo; por tanto:

$$PME_{teórica} = \frac{\dot{W}_{teórica}}{\dot{V}d} \cdot 60 = \frac{(h_1 - h_{4s}) \cdot Gv}{\dot{V}d} \cdot 60 \quad \left[\frac{kN}{m^2}\right] \qquad (4.13a)$$

$$PME_{indicada} = \frac{\dot{W}_{entregada}}{\dot{V}d} \cdot 60 = \frac{(h_1 - h_4) \cdot Gv}{\dot{V}d} \cdot 60 \quad \left[\frac{kN}{m^2}\right] \qquad (4.13b)$$

$$PME_{al\ freno} = \frac{\dot{W}_{freno}}{\dot{V}d} \cdot 60 \quad \left[\frac{kN}{m^2}\right] \qquad (4.13c)$$

donde:

$\dot{W}_{teórica}$, $\dot{W}_{entregada}$ y $\dot{W}_{freno}$ ... son las potencias antes definidas y se expresan en kW (kN · m/s)

$\dot{V}d$ ... es el volumen desplazado por unidad de tiempo antes definido y se expresa en m^3/min

Por otro lado, fuera del estrictamente llamado mecanismo de accionamiento del motor, se tienen otros mecanismos complementarios para el buen desenvolvimiento de la máquina, entre los cuales se pueden citar:

a. Mecanismo de válvulas, cuya finalidad específica es sincronizar de manera efectiva la admisión y escape de vapor con respecto al cilindro. Más adelante se expondrán los diferentes mecanismos de este tipo.

b. Mecanismo de regulación de velocidad y de flujo, que se puede considerar como un elemento único ya que estos dos parámetros están íntimamente relacionados. Por lo general, es un dispositivo que se encuentra conectado al cigüeñal (por medio de bandas o engranes) y que al aumentar su velocidad, es decir, al aumentar la velocidad del motor de vapor, acciona un vástago sobre la válvula de control de la máquina estrangulando el flujo y reduciendo el gasto de vapor. La operación contraria ocurre si la velocidad del motor se reduce. Se aprecia que la finalidad del mecanismo es importante para aquellos motores donde se requiera entregar la potencia a una velocidad constante. Podría considerarse el mecanismo en caso de solicitar una seguridad en el funcionamiento y evitar desboques o paros innecesarios de la máquina.

c. Mecanismos o sistemas de lubricación, cuya finalidad es evitar grandes pérdidas mecánicas en todos los demás mecanismos, así como lograr un enfriamiento efectivo de las partes móviles del motor de vapor. Puede ser desde el más elemental, que consta de botellas de lubricación por goteo controlado (dispuestas en los puntos móviles) y salpicadura (por medio de canaletas en el cigüeñal) hasta los de diseño más moderno, como aquéllos donde se utiliza una o varias bombas de engranes (conectadas al cigüeñal) que fuerzan la circulación del lubricante a través de ductos y venas alrededor de rodamientos y partes móviles o dentro de flechas y árboles.

d. Mecanismos de reducción o aumento de la velocidad de la flecha, cuya finalidad es específica y determinada, según la aplicación que se le dé al motor de vapor.

e. Mecanismos o dispositivos de acoplamiento a otras máquinas o equipos, que también son función directa de la aplicación que se le dé al motor de vapor. Se pueden considerar los clásicos, como por ejemplo: coples rígidos, coples flexibles, bandas planas, bandas en "V", caja de engranes embragable, etc.

4.1.3 CLASIFICACION DE LOS MOTORES DE VAPOR

Generalmente, la clasificación que se puede dar a un género de elementos es extensa, sobre todo si se atienden factores de aplicación, construcción, operación, etc.. Las designaciones más comunes para los motores de vapor son las siguientes:

a. Por la disposición de la bancada:

- Horizontales
- Verticales

b. Por el mecanismo de las válvulas:

- De corredera o "D"
  - de forma "D" o
  - planas equilibradas
  - de lumbreras múltiples
  - de émbolo
- Corliss
- Zeta

c. Por el número de cilindros para la expansión del vapor:

- Monocilíndricos
- De dos cilindros
- De tres cilindros, etc.

d. Por el sentido de la circulación del vapor dentro del cilindro:

- Contracorriente
- Unidireccional

e. Por la velocidad de rotación:

- Baja velocidad
- Media velocidad
- Alta velocidad

f. Por la relación de la carrera y el diámetro del pistón:

- Larga
- Corta

g. Por el escape:

- Con condensador
- Sin condensador

4.1.4 APLICACIONES DEL MOTOR DE VAPOR

La aplicación industrial que antiguamente se le daba al motor de vapor (movimiento de maquinaria, bombas, ventiladores, generadores, etc.) ha sido desplazada principalmente por la utilización de la turbina de vapor. Las desventajas esenciales que han motivado esta situación son, primordialmente, el gran volumen que ocupa un motor de vapor con respecto a la potencia desarrollada, la eficiencia relativamente baja, las vibraciones que se originan por el movimiento reciprocante, etc.. Por otro lado, el motor de vapor se escoge en casos en que se requiere desarrollar un alto par a muy bajas velocidades (inferiores a 300 rpm), o tener un equipo donde sea fácil y rápida (casi instantánea) la reversibilidad del sentido de rotación, o cuando se necesitan equipos auxiliares de fuerza teniendo una gran cantidad de calor disponible para otros procesos, o si se desea trabajar a bajas presiones, etc.. Otra ventaja de este tipo de motores es su larga vida (debida a la ausencia de altas temperaturas y a la uniformidad de éstas, además de carecer de ondas de presión agudas), lo que origina que sea factible encontrar un motor de vapor en operación desde hace muchos años para robustecer la economía interna de una industria.

La utilización de un motor de vapor frecuentemente se relaciona con la no-condensación, a fin de tener vapor disponible para otros procesos.

Lo anterior permite afirmar que el motor de vapor puede utilizarse, entre otras industrias, en la del papel, textil, azucarera y hulera, así como para el accionamiento de potentes prensas y molinos, y donde el vapor de escape se requiere para efectuar procesos químicos; también se utiliza en la industria del acero para martinetes de golpeo y, por lo general, donde el vapor se genera a partir

de los gases de escape de los hornos de fundición y tratamientos térmicos, etc..

Parece ser que con el tiempo, el motor de vapor está confinado a desaparecer; pero mientras existan aplicaciones donde aún sea rentable su selección, así como motores de vapor en operación, es prudente y conveniente que el ingeniero conozca y estudie lo relacionado con su funcionamiento, mantenimiento y mejoramiento dentro de la industria actual.

4.2 PLANTA DE VAPOR

4.2.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

El sistema de vapor con que se cuenta en el laboratorio para realizar la presente práctica es un sistema pequeño que esta diseñado e instrumentado especialmente para la enseñanza y se compone de los elementos básicos de un ciclo Rankine; es decir, de una bomba de alimentación de agua hacia una caldera, una máquina de expansión y un condensador. También cuenta con una serie de elementos auxiliares para la realización de pruebas.

En la figura 4.6 se ilustra la planta en conjunto, mientras que una vista en corte del motor de vapor que forma parte del sistema se muestra en la figura 4.7. La máquina, que se lubrica por salpicadura, tiene una carcasa que encierra completamente al cigüeñal, pistones abiertos de acero fundido y válvulas a la cabeza de acero inoxidable, accionadas por medio de engranes cónicos y una flecha vertical. La carcasa del cigüeñal posee un respiradero, un grifo de purga y un orificio que, en forma combinada, se utiliza para llenarla de lubricante, e introducir la varilla medidora del nivel del mismo. La lubricación de las válvulas se lleva a cabo por un lubricador de desplazamiento.

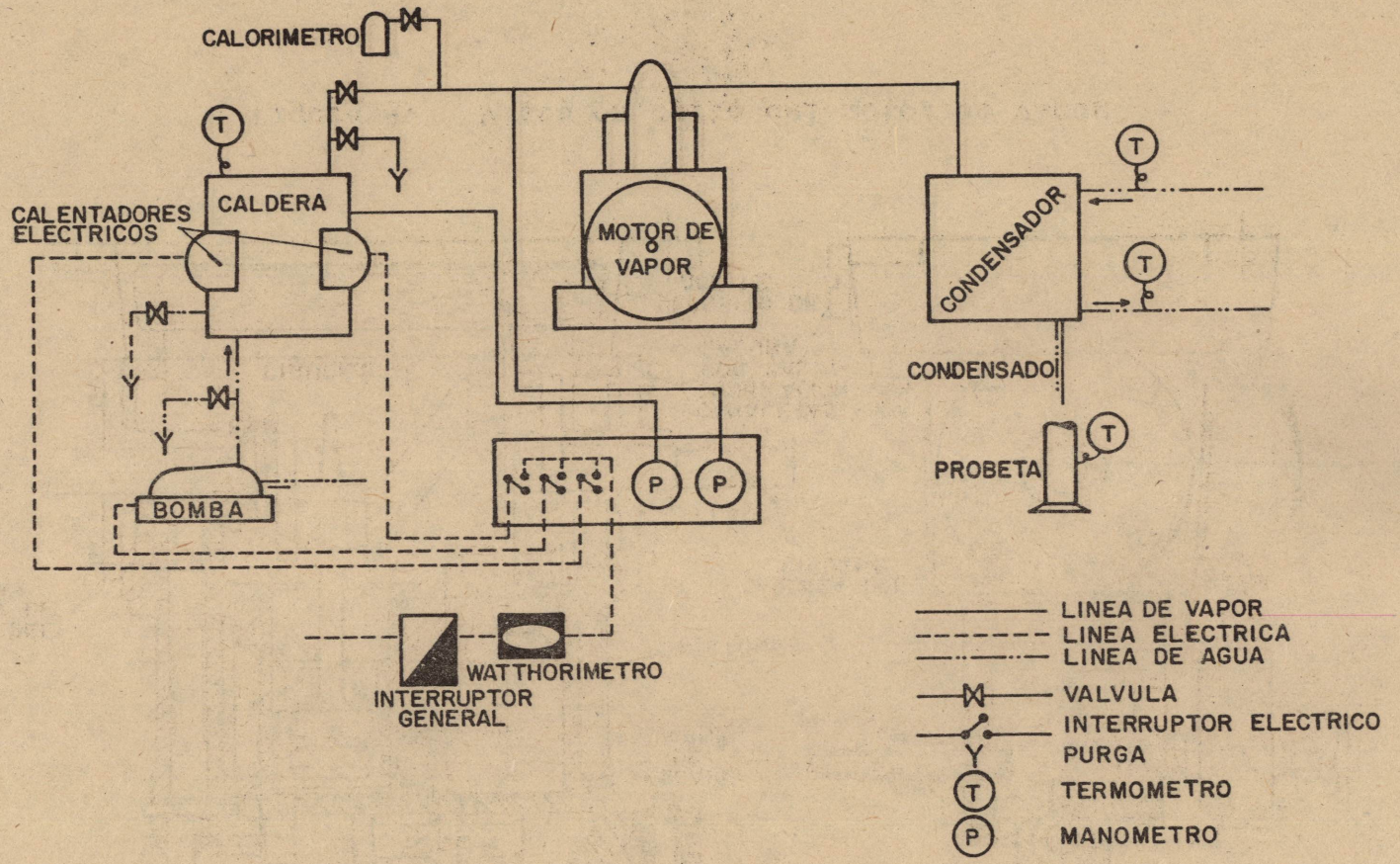


Figura 4.6 Ilustración de la planta en conjunto

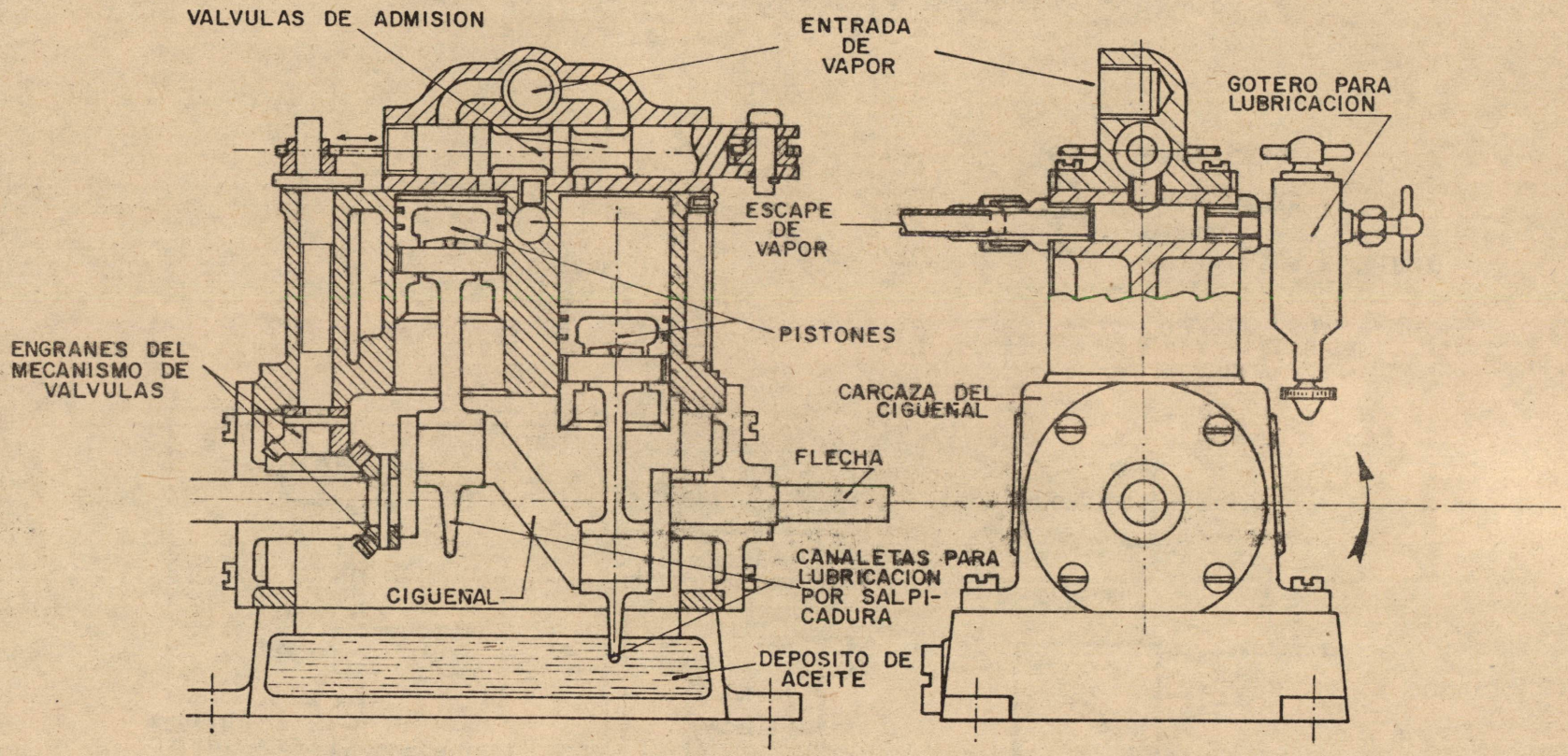


Figura 4.7 Vista en corte del motor de vapor

La potencia del motor la absorbe un freno de banda, al cual se le colocan dos balanzas de resorte; las lecturas de ambas balanzas se registran y se toma la diferencia para calcular el par de salida.

La caldera es de acero y está probada a dos veces la máxima presión de trabajo. El calor se suministra por medio de dos resistencias eléctricas de inmersión, con una capacidad de 3 kW cada una. La caldera está provista de un interruptor térmico, el cual opera salvaguardando que el nivel del agua no sea menor al mínimo permitido. También tiene una válvula de seguridad de resorte, grifo de desagüe y un medidor de vidrio del nivel del agua. El flujo de vapor a la máquina lo regula una válvula de cierre.

El agua de alimentación se suministra por una bomba reciprocante eléctrica, la cual toma el agua de un recipiente por medio de una manguera flexible y la conduce a través de una válvula de retención hasta la caldera. La tubería de salida de la bomba está provista de una válvula de venteo para una purga inicial de la misma.

El vapor de salida de la máquina llega a través de una manguera flexible al condensador atmosférico de la planta, el cual contiene un serpentín de cobre por donde circula el agua de enfriamiento. El fluido de trabajo, que sale por la parte inferior del condensador, se puede tirar o captar en un recipiente para su medición.

El gabinete de control eléctrico contiene interruptores de accionamiento individual aislados y luces indicadoras para los dos elementos calentadores y la bomba de alimentación. A este conjunto se encuentra integrado un watthorímetro para la medición de la energía eléctrica de entrada.

La instrumentación incluye medidores que indican la presión en la caldera y la presión a la entrada del motor de vapor; también termómetros para registrar la temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento. La caldera está provista de un calorímetro de estrangulación para calcular la calidad del vapor generado. Los instrumentos adicionales que se requieren son: un termómetro para colocarlo en el termopozo de la caldera, un termómetro para el calorímetro, un tacómetro para detectar la velocidad del motor y dos probetas graduadas para medir el gasto de vapor y el gasto del agua de enfriamiento.

4.2.2 DESARROLLO DE LA PRACTICA

4.2.2.1 Definición de fronteras de volúmenes de control

El sistema en conjunto descrito anteriormente se presta para la aplicación de la Primera Ley de la Termodinámica en la forma de la ecuación de energía para flujo estacionario. En la figura 4.8 se muestra un diagrama representativo del sistema termodinámico y las diferentes superficies de control que se pueden establecer. A través de las fronteras se han representado el flujo de calor y masa que circulan por ellas. Se pueden considerar cuatro volúmenes de control diferentes y analizarse de manera independiente. Uno de ellos abarca tanto la caldera como el motor de vapor y el condensador; los otros tres encierran a cada uno de los elementos anteriores en forma aislada. Nótese que el trabajo de la bomba de alimentación se ha omitido del sistema. En una planta de vapor real, este trabajo debe incluirse como cierta energía que entra al sistema que engloba a dicha bomba. Su omisión se justifica ya que durante el desarrollo de la práctica se desconectará la bomba de alimentación y se tomará en cuenta la energía que inicialmente adquirió el fluido.

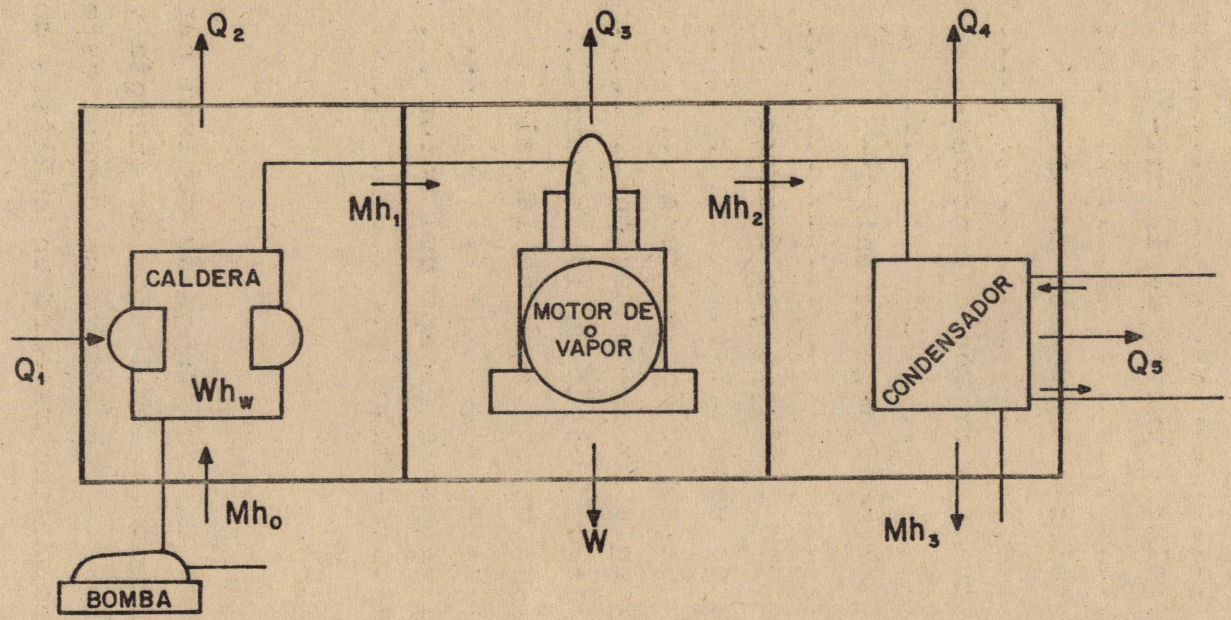


Figura 4.8 Fronteras del sistema termodinámico

La notación que se utiliza en la figura 4.8 corresponde a los siguientes conceptos:

Q_1 ... energía eléctrica de entrada a la caldera ..... Watts
Q_2 ... pérdidas de calor a través de la caldera ..... Watts
Q_3 ... pérdidas de calor a través de la máquina ..... Watts
Q_4 ... pérdidas de calor a través del condensador ..... Watts
Q_5 ... calor que absorbe el agua de enfriamiento ..... Watts
W ... trabajo mecánico indicado que desarrolla el motor de vapor ..... Watts
M ... gasto másico de vapor del sistema ..... kg/s
h_o ... entalpía del agua de alimentación ..... kJ/kg
h_w ... entalpía del agua dentro de la caldera ... kJ/kg
h_1 ... entalpía del vapor que sale de la caldera ..... kJ/kg
h_2 ... entalpía del vapor de escape del motor ... kJ/kg
h_3 ... entalpía del condensado ..... kJ/kg

4.2.2.2 Balance térmico

Una vez que se conocen los volúmenes de control para nuestro sistema termodinámico y los flujos de energía y masa que pasan a través de sus fronteras, se pueden establecer las ecuaciones correspondientes para un análisis completo en flujo estable.

La ecuación de energía para el primer volumen de control, el que encierra a los tres elementos conjuntamente, puede escribirse de la siguiente manera:

$$W = Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 + Mh_o - Mh_3 \qquad (4.14)$$

Para esta ecuación es fundamental considerar que durante el desarrollo de la práctica el suministro de agua de alimentación no existe. En estas circunstancias, se debe corregir la ecuación (4.14) a fin de evitar el término correspondiente a dicho suministro y tomar en cuenta, en su lugar, la energía del agua que se encuentra depositada en la caldera, ya que a partir de ésta se va a generar la energía del sistema; por tanto, la ecuación (4.14) se modifica de la siguiente manera:

$$W = Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 - M(h_3 - h_w) \qquad (4.14a)$$

Por otro lado, la eficiencia térmica global de la planta está dada por:

$$\eta th = \frac{W}{Q_1 + M(h_w - h_3)} \qquad (4.15)$$

Si se considera el siguiente volumen de control como aquél que encierra únicamente a la caldera, la ecuación de energía para flujo estable se escribe de la siguiente manera:

$$Q_1 + Mh_o = Q_2 + Mh_1 \qquad (4.16)$$

y, haciendo la sustitución correspondiente para la bomba de alimentación sin trabajar, queda:

$$Q_1 + Mh_w = Q_2 + Mh_1 \qquad (4.16a)$$

La eficiencia de la caldera se puede definir como:

$$\eta cal = \frac{M(h_1 - h_w)}{Q_1} \qquad (4.17)$$

Para la sección central de la figura 4.8, que corresponde a la superficie de control que contiene al motor de vapor, la ecuación de energía para flujo estable es:

$$W = M(h_1 - h_2) - Q_3 \qquad (4.18)$$

Finalmente, para el volumen de control que encierra únicamente al condensador, se tiene:

$$Mh_2 = Q_4 + Q_5 + Mh_3 \qquad (4.19)$$

Estas son las ecuaciones básicas para el análisis térmico del sistema. A fin de encontrar sus soluciones, a continuación se establecerá la forma de determinar el mayor número de parámetros posibles a partir de los datos registrados durante la práctica.

El primero de ellos es el valor de Q_1, es decir, el calor suministrado al líquido dentro de la caldera por medio de los calentadores eléctricos. El consumo de dichos calentadores puede registrarse en el watthorímetro conectado a la línea eléctrica de entrada. Si se toman las siguientes lecturas:

t ... intervalo de tiempo que dura la medición ..... s
Lf ... valor final del medidor en el intervalo t ..... kW/h
Li ... valor inicial del medidor en el intervalo t ..... kW/h

El valor de la potencia eléctrica de entrada estará dado por:

$$Q_1 = \frac{Lf - Li}{t} \cdot 3.6 \cdot 10^6 \quad [\text{Watts}] \qquad (4.20)$$

Otro parámetro calculable es el que corresponde al calor que arrastra el agua de enfriamiento en el condensador, Q_5, el cual puede determinarse si se conoce:

Ga ... gasto de agua de enfriamiento ..... kg/s
Te ... temperatura del agua de enfriamiento a la entrada ..... °C
Ts ... temperatura del agua de enfriamiento a la salida ..... °C
Cp ... calor específico del agua a presión constante = 4186 ..... J/kg · °C

ya que dicho calor corresponde a la siguiente ecuación:

$$Q_5 = Ga \cdot Cp \cdot (Ts - Te) \quad [Watts] \qquad (4.21)$$

Por lo que toca al trabajo mecánico indicado que desarrolla el motor de vapor, con anterioridad se dijo que existe un freno de bandas que absorbe dicho trabajo; estas bandas o correas están sujetas a un par de balanzas fijas que registran la fuerza a que está sometida cada una de ellas. Las correas friccionan sobre un volante acoplado a la flecha del motor que tiene un radio efectivo de contacto r, dado en metros, que gira a una velocidad N, en revoluciones por minuto. Basándose en la figura 4.9, en donde F_1 y F_2 son las fuerzas de tensión en las correas y están registradas por las balanzas de resorte, y w es la velocidad angular con la que gira el volante, se sabe que el par T que se opone a la fricción de las bandas está dado por:

$$T = (F_1 - F_2)r \quad [Newton\text{-}metro] \qquad (4.22)$$

ya que F_1 y F_2 se miden en Newtons y el radio se da en metros.

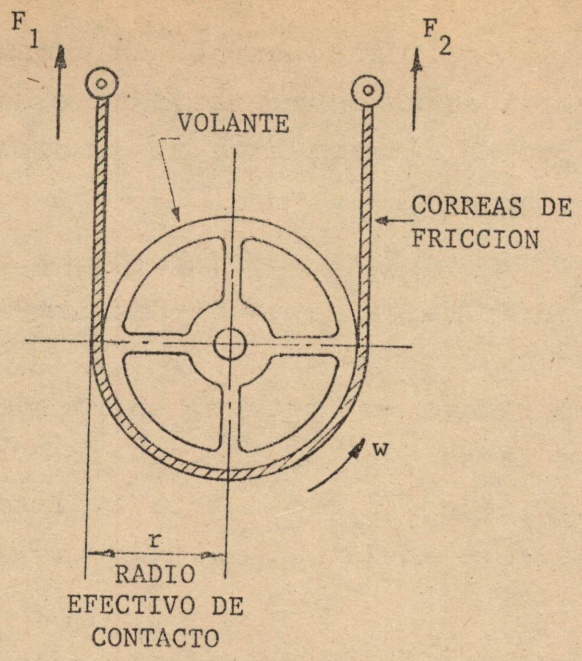


Figura 4.9

Si el volante gira a cierta velocidad angular w, entonces la potencia desarrollada por el motor al freno será:

$$W_1 = T \cdot w \qquad [\text{Watts}] \qquad (4.23)$$

donde:

$$w = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \qquad [s^{-1}] \qquad (4.24)$$

Sustituyendo las ecuaciones respectivas:

$$W_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot (F_1 - F_2) \cdot r}{60} \qquad [\text{Watts}] \qquad (4.25)$$

Como en esta ecuación exiten coeficientes que permanecen invariables, se puede determinar lo que se llama la constante del freno, que en este caso, y sustituyendo el valor de r = 0.0568 m, quedará:

$$W_1 = \frac{N(F_1 - F_2)}{168.1} \qquad [\text{Watts}] \qquad (4.26)$$

siempre y cuando N esté expresado en rpm, y las fuerzas en Newtons.

La finalidad es determinar la potencia indicada del motor:

potencia indicada = potencia al freno + pérdidas mecánicas

y el valor de las pérdidas mecánicas se determinará a partir de la línea willans, la cual se graficará a la velocidad que correspondan las lecturas anteriores; estas pérdidas mecánicas se designarán con la letra W_2, por tanto:

$$W = W_1 + W_2 \qquad [\text{Watts}] \tag{4.27}$$

Otras variables que intervienen en las ecuaciones establecidas para el balance térmico del sistema y que pueden determinarse para su resolución son las que se refieren a las entalpías específicas del vapor en sus diferentes puntos.

Si un calorímetro de estrangulación se conecta momentáneamente a la salida de la caldera y las condiciones se registran al final de la expansión isoentálpica, desde la presión en la caldera hasta la presión atmosférica, se está en posición de calcular la calidad del vapor a la salida de la fuente de calor según se explica detalladamente en la Práctica 2 de estos mismos apuntes. Con este valor y la presión en la caldera se encuentra que:

$$h_1 = h_f + X_1 \cdot h_{fg} \qquad [\text{kJ/kg}] \tag{4.28}$$

donde:

h_1 ... entalpía del vapor que sale de la caldera ..... kJ/kg

h_f ... entalpía del líquido saturado a la presión de la caldera ..... kJ/kg

h_{fg} ... entalpía de vaporización a la presión de la caldera ..... kJ/kg

X_1 ... calidad del vapor a la salida de la caldera ..... (adimensional)

Si la caldera se considera como un depósito de líquido cuya finalidad es proveer de substancia de trabajo al sistema, y también se considera que las condiciones de ese fluido corresponden a las del líquido saturado, se tiene:

$$hw = h_f \quad [kJ/kg] \tag{4.29}$$

donde:

hw ... entalpía del medio operante al inicio del ciclo ..... kJ/kg
h_f ... entalpía del líquido saturado a la presión de la caldera ..... kJ/kg

Esta igualdad se deriva de considerar cierto estado energético inicial del agua debido a un previo calentamiento y al trabajo de la bomba de alimentación, el cual no se tomará en cuenta durante el transcurso de la práctica.

Por otro lado, se tiene manera de conocer las condiciones de salida del vapor, lo cual permite determinar la entalpía del condensado. Si se registra el siguiente valor:

T_3 ... temperatura del condensado a la salida de la planta ..... °C

se tiene que:

$$h_3 = Cp \cdot T_3 \quad [kJ/kg] \tag{4.30}$$

donde:

h_3 ... entalpía del condensado ..... kJ/kg
Cp ... calor específico del agua a presión constante = 4.186 ..... kJ/kg · °C

Los otros dos parámetros que pueden determinarse para solucionar las ecuaciones son el gasto de agua de enfriamiento y el gasto de vapor, los cuales se registrarán de la misma forma.

En una probeta graduada se capta cierta cantidad de fluido durante un intervalo de tiempo determinado. Si se tienen los siguientes valores:

Vw ... volumen del agua de enfriamiento captada ..... cm^3
t_w ... intervalo de tiempo de captación de Vw ... s
V_v ... volumen del condensado captado ..... cm^3
t_v ... intervalo de tiempo de captación de V_v ... s
ρ ... densidad del agua considerada = $1 \cdot 10^{-3}$ .... kg/cm^3

se puede establecer que:

$$Ga = \frac{V_w}{t_w} \cdot \rho \quad [kg/s] \qquad (4.31)$$

y

$$M = \frac{V_v}{t_v} \cdot \rho \quad [kg/s] \qquad (4.32)$$

donde:

Ga ... gasto de agua de enfriamiento en el condensador ..... kg/s
M ... gasto de vapor de la planta ..... kg/s

Todas las demás variables de las ecuaciones para el balance térmico no pueden definirse por medio de datos que se obtienen durante la práctica; su determinación, que es precisamente a través de las ecuaciones, es uno de los objetivos de la misma.

El valor del calor perdido en la caldera, Q_2, puede determinarse a partir de la ecuación (4.16a), si es que esta ecuación se escribe de la siguiente manera:

$$Q_2 = Q_1 + M(h_w - h_1) \quad [\text{Watts}] \qquad (4.33)$$

donde cada uno de los elementos del miembro derecho de la ecuación se ha definido y determinado anteriormente.

A fin de encontrar los valores de los flujos de calor que atraviesan tanto la frontera del motor de vapor como la del condensador, se observa que ambos están en función de la entalpía real de salida de la máquina de expansión; es decir, de h_2. Existen limitaciones físicas que impiden determinar dicha propiedad, por lo que las ecuaciones (4.18) y (4.19) se sumarán, el término correspondiente a h_2 se eliminará y la suma de Q_3 y Q_4 se englobará en un solo valor:

$$W - Mh_1 + Mh_2 + Q_3 = 0 \qquad (4.34)$$

$$+$$

$$Q_4 + Q_5 + Mh_3 - Mh_2 = 0 \qquad (4.35)$$

$$W + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Mh_3 - Mh_1 = 0 \qquad (4.36)$$

Los términos se pueden acomodar de la siguiente manera:

$$Q_3 + Q_4 = M(h_1 - h_3) - W - Q_5 \quad [\text{Watts}] \qquad (4.37)$$

Las pérdidas de calor en el motor y en el condensador quedan en un solo valor, como función de parámetros ya definidos y determinados anteriormente.

BIBLIOGRAFIA

SEVERNS, DEGLER, MILES. Energía mediante vapor, aire o gas.

GAIRES VIRGIL MORING. Terodynamics.

GAFFERT. Steam Power Stations.

SMITH, HARRIS. Termodinámica para Ingenieros.

I N D I C E

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 5

TURBINA DE GAS

		Página
5.1	OBJETIVOS	5.1
5.2	GENERALIDADES	5.1
5.2.1	APLICACIONES DE LAS TURBINAS DE GAS	5.3
5.2.1.1	Aviación	5.3
5.2.1.2	Generación de energía eléctrica	5.3
5.2.1.3	Industria	5.4
5.2.1.4	Locomotoras	5.5
5.2.1.5	Turbinas marinas y automotrices	5.6
5.3	CICLO DE LA TURBINA DE GAS	5.6
5.3.1	ANALISIS DEL CICLO SIMPLE TEORICO	5.8
5.3.2	TEMPERATURA INTERMEDIA PARA OBTENER EL TRABAJO MAXIMO	5.11
5.3.3	CICLO DE UNA TURBINA SIMPLE DE GAS CON PERDIDAS	5.12
5.3.3.1	Proceso de la combustión	5.13
5.4	LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO	5.14
5.5	CALCULOS Y PRUEBAS REALIZABLES EN LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO	5.16
5.5.1	CARACTERISTICAS DE LA TURBINA	5.16
5.5.2	CALCULOS Y PRUEBAS	5.18
5.5.3	LECTURAS QUE DEBEN TOMARSE DE LA MAQUINA	5.20
5.5.4	INFORMACION COMPLEMENTARIA	5.20
5.5.5	GRAFICAS COMPLEMENTARIAS	5.21

Página

5.5.5.1 Curva de calibración del medidor de flujo de aire 5.21

5.5.5.2 Curva para determinar la caída de presión en el ducto de alimentación al compresor 5.22

5.5.5.3 Curva para determinar el parámetro K que relaciona la presión de entrada al tubo de escape (P_6) y la presión de salida (P_7) 5.23

5.5.5.4 Relación entre el incremento de temperatura ($T_2 - T_1$) debido a la compresión y la temperatura inicial T_1 contra el parámetro de velocidad 5.24

5.5.5.5 Curvas de pérdidas de potencia en la turbina 5.25

5.5.6 SECUENCIA DE CALCULOS 5.26

5.5.6.1 Potencia de freno 5.26

5.5.6.2 Flujo de aire (M) 5.26

5.5.6.3 Caída de presión en el ducto de alimentación del compresor 5.26

5.5.6.4 Relación de presiones en el compresor (R) 5.27

5.5.6.5 Cálculo de la presión a la salida de la turbina (P_6) 5.27

5.5.6.6 Relación de expansión en la turbina (E) 5.27

5.5.6.7 Cálculo del parámetro de velocidad 5.27

5.5.6.8 Cálculo de la relación $(T_2 - T_1)/T_1$ 5.28

5.5.6.9 Eficiencia del compresor 5.28

5.5.6.10 Energía necesaria en el compresor 5.29

5.5.6.11 Cálculo de las pérdidas de potencia en la turbina 5.29

5.5.6.12 Eficiencia de la turbina 5.29

5.5.6.13 Eficiencia de la combustión 5.29

5.5.6.14 Eficiencia térmica 5.29

5.5.6.15 Rendimiento teórico del ciclo simple 5.30

5.5.6.16 Relación de trabajo 5.30

5.5.6.17 Consumo específico de combustible 5.30

BIBLIOGRAFIA 5.31

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 5

TURBINA DE GAS

5.1 OBJETIVOS

a. Introducir al alumno al estudio de las turbinas de gas considerando la teoría fundamental, sus partes constituyentes y sus aplicaciones principales.

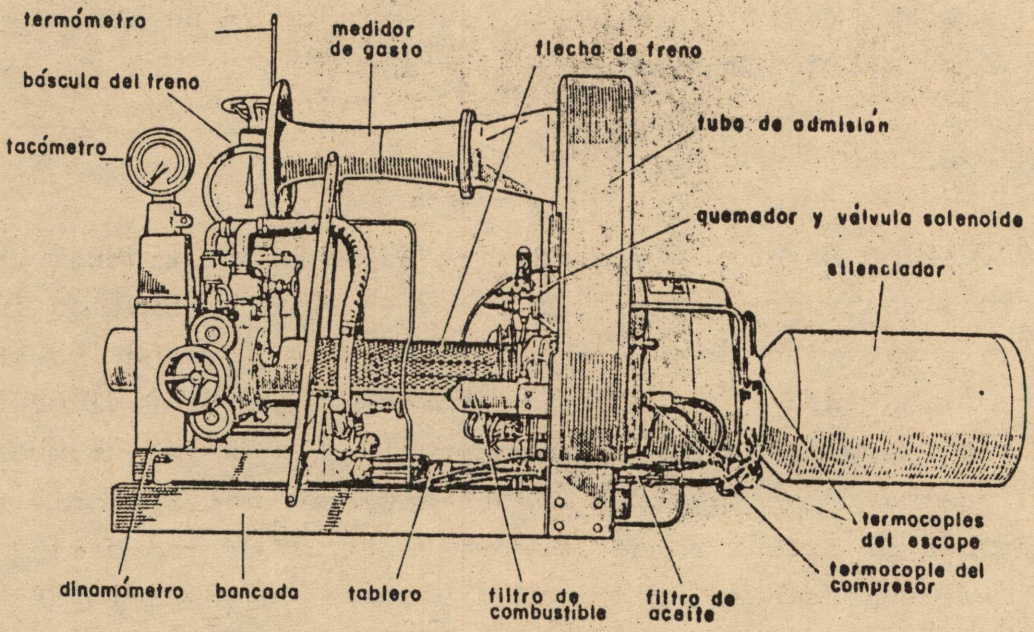
b. Familiarizarlo con la turbina de gas del Laboratorio, para la cúal deberá calcular todos los parámetros del sistema, así como efectuar los diagramas de los ciclos teórico y real de la turbina.

5.2 GENERALIDADES

Una turbina de gas es una máquina que produce trabajo utilizando gases calientes; difiere de las de combustión interna convencionales en la forma en que aprovecha los gases calientes. La máquina de combustión interna alimenta de aire y combustible a los cilindros en los que se mueven pistones conectados a un cigüeñal por medio de bielas. Debido a la explosión de la mezcla dentro de los cilindros, los pistones son forzados a desplazarse hacia atrás y adelante, provocando la rotación del cigüeñal. El mecanismo de la máquina de combustión interna es complicado y está sujeto a fuerzas de inercia y vibraciones difíciles de eliminar.

La turbina de gas es un esfuerzo por conservar las ventajas de la máquina de combustión interna sin las complicaciones del movimiento reciprocante. Su principio de ope-

ración es mantener un flujo continuo de gases calientes contra los álabes de un rotor de turbina. En las unidades modernas el aire se comprime en un compresor de flujo axial o centrífugo antes de que llegue a la cámara de combustión. En ésta, el combustible se mezcla con una porción de aire, el resto del aire pasa alrededor del quemador y después se mezcla con los productos de la combustión ayudando a prevenir una temperatura excesiva en dichos productos. Los gases que salen se dirigen por medio de toberas contra los álabes del rotor de la turbina produciendo suficiente potencia para mover al compresor y el resto para otra aplicación. El movimiento de la turbina es uniforme y sin vibraciones. (fig. 5.1)



Turbina de Gas
Figura 5.1

5.2.1 APLICACIONES DE LAS TURBINAS DE GAS

La turbina de gas tiene diversas áreas de aplicación; entre las más importantes se encuentran: la aviación, generación de energía eléctrica, usos industriales, locomotoras, buques marinos, automóviles, etc.

5.2.1.1 Aviación

En la actualidad la turbina de gas juega un papel primordial dentro de la aviación ya que proporciona la potencia de empuje para el movimiento. Este tipo de máquina consiste de un compresor de flujo axial, un número de cámaras de combustión colocadas en paralelo alrededor de la periferia de la máquina, la turbina y una tobera al final. Conforme el aeroplano se mueve hacia adelante, el aire entra al compresor donde se comprime a varias atmósferas. Luego pasa a las cámaras de combustión donde el combustible se inyecta y quema, elevando la temperatura de los productos hasta 870°C (1,600°F) aproximadamente. Después de la combustión, el exceso de aire y los productos pasan a través de la turbina produciendo la energía necesaria para mover el compresor. Finalmente los gases se expanden a través de la tobera y obtienen una velocidad alta. El incremento en la velocidad de los gases que salen de la tobera con respecto a la velocidad del aire de entrada al compresor produce la fuerza de reacción necesaria para mover el aeroplano, por lo cual este tipo de turbinas se llama de reacción. También el aeroplano de turbo-hélice emplea turbinas de gas.

5.2.1.2 Generación de energía eléctrica

En este campo la turbina de gas puede competir con las plantas diesel y las turbinas de vapor. Las de gas están limitadas en capacidad debido a que requieren presiones

pequeñas y esto hace necesario utilizar grandes turbinas y compresores para manejar el enorme volumen de aire requerido. Por esta razón aún no hay plantas de fuerza con turbinas de gas exclusivamente que puedan competir con las centrales de vapor modernas en las que una sola unidad puede producir más de un millón de kW, sin embargo con el ciclo combinado vapor-gas se llega a eficiencias de planta que compiten ventajosamente con las convencionales de vapor.

Por otro lado, las turbinas de gas no requieren agua de enfriamiento, lo que representa una ventaja sobre las plantas diesel y las centrales térmicas; además se tiene mayor facilidad en el arranque del sistema, lo que las hace muy ventajosas para cierto tipo de operación como en plantas de emergencia o plantas para tomar picos de carga.

Existen tres formas de operación para generar energía eléctrica que merecen especial atención.

a. En combinación con plantas de vapor como medio para incrementar la eficiencia total
b. Para apoyar los picos de demanda de servicio
c. Como plantas de potencia portátiles

5.2.3.1 Industria

Una aplicación importante de las turbinas de gas en la industria es su utilización en los procesos de refinación de aceites combustibles. En este caso se usa aire a presión el cual debe pasar periódicamente por el catalizador con el propósito de quemar el carbón residual del proceso de refinación.

El aire empleado se calienta del mismo modo que en una cámara de combustión, y además puede hacerse pasar por una turbina para obtener trabajo útil, incluyendo el trabajo necesario del compresor que suministra aire al catalizador.

Las turbinas de gas también se utilizan para mover compresores en estaciones de gas natural a fin de transportarlo a través de tuberías. Para este propósito resultan ideales puesto que el gas natural es excelente combustible y se obtiene a bajo costo. Además, con el uso de regeneradores se logran eficiencias satisfactorias y las estaciones pueden situarse en cualquier lugar ya que no requieren agua de enfriamiento.

Una tercera aplicación se encuentra en la industria siderúrgica, en donde las turbinas de gas mueven grandes compresores axiales (sopladores) los cuales proporcionan los enormes volúmenes de aire que los altos hornos requieren. El combustible empleado es normalmente el propio gas de alto horno y aun cuando la turbina en sí es más cara que una de vapor, se tiene la ventaja de que no es necesario un generador de vapor. Una razón fundamental por la cual la turbina de gas no se ha desarrollado ampliamente en la industria del acero es el imperativo de tener el gas de alto horno muy limpio antes de inyectarlo a la turbina, además de que se debe comprimir.

Las turbinas de gas con frecuencia se utilizan, en la industria para la generación de energía eléctrica de emergencia, empleando como combustibles aceite diesel o petróleo.

Existe además un sinnúmero de aplicaciones de la turbina de gas en la industria.

5.2.1.4 Locomotoras

Las ventajas de la turbina de gas para este servicio son su operación silenciosa sin vibraciones, su simplicidad y el hecho de que no requieren agua de enfriamiento; sin embargo, no ha desplazado a la locomotora diesel debido a

su bajo rendimiento térmico. Esta desventaja se ha intentado disminuir utilizando el gas de la combustión del carbón, pero hasta el momento las dificultades son aun insuperables.

5.2.1.5 Turbinas marinas y automotrices

En pequeñas embarcaciones la turbina de gas ofrece dos ventajas: ocupa poco espacio y su peso, comparado con el del generador de vapor y la turbina es ligero. Sin embargo, no se ha progresado mucho en este campo y se han construido pocas unidades. Para uso marino se tendría la ventaja de una compresión con varios escalonamientos empleando refrigeración intermedia, lo cual implicaría un ahorro de trabajo. La refrigeración se facilita utilizando agua de mar.

El uso de la turbina de gas en el automóvil parece aún lejano ya que el costo de fabricación es muy elevado y se tienen grandes consumos específicos de combustible, además de un bajo rendimiento térmico, poca aceleración y niveles de ruido considerables. En la rama automotriz, las ventajas que presenta una turbina de gas son: operación de la turbina con menos vibraciones que el motor reciprocante, peso ligero, ocupa poco espacio, no necesita sistema de enfriamiento y podría operar con un combustible más económico que la gasolina.

5.3 CICLO DE LA TURBINA DE GAS

Una turbina de gas de tipo simple consta de un compresor de aire, una cámara de combustión y una turbina, además de dispositivos auxiliares como los de lubricación, regulación de la velocidad, alimentación de combustible, puesta en marcha, etc.

Durante el funcionamiento de una turbina de gas de tipo simple, se envía aire comprimido a la cámara de combustión, en donde el combustible entra con caudal constante y mantiene una llama continua. La ignición inicial generalmente se obtiene por medio de una chispa. El aire, calentado en la cámara de combustión, se expansiona a través de toberas y adquiere una velocidad elevada. Parte de la energía cinética de la corriente de aire se cede a los álabes de la turbina; una fracción de esta energía se emplea con el fin de accionar el compresor y el resto para producir trabajo.

La turbina de gas simple opera con un ciclo llamado abierto (fig. 5.2) en el cual los productos de la combustión fluyen a través de la turbina junto con la corriente de aire.

Se tiene un ciclo cerrado (fig. 5.3) cuando el aire limpio pasa por la turbina a temperatura y presión altas. Este aire se calienta en un cambiador de calor independiente y se enfría en otro para que nuevamente entre al compresor; en esta forma, los gases (aire) que ceden su energía en la turbina trabajan en circuito cerrado y sucesivamente se comprimen, calientan, expansionan y enfrían.

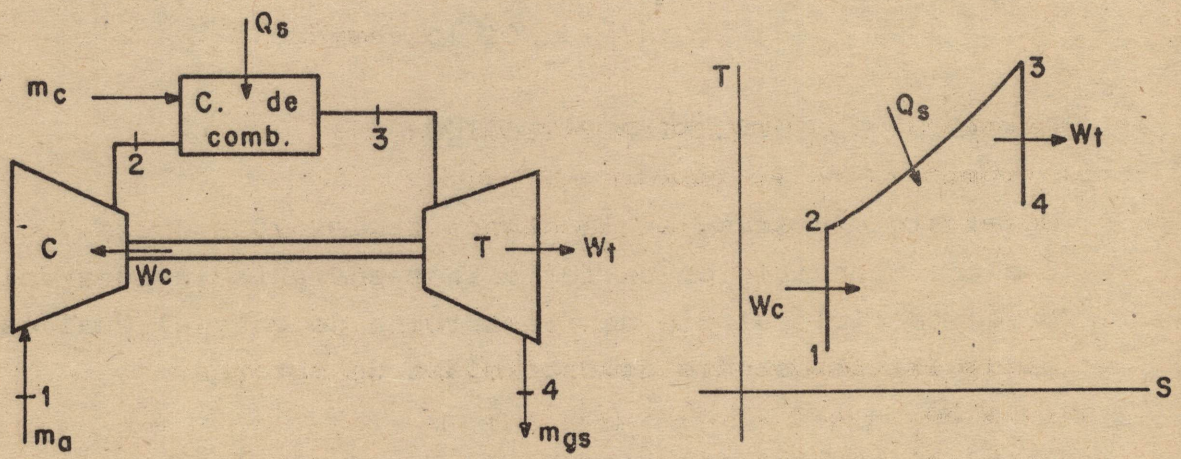


Figura 5.2 Ciclo abierto

Refiriéndose a la figura 5.3, se tiene:

m_a - gasto de aire en lb/min o kg/min
m_c - gasto de combustible en lb/min o kg/min
rc/a - relación combustible-aire lb c/lb a ó kg c/kg a
m_{gs} - gasto de gases secos después de la combustión en lb/min ó kg/min
W_c - trabajo de compresión
Q_c - calor suministrado por la combustión
W_t - trabajo desarrollado en la turbina
Q_c - calor no aprovechado

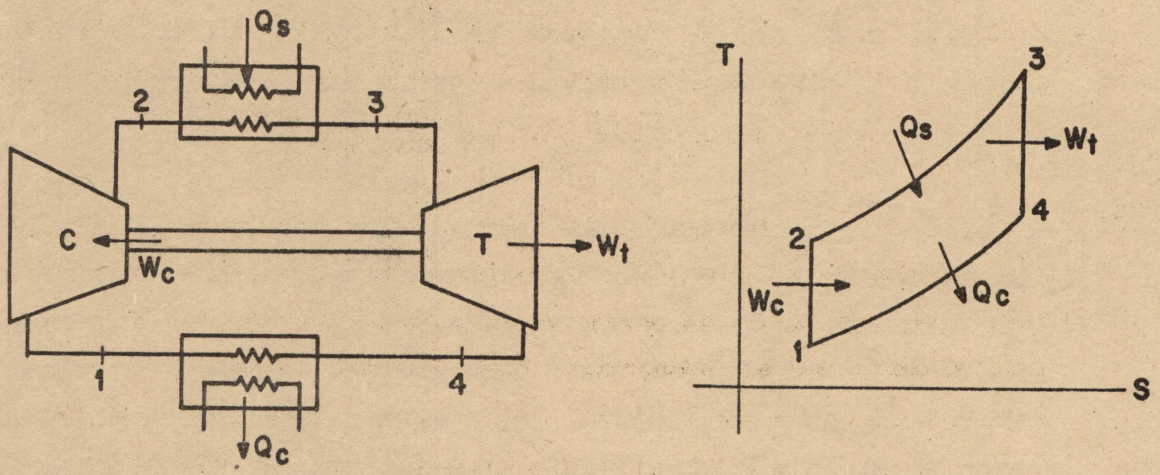


Figura 5.3 Ciclo cerrado

5.3.1 ANALISIS DEL CICLO SIMPLE TEORICO

En el siglo pasado, en la década de los 70's Joule y Brayton, concibieron en forma independiente la idea del presente ciclo simple de la turbina de gas, el cual es la base para el estudio de esta clase de motores.

Al analizar los diagramas P-V y T-s de la figura 5.4 se puede observar que el ciclo está formado por compresión

isoentrópica 1 a 2), adición de energía a presión constante (2 a 3), expansión isoentrópica (3 a 4) y cesión de energía a presión constante (4 a 1). Si el trabajo neto del ciclo (W) es igual al trabajo total de la turbina (W_t) menos el trabajo total del compresor (W_c), se tendrá:

$$W = W_t - W_s = m_a (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = m_a C_p (T_3 - T_2 + T_1 - T_4) \quad (5.1)$$

en donde m_a es el gasto de aire (lb/min o kg/min), Cp el calor específico en K Cal/Kg°C y h y T las entalpías y temperaturas respectivamente.

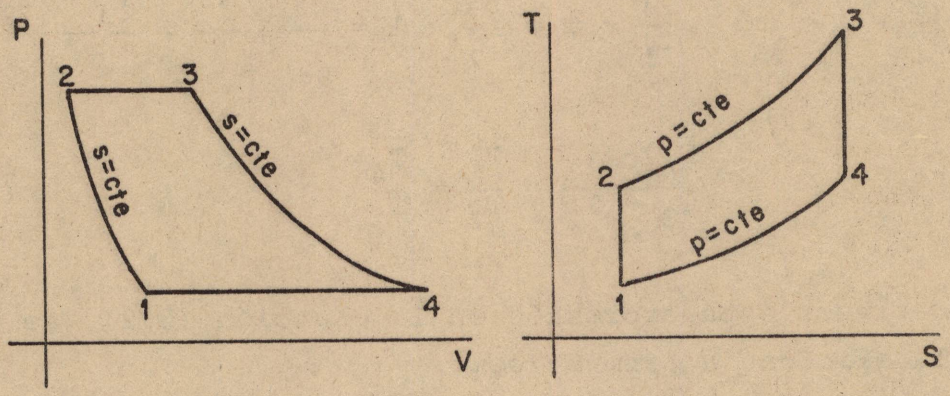


Figura 5.4 Diagramas PV y T-s

La eficiencia térmica del ciclo estará dada por la expresión:

$$= \frac{W}{Q_s} = \frac{h_3 - h_2 + h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (5.2)$$

En donde Q_s es el calor suministrado.

Lo anterior se puede expresar de varias formas.
Si se utiliza la definición de relación de presiones para procesos isoentrópicos $r_p = P_2/P_1 = P_3/P_4$ y la

relación de temperaturas y presiones, también para procesos isoentrópicos, se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{P_3}{P_4}\right]^{(k-1)/k} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k}$$

De donde $T_2/T_1 = T_3/T_4$ para k = constante, que se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{ó} \quad \frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \qquad (5.3)$$

Al sustituir esta expresión en la ecuación (5.2), se tendrá la eficiencia térmica como:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{T_3 - T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \qquad (5.4)$$

La relación de presiones y temperaturas para procesos isoentrópicos es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2}\right]^{(k-1)} = r_k^{(k-1)}$$

En donde $r_k = v_1/v_2$, relación de compresión.

La eficiencia térmica, en términos de la relación de pre-

siones (r_p) y de compresión (r_k) queda finalmente:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_k^{(k-1)}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \qquad (5.5)$$

Al examinar las ecuaciones (5.4) y (5.5), se ve que la eficiencia térmica del ciclo ideal puede mejorarse: a) incrementando T_2, b) disminuyendo T_4, y c) aumentando las relaciones de compresión o de presiones.

5.3.2 TEMPERATURA INTERMEDIA PARA OBTENER EL TRABAJO MAXIMO

Del desarrollo del inciso anterior puede verse que además de las temperaturas inicial y final, T_1 y T_3, existe una temperatura intermedia T_2 de la cual resulta el trabajo máximo. Esto es importante para tratar de mantener el tamaño de la turbina lo más pequeño posible. Si el valor de T_4 de la ecuación (5.3) se sustituye en la ecuación (5.1), y se diferencian W con respecto a T_2 e igualan a cero (T_1 y T_3 constantes), se tendrá:

$$\frac{dW}{dT_2} = \frac{m_a C_p \, d(T_3 - T_2 + T_1 - (T_1 T_3/T_2)}{dT_2} = 0$$

$$-1 + \frac{T_1 T_3}{T_2^2} = 0 \quad \text{ó} \quad T_2 = (T_1 T_3)^{1/2} \qquad (5.6)$$

(k = constante)

el valor de T_2 del cual resulta el máximo trabajo del ciclo ideal está limitado por las temperaturas T_1 y T_3.

5.3.3 CICLO DE UNA TURBINA SIMPLE DE GAS CON PERDIDAS

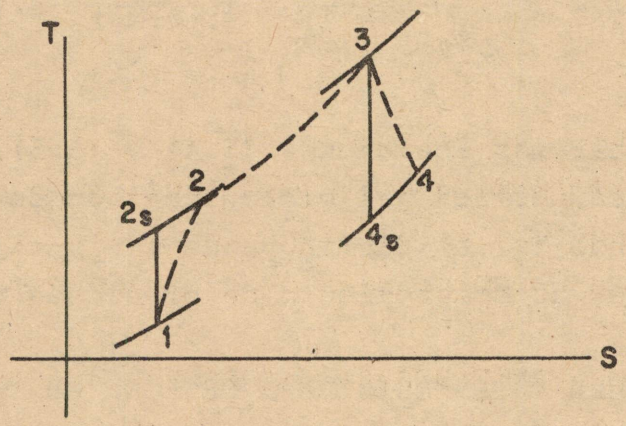


Figura 5.5

Trabajo de compresión:

$$W_c = m_a(h_1 - h_{2s}) = m_a C_p(T_1 - T_{2s}) \quad \text{teórico} \quad (5.7)$$

$$W'_c = m_a(h_1 - h_2) = m_a C_p(T_1 - T_2) \quad \text{real} \quad (5.8)$$

Trabajo que se desarrolla en la turbina:

$$W_t = m_a(1 + r_c/a)(h_3 - h_{4s}) = m_a C_p(1 + r_c/a)(T_3 - T_{4s}) \quad \text{teórico} \quad (5.9)$$

$$W'_t = m_a(1 + r_c/a)(h_3 - h_4) = m_a C_p(1 + r_c/a)(T_3 - T_4) \quad \text{real} \quad (5.10)$$

Calor suministrado:

$$Q_s = m_a(h_3 - h_2) \quad (5.11)$$

Eficiencia del compresor y de la turbina:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal}}{\text{Trabajo real}} = \frac{m_a(h_1 - h_{2s})}{m_a(h_1 - h_2)} = \frac{m_a C_p(T_1 - T_{2s})}{m_a C_p(T_1 - T_2)} \quad (5.12)$$

$$\eta_t = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo ideal}} = \frac{m_a(1 + r_c/a)(h_3 - h_4)}{m_a(1 + r_c/a)(h_3 - h_{4s})} = \frac{m_a C_{pg}(1 + r_c/a)(T_3 - T_4)}{m_a C_{pg}(1 + r_c/a)(T_3 - T_{4s})} \quad (5.13)$$

Eficiencia del ciclo real:

$$\eta = \frac{\text{Trabajo neto real}}{\text{Energía real suministrada}} = \frac{m_a(1 + r_c/a)(h_3 - h_4) - m_a(h_2 - h_1)}{m_a(h_3 - h_2)} \quad (5.14)$$

o también:

$$\eta = \frac{\text{potencia al freno}}{m_c(\text{poder calorífico})} \quad (5.15)$$

5.3.3.1 Proceso de la combustión

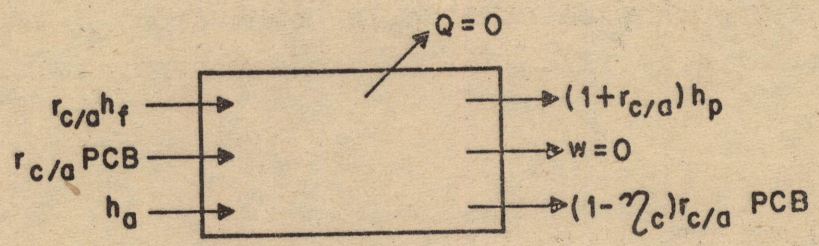


Figura 5.6

h_f, entalpía del combustible a la temperatura del mismo.

$$h_f = 0.5\ T - 287 \text{ Btu/lb}$$

donde T está en grados Rankine

$$h_f = 0.5\ T - 159 \text{ kcal/kg}$$

donde T está en grados Kelvin

$r_{c/a}$ - relación combustible-aire

PCB - poder calorífico bajo del combustible

ha - entalpía del aire en la descarga del compresor

h_p - entalpía de los productos de la combustión

η_c' - eficiencia de la combustión

Del balance de energía en el proceso de la combustión, se obtiene la siguiente ecuación:

$$h_a + r_{c/a}(h_f + PCB) = (1 + r_{c/a})h_p + (1 - \eta_c')r_{c/a}\ PCB$$

h_a se calcula con P y T a la salida del compresor, de las tablas para aire, o multiplicando el calor específico del aire por T.

h_p se obtiene con P y T a la entrada de la turbina, de las tablas para productos de la combustión, o multiplicando el calor específico de los productos por su temperatura.

$$r_{c/a} = \frac{m_c}{m_a} = \frac{1}{r_{a/c}}$$

Eficiencia de la combustión:

$$\eta_c' = \frac{\text{energía real que absorben los gases}}{\text{energía liberada por combustión completa}} = \frac{h_p - h_r}{PCBr_{c/a}}$$

h_r entalpía de los reactantes (elementos que intervienen en una combustión).

5.4 LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO

La turbina de gas del Laboratorio constituye un ciclo simple abierto; sus componentes principales son el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

El compresor es centrífugo de impulsor abierto y maneja aire solamente. El aire entra al compresor por dos lados y el impulsor aumenta tanto la velocidad como la presión del aire, que luego se descarga a través del difusor del compresor donde la carga de velocidad se transforma a carga de presión y finalmente se tiene la presión de descarga del compresor. A continuación se muestra una gráfica que indica cómo varía la velocidad y la presión a través del compresor.

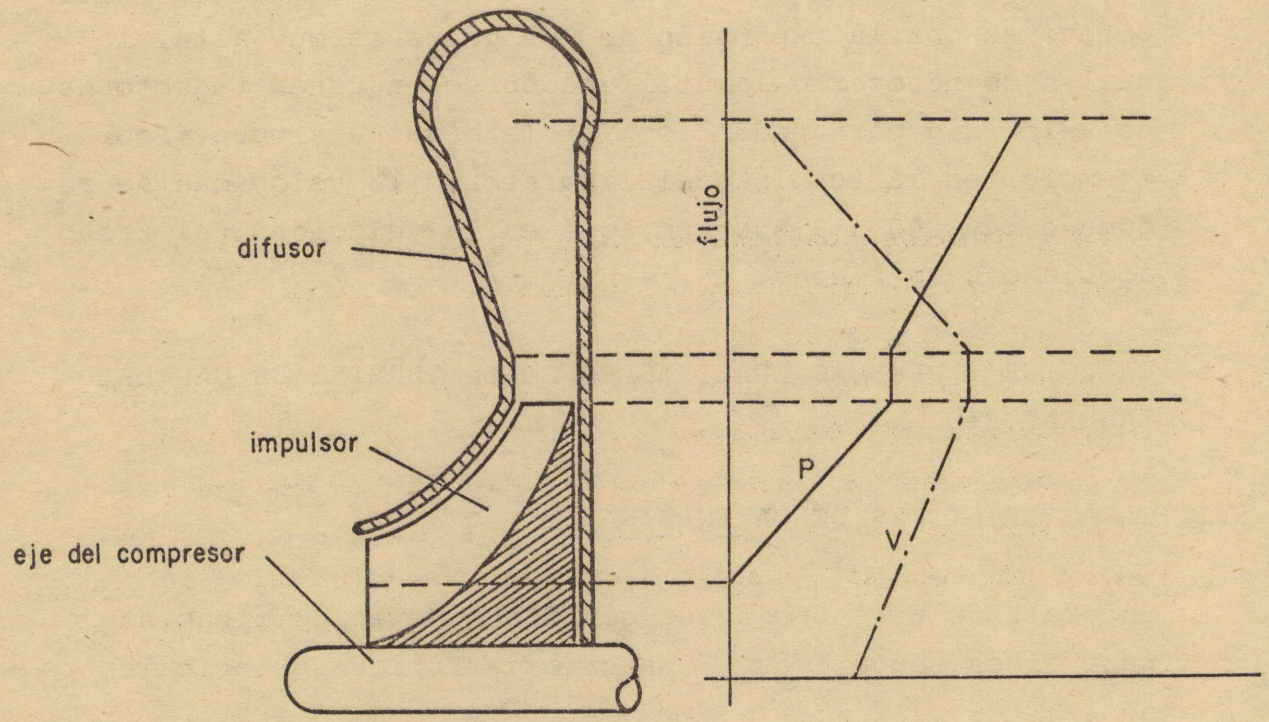


Figura 5.7

Para el arranque, el combustible se inyecta en la cámara de combustión que se mezcla con el aire que viene del compresor; al mismo tiempo se produce una chispa por medio de una bujía para inflamar el combustible y provocar la combustión, con lo cual se logra incrementar la temperatura. Una vez que ésta es lo suficientemente alta en la cámara de combustión, el arco eléctrico se suspende en la

bujía y el combustible se inflama sólo por la alta temperatura en ese lugar. Después, los gases producto de la combustión a alta temperatura se descargan a la entrada de la turbina que es una turbina simple de impulso. Los gases calientes se expanden a través de toberas colocadas en toda la periferia de la turbina adquiriendo alta velocidad y por tanto energía cinética; luego, al chocar los gases contra los álabes ceden esa energía cinética para transformarse en energía mecánica en la flecha. Dicha energía puede medirse con ayuda de un dinamómetro o freno hidráulico acoplado en la flecha de la turbina.

En las turbinas simples de impulso la velocidad que puede obtenerse por la expansión de los gases es muy alta, lo cual hace necesario la utilización de engranes reductores de velocidad para poder acoplar la máquina a mover; por ejemplo, en la turbina del laboratorio la velocidad se reduce de 46,000 a 3,000 rpm, que es la velocidad del freno acoplado a la flecha.

5.5 CALCULOS Y PRUEBAS REALIZABLES EN LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO

5.5.1 CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

Se trata de una turbina de gas diseñada específicamente para fines educativos. Sus características principales son:

Potencia al freno 60 bhp (45 kW)
Velocidad de la turbina 46,000 rpm
Velocidad de la flecha 3,000 rpm
Compresor centrífugo de una sola etapa
Turbina axial de una sola etapa, marca Rover IS/60
Flujo másico de aire: 0.603 kg/s (1.33 lb/s)
Consumo específico de combustible: 0.635 kg/bhp/h
(1.4 lb/bhp/h)

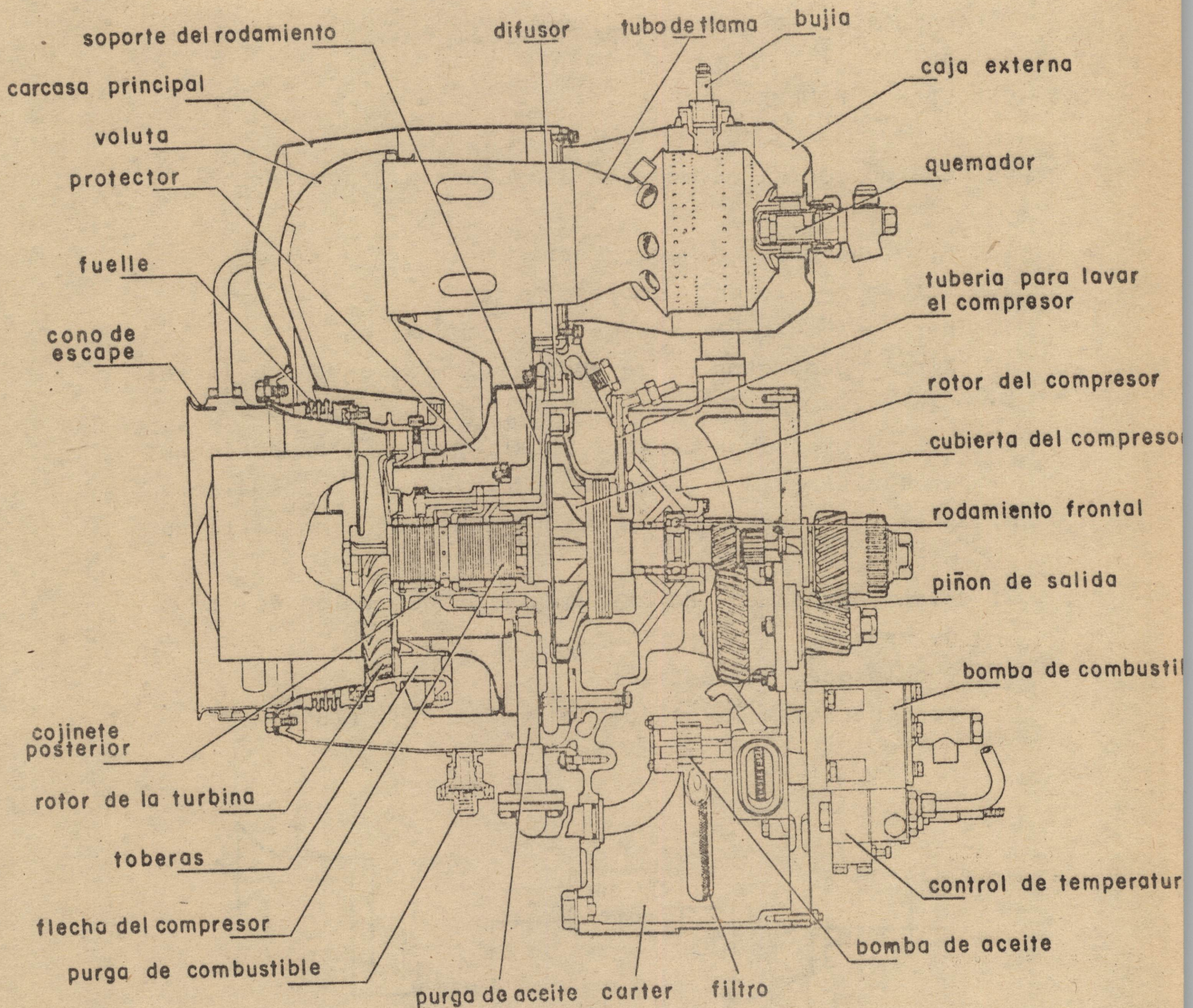

soporte del rodamiento
difusor
tubo de flama
bujia
caja externa
carcasa principal
voluta
protector
quemador
fuelle
tuberia para lavar el compresor
cono de escape
rotor del compresor
cubierta del compreso
rodamiento frontal
piñon de salida
bomba de combustil
cojinete posterior
rotor de la turbina
toberas
control de temperatur
flecha del compresor
bomba de aceite
purga de combustible
purga de aceite
carter
filtro

Figura 5.8

Combustibles que se recomiendan: keroseno, petróleo y varios tipos de combustible empleados en aviación

Dinamómetro tipo Heenan & Froude DPX2

5.5.2 CALCULOS Y PRUEBAS

De acuerdo con el esquema de la figura 5.9 se tiene:

1. Aire que entra al compresor
2. Aire que sale del compresor
3. Aire que entra a la cámara de combustión
4. Aire y productos de la combustión que entran a la turbina
5. Aire y productos de la combustión que se expansionan en las taberas y ceden energía cinética a los álabes
6. Aire y productos de la combustión que salen de la turbina
7. Aire y productos de la combustión que salen del tubo de escape.

A. Condiciones ambientales

O. Condiciones a la salida del medidor de flujo

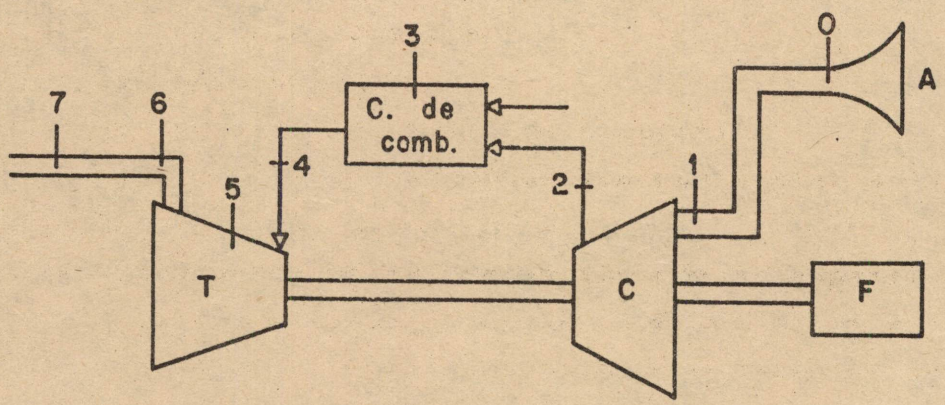


Figura 5.9

En la figura 5.10 se representan los puntos anteriores en un diagrama T-S, donde la línea continua corresponde al ciclo teórico y la punteada al ciclo real.

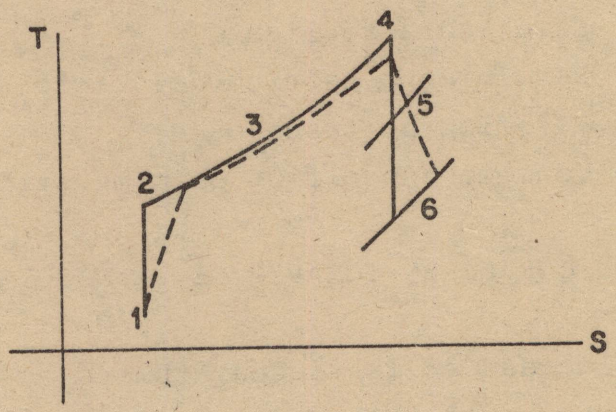


Figura 5.10

Los ejercicios prácticos que el alumno deberá realizar con la turbina son:

A. Hacer las gráficas de potencia vs gasto de combustible para diferentes condiciones de carga.

B. Representar en el diagrama T-S los ciclos teóricos y real de la turbina.

C. Calcular los siguientes parámetros del sistema:

   a. Potencia del freno
   b. Flujo de aire (M)
   c. Caída de presión en el ducto de alimentación del compresor
   d. Relación de presiones en el compresor (R)
   e. Presión a la salida de la turbina (P_6)
   f. Relación de expansión en la turbina
   g. Parámetro de velocidad (PV)

h. Relación $(T_2 - T_1)/T_1$
i. Eficiencia del compresor
j. Energía necesaria en el compresor
k. Pérdidas de potencia en la turbina
l. Eficiencia de la turbina
m. Eficiencia de la combustión
n. Eficiencia térmica
o. Rendimiento teórico del ciclo simple
p. Relación de trabajo (R_t)
q. Consumo específico de combustible

5.5.3 LECTURAS QUE DEBEN TOMARSE DE LA MAQUINA

a. Velocidad en la flecha, rpm
b. Carga en el freno, en kg
c. Temperatura ambiente, T_a
d. Presión barométrica, P_a
e. Caída de presión en el medidor de flujo, $P_A - P_o$
f. Presión de descarga del compresor, P_2
g. Temperatura de descarga del compresor, T_2
h. Caída de presión en la cámara de combustión, $P_2 - P_4$
i. Temperatura a la entrada de la turbina, T_4
j. Temperatura a la salida de la turbina, T_6
k. Tiempo en el que se consumen 2 litros de combustible
l. Caída de presión en el escape de la turbina, $P_7 - P_A$

5.5.4 INFORMACION COMPLEMENTARIA

a. Constante del freno, 2,000 (4,500 sist. inglés)
b. Gravedad específica del combustible, 0.81
c. Poder calorífico inferior del comb., 10,330 kcal/kg (18,600 Btu/lb).
d. Relación de velocidad del freno y del compresor, 3,000:46,000
e. Area del medidor de flujo de aire, 98.7095 cm^2 (15.3 $pulg^2$)

f. Calor específico para el aire y los gases y la relación de los calores específicos (k)

5.5.5 GRAFICAS COMPLEMENTARIAS

Debido a que al realizar la prueba en la turbina no se puede obtener la información necesaria, el fabricante ha desarrollado unas gráficas que relacionan condiciones que se pueden tomar en la práctica con condiciones que no se pueden tomar. Debe hacerse notar que para la elaboración de estas gráficas el fabricante utilizó información de tipo experimental.

5.5.5.1 Curva de calibración del medidor de flujo de aire Fig. 5A (Curva No. 1 a,b,c)

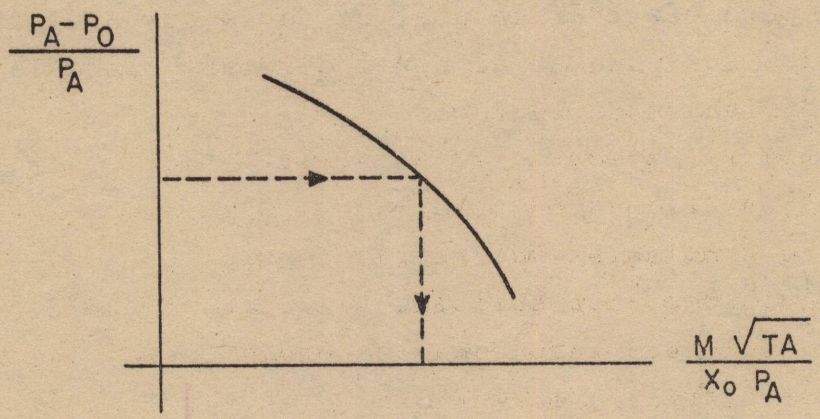


Figura 5.11

Para medir el flujo de aire se cuenta con un medidor de tipo orificio en el cual la caída de presión $P_A - P_O$ a través de él es proporcional al flujo M, por lo que el fabricante desarrolla una curva de calibración que relaciona estas dos variables. Con la información que se tomó en la prueba -

de $P_A - P_o$, P_A, T_A se puede calcular $(P_A - P_o)/P_A$ y obtener de la gráfica el valor de $M\sqrt{T_A}/X_o P_A$ y puesto que X_o es el área cuyo valor se conoce, finalmente al sustituir P_A, T_A y X_o se puede calcular M en unidades de masa por unidad de tiempo.

5.5.5.2 Curva para determinar la caída de presión en el ducto de alimentación al compresor, fig. 5.12 (Curva No. 2)

Esta curva se utiliza para calcular la presión a la entrada del compresor (P_1). A fin de desarrollar esta curva el fabricante toma los factores más importantes que intervienen en la caída de presión en un ducto, tales como presión, temperatura, flujo y área. En función de esto se hace la gráfica de la relación $M\sqrt{T_A}/P_A$ contra la caída de presión a través del ducto $(P_A - P_1)$; el factor $14.7/P_A$ es un factor de corrección por presión barométrica, ya que para efectuar la gráfica de la curva el fabricante realiza sus pruebas al nivel del mar, donde la presión barométrica es de 14.7 psi.

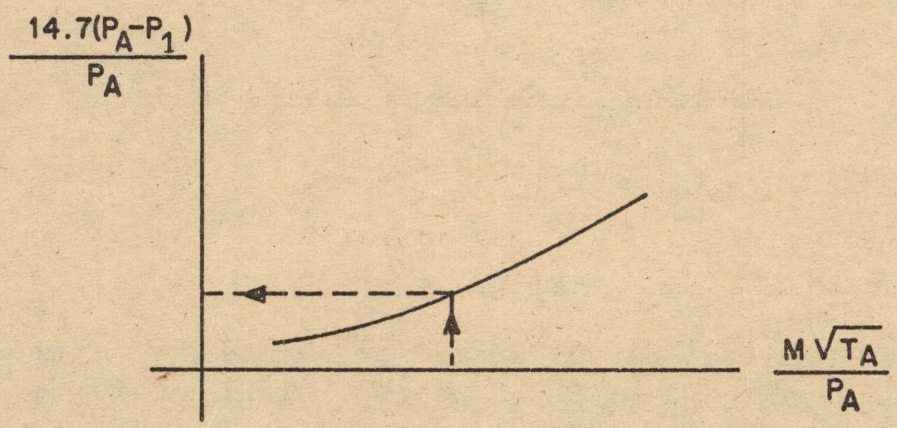


Figura 5.12

5.5.5.3 Curva para determinar el parámetro K que relaciona la presión de entrada al tubo de escape (P_6) y la presión de salida (P_7) Fig. 5.13 (Curva No. 3)

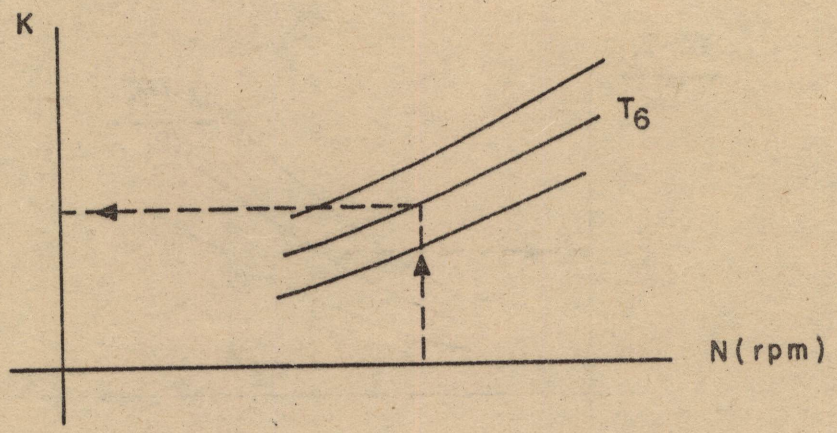


Figura 5.13

Al efectuar las pruebas para ductos de escape de turbinas se encontró que la relación entre la presión de entrada y la de salida permanecía constante cuando la temperatura y velocidad de la máquina eran constantes. De lo anterior se deduce que:

$$P_6/P_7 = K = f(T_6, N) \qquad (5.18)$$

por lo que esta igualdad se aprovecha para trazar la gráfica de K contra T_6 y N. A fin de determinar P_6 se debe despejar de la ecuación anterior.

$$P_6 = KP_7 = K(P_A + (P_7 - P_A)) \qquad (5.19)$$

Con esta útlima relación se calcula P_6, ya que en la prueba se toman P_A, T_6, N, $(P_7 - P_A)$.

5.5.5.4 Relación entre el incremento de temperatura ($T_2 - T_1$) debido a la compresión y la temperatura inicial T_1 contra el parámetro de velocidad. Fig. 5.14 (Curva No. 4)

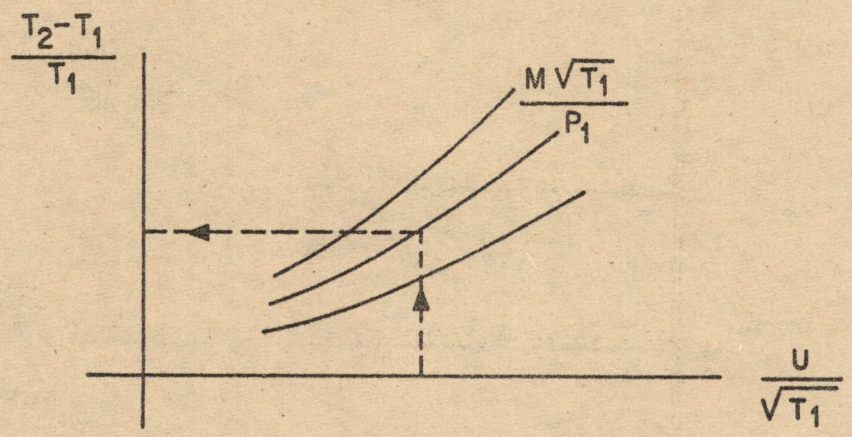


Figura 5.14

En pruebas experimentales se encontró que la relación entre la velocidad periférica del compresor (U) y la raíz cuadrada de la temperatura de entrada a éste (T_1) son una propiedad del compresor, por lo que se ha denominado parámetro de velocidad del compresor, el cual está representado por la siguiente relación:

$$PV = U/\sqrt{T_1} \qquad (5.20)$$

U está en pies/s, y T_1 en °K.

Por otro lado, el fabricante encontró que la relación del incremento de temperatura debido a la compresión sobre la temperatura inicial es función del parámetro de velocidad y de la relación $M\sqrt{T_1}/P_1$, por lo que se hizo la gráfica tal como se muestra en la figura 5.14. De lo anterior:

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = f\left[\frac{U}{\sqrt{T_1}}, \frac{M\sqrt{T_1}}{P_1}\right]$$

En las pruebas se toman los datos necesarios para calcular el parámetro de velocidad y el factor $M\sqrt{T_1}/P_1$ por medio de los cuales y con ayuda de la gráfica se obtiene el valor de $(T_2 - T_1)/T_1$.

5.5.5.5 Curvas de pérdidas de potencia en la turbina Fig.5.15 (Curva No. 6)

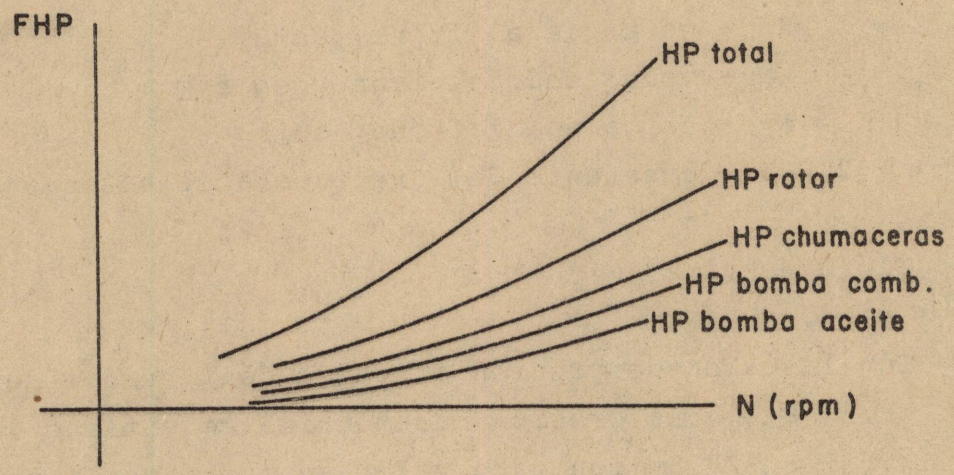


Figura 5.15

Las pérdidas de potencia en la turbina son provocadas principalmente por:

a. Consumo de potencia en la bomba de aceite
b. Consumo de potencia en la bomba de combustible
c. Pérdida de potencia debida a la fricción en las chumaceras
d. Pérdida de potencia debida a la fricción entre los productos de la combustión y los álabes del rotor

La suma de todas éstas, que son función de la velocidad, da la pérdida de potencia total fHP, de manera que dicha pérdida se pueda calcular si se conoce la velocidad N(rpm).

5.5.6 SECUENCIA DE CALCULOS

5.5.6.1 Potencia de freno

La ecuación para calcular la potencia al freno es la siguiente:

$$bHP = \frac{W_b \times N}{2,000} \qquad (5.21)$$

bHP - potencia al freno, en CV
N - velocidad del freno, en rpm
W_b - carga en el freno, en kg
2,000 - constante del freno para el sistema métrico

5.5.6.2 Flujo de aire (M)

Con la caída de presión a través del medidor de flujo $(P_A - P_O)$ y la presión barométrica se obtiene la relación $(P_A - P_O)/P_A$ y con este valor se entra en la gráfica de calibración del medidor para determinar $M\sqrt{T_A}/X_O P_A$; también se conoce P_A, T_A y X_o = 15.3 pulg^2, de manera que se puede despejar M.

P_A y P_O - en lb/pulg^2 abs.
T_A - temperatura ambiente, en grados K
X_o - área mínima del medidor, en pulg^2
M - gasto de aire, en lb/s

5.5.6.3 Caída de presión en el ducto de alimentación del compresor

Se calcula la relación $M\sqrt{T_A}/P_A$ y con este valor y la ayuda de la gráfica se obtiene 14.7 $(P_A - P_1)/P_A$, y de ahí se despeja la presión P_1 para obtener su valor.

5.5.6.4 Relación de presiones en el compresor (R)

$$R = \frac{\text{P salida del compresor}}{\text{P entrada al compresor}} = \frac{P_2}{P_1} \qquad (5.22)$$

P_1 - se calculó en el inciso 5.3
P_2 - se obtiene durante la prueba

5.5.6.5 Cálculo de la presión a la salida de la turbina (P_6)

Con ayuda de la gráfica y utilizando el valor de la temperatura de salida (T_6) en el escape y la velocidad de la turbina N (rpm) se obtiene el valor del parámetro K, y luego:

$$P_6 = K(P_A + (P_7 - P_A)) \qquad (5.23)$$

P_A - presión barométrica
$P_7 - P_A$ - tomado de la prueba

5.5.6.6 Relación de expansión en la turbina (E)

$$E = \frac{\text{P entrada a la turbina}}{\text{P salida de la turbina}} = \frac{P_4}{P_6} \qquad (5.24)$$

P_6 - se calculó en el inciso 5.5
$P_4 = P_2 - (P_2 - P_4)$, $(P_2 - P_4)$ se obtiene en la prueba

5.5.6.7 Cálculo del parámetro de velocidad

$$PV = \frac{U}{\sqrt{T_1}} \qquad (5.25)$$

Si se pone U en función de la velocidad angular del compresor y se tiene en cuenta que el diámetro exterior del

compresor es de 6.5 pulg.:

$$U = wr = \frac{2\Pi N_c D}{60(2)(12)} = N_c \frac{\Pi(6.5)}{12(60)} = 0.0284\ N_c \text{ pie/s} \quad (5.26)$$

Para determinar la velocidad N_c del compresor se debe considerar la siguiente relación de velocidades entre la velocidad del freno y la del compresor:

$$R_v = \frac{\text{velocidad del freno}}{\text{velocidad del compresor}} = \frac{N_b}{N_c} \left[\frac{3,000}{46,000}\right] \quad (5.27)$$

por lo que:

$$U = 0.0284 \frac{N_b}{R_v} \quad (5.28)$$

y el parámetro de velocidad se podrá calcular de la siguiente forma:

$$\frac{U}{\sqrt{T_1}} = \frac{0.0284}{\sqrt{T_1}} \frac{N_b}{R_v} \quad (5.29)$$

5.5.6.8 Cálculo de la relación $(T_2 - T_1)/T_1$

A fin de obtener esta relación, primero se calcula $M\sqrt{T_1}/P_1$; M se obtuvo en el iniciso 5.2, P_1 en el inciso 5.3 y T_1 se considera igual a T_A (temperatura ambiente); luego, con esta relación y el parámetro de velocidad se entra en la gráfica y se determina $(T_2 - T_1)/T_1$.

5.5.6.9 Eficiencia del compresor

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo teórico}}{\text{Trabajo real}} = \frac{Mc_p T_1 (R^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{Mc_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_1 (R^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_2 - T_1} \quad (5.30)$$

$(T_2 - T_1)/T_1$ se calculó en el inciso 5.8 y R en el inciso 5.4.

5.5.6.10 Energía necesaria en el compresor

$$W_c = Mc_p(T_2 - T_1) \qquad (5.31)$$

5.5.6.11 Cálculo de las pérdidas de potencia en la turbina

La pérdida de potencia en HP se obtiene con la velocidad de la turbina N (rpm) y la gráfica.

5.5.6.12 Eficiencia de la turbina

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo real}}{\text{trabajo teórico}} = \frac{T_4 - T_6}{T_4\left[\frac{E^{k - 1/k} - 1}{E^{k - 1/k}}\right]} \qquad (5.32)$$

$T_4 - T_6$ se toman en la prueba.

La relación de expansión, E_2 se calculó en el inciso 5.6.

5.5.6.13 Eficiencia de la combustión

$$\eta_c = \frac{Mc_p(T_4 - T_2)}{m_c PCB} = \frac{c_p(T_4 - T_2)}{r_c/aPCB} \qquad (5.33)$$

5.5.6.14 Eficiencia térmica

$$\eta_{th} = \frac{\text{energía aprovechada medida en el freno}}{\text{energía liberada en la combustión}}$$

$$\eta_{th} = \frac{bHP(778)}{(m_c)(PCB)} \qquad (5.34)$$

5.5.6.15 Rendimiento teórico del ciclo simple

$$\eta = 1 - \left[\frac{1}{R}\right]^{\frac{k-1}{k}} \qquad (5.35)$$

5.5.6.16 Relación de trabajo

$$R_t = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{trabajo de la turbina}} = \frac{bHP}{W_t} \qquad (5.36)$$

5.5.6.17 Consumo específico de combustible

$$CEC = \frac{m_c}{bHP} \quad \frac{lb\ comb}{b\ HP} \qquad (5.37)$$

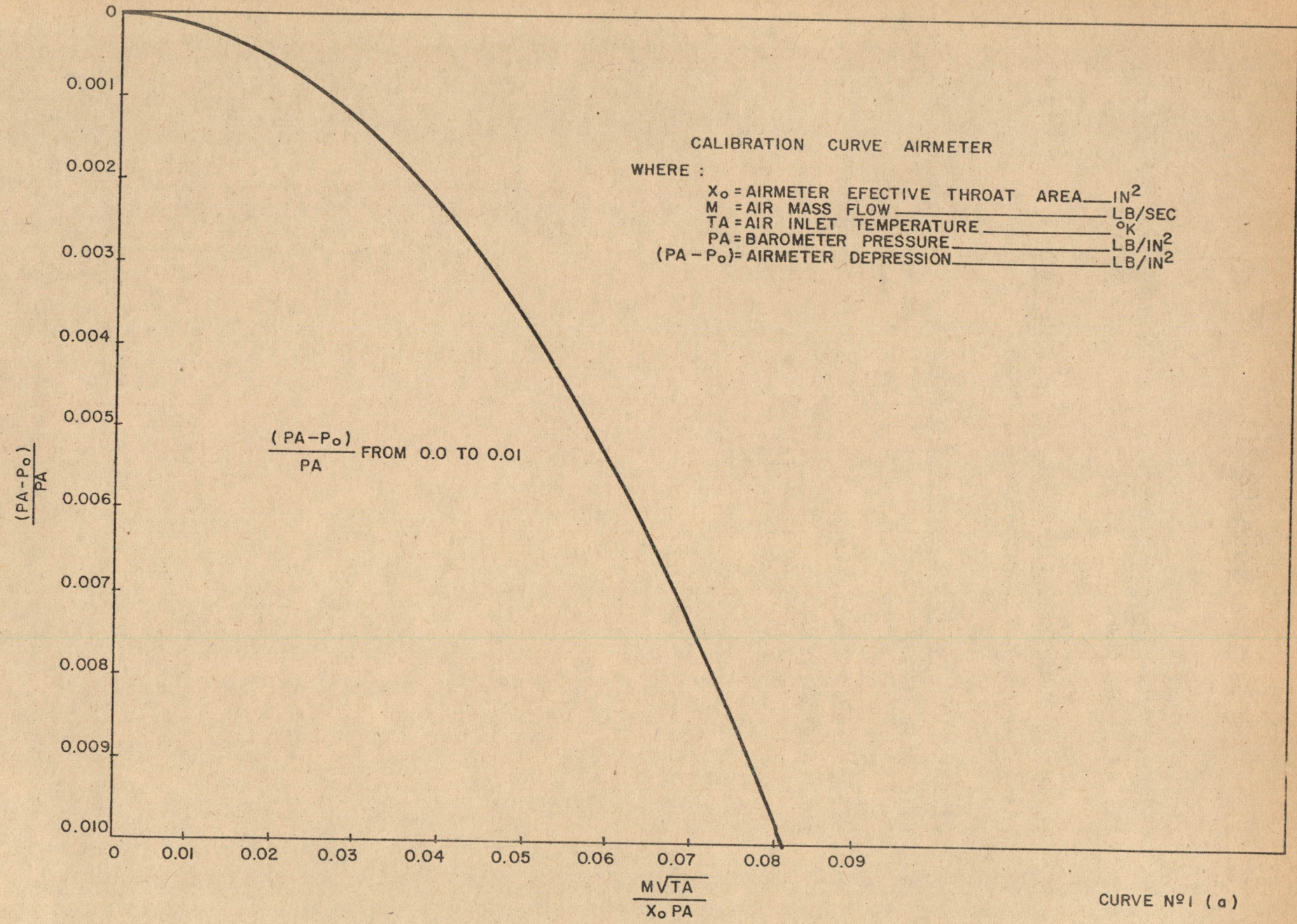
BIBLIOGRAFIA

1. FAIRES, V.M. Thermodynamics. Edit. Macmillan, 4a. edición, 1962.

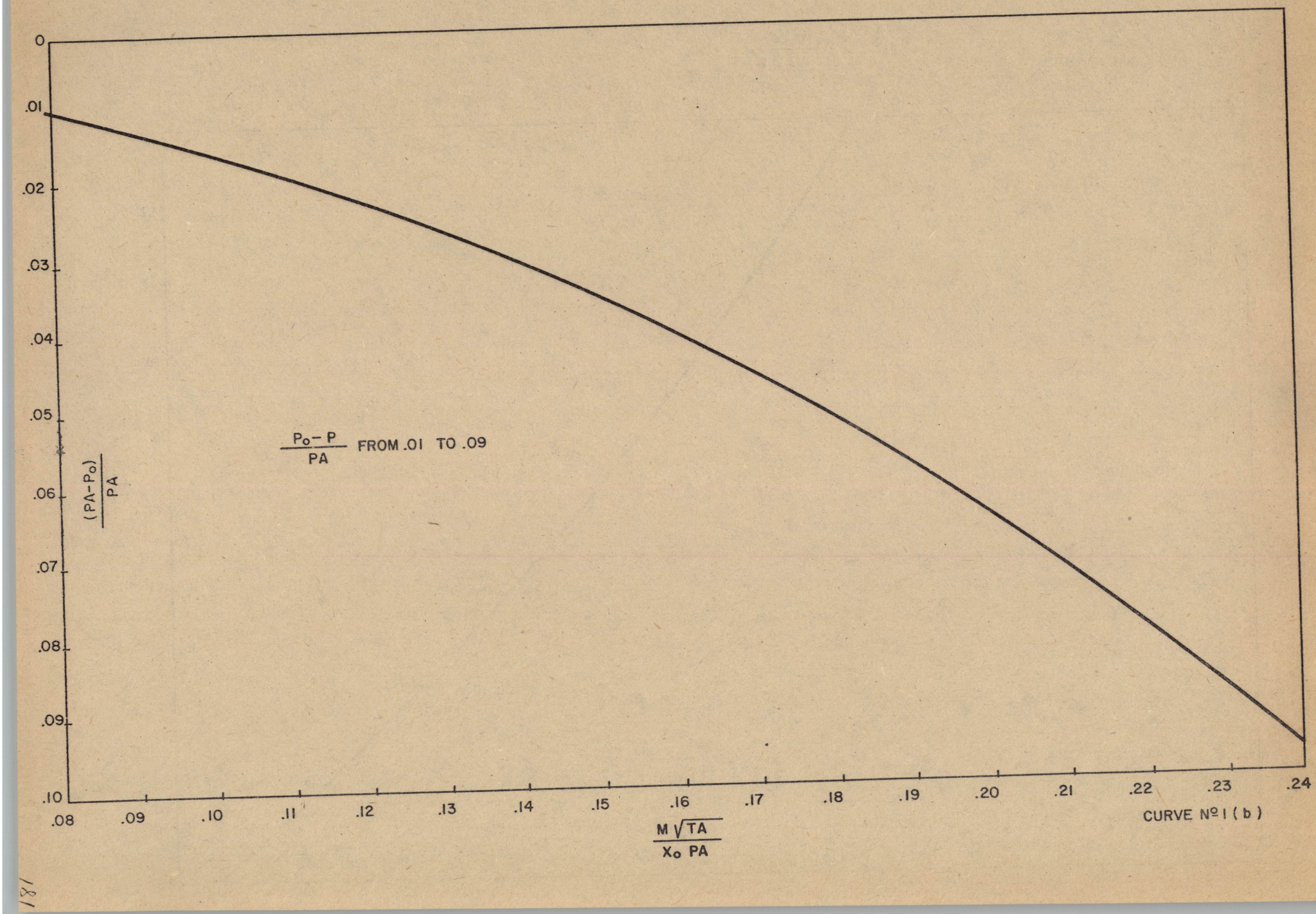
2. LUCINI, M. Turbomáquinas de vapor y de gas. Edit. Dossat S.A., 4a. edición, 1972.

3. VIVIER, L. Turbinas de vapor y de gas. Ediciones URMO, 1968.

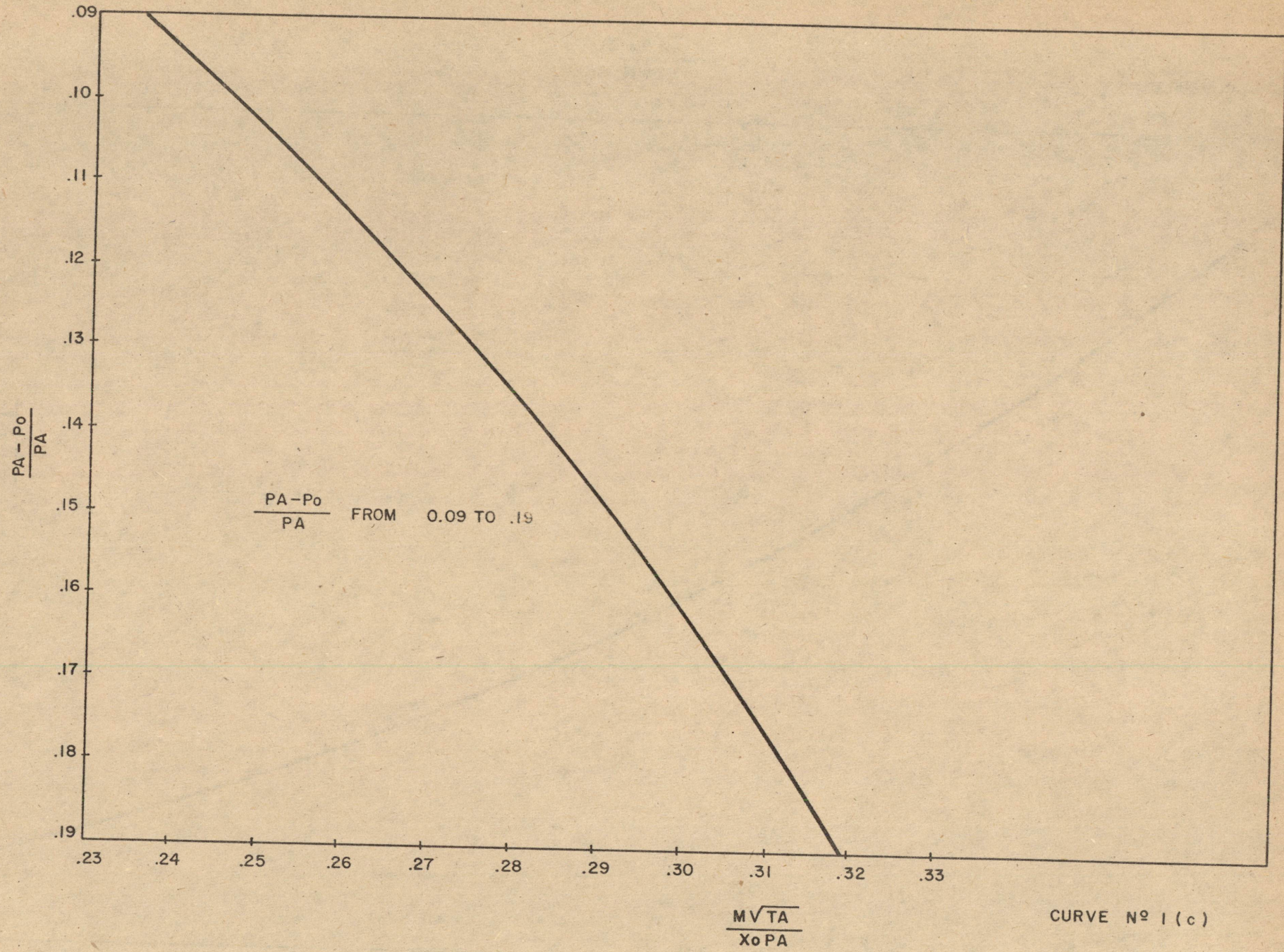
4. Enciclopedia Británica. William Benton, Publisher. 1971.


CALIBRATION CURVE AIRMETER
WHERE :
X_o = AIRMETER EFECTIVE THROAT AREA ___ IN^2
M = AIR MASS FLOW ___ LB/SEC
TA = AIR INLET TEMPERATURE ___ °K
PA = BAROMETER PRESSURE ___ LB/IN^2
$(PA - P_o)$ = AIRMETER DEPRESSION ___ LB/IN^2
$\frac{(PA-P_o)}{PA}$ FROM 0.0 TO 0.01
$\frac{(PA-P_o)}{PA}$
0
0.001
0.002
0.003
0.004
0.005
0.006
0.007
0.008
0.009
0.010
0
0.01
0.02
0.03
0.04
0.05
0.06
0.07
0.08
0.09
$\frac{M\sqrt{TA}}{X_o\,PA}$

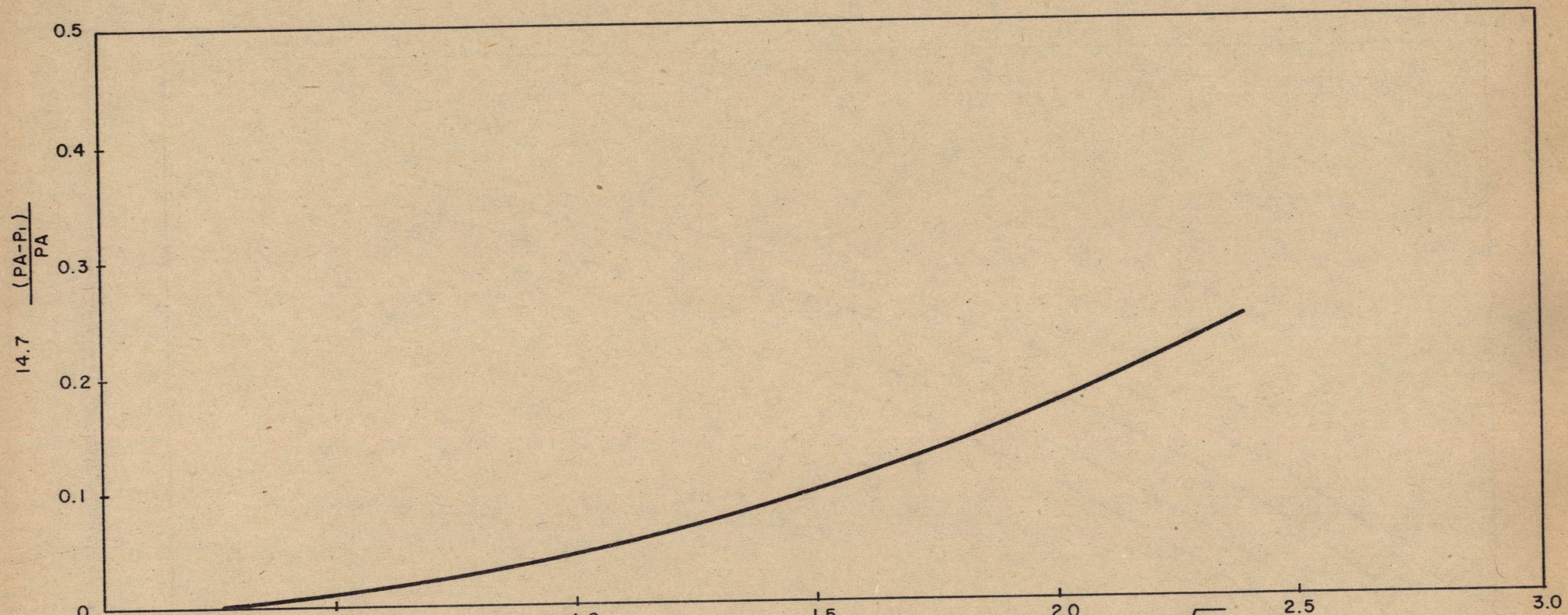
CURVE Nº1 (a)


0
.01
.02
.03
.04
.05
.06
.07
.08
.09
.10
$\frac{(PA-P_o)}{PA}$
$\frac{P_o-P}{PA}$ FROM .01 TO .09
.08
.09
.10
.11
.12
.13
.14
.15
.16
.17
.18
.19
.20
.21
.22
.23
.24
$\frac{M\sqrt{TA}}{X_o\ PA}$
CURVE Nº 1 (b)

181

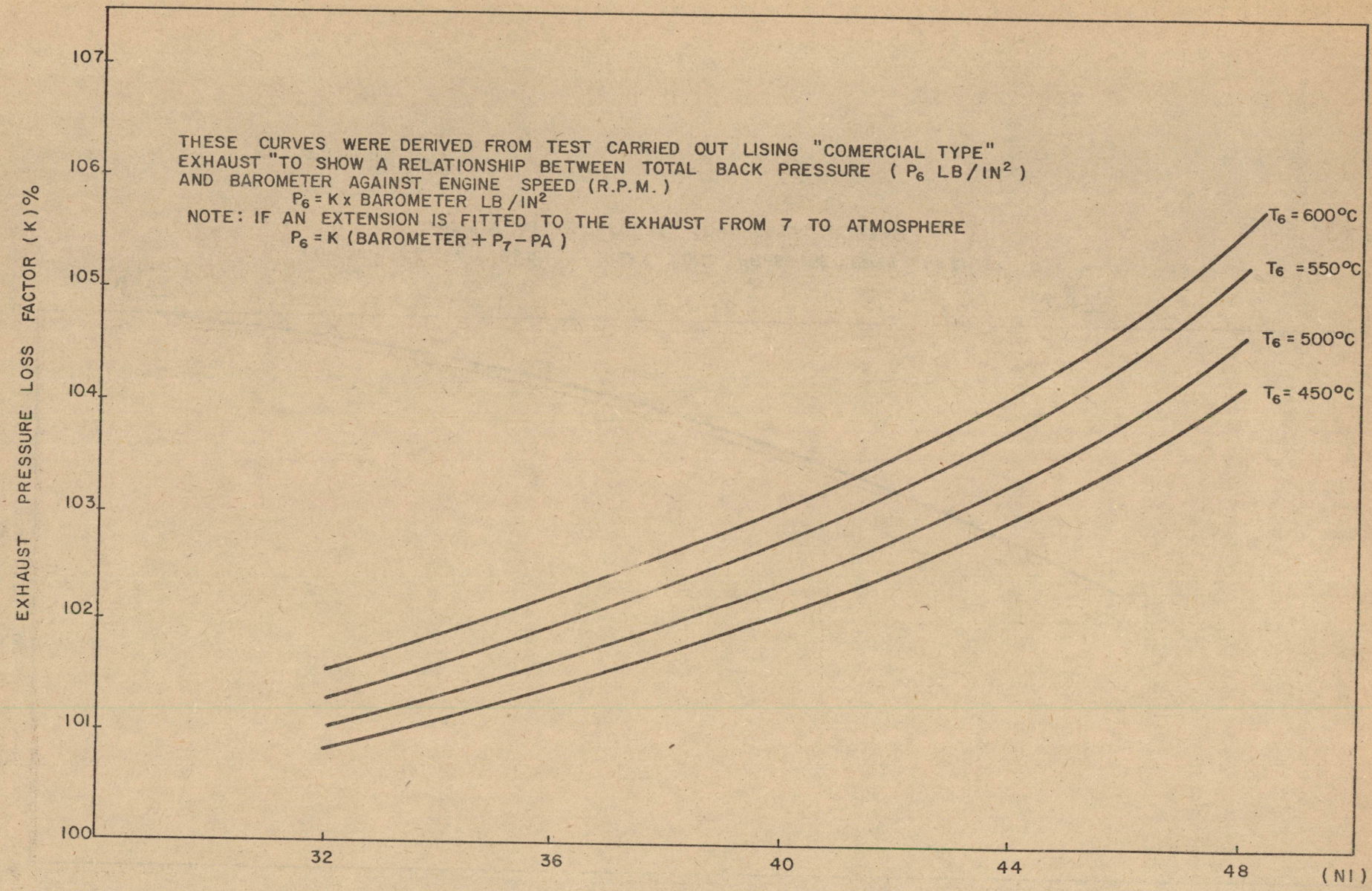

.09
.10
.11
.12
.13
.14
.15
.16
.17
.18
.19
PA - Po / PA
PA−Po / PA FROM 0.09 TO .19
.23
.24
.25
.26
.27
.28
.29
.30
.31
.32
.33
M√TA / Xo PA

CURVE Nº 1 (c)



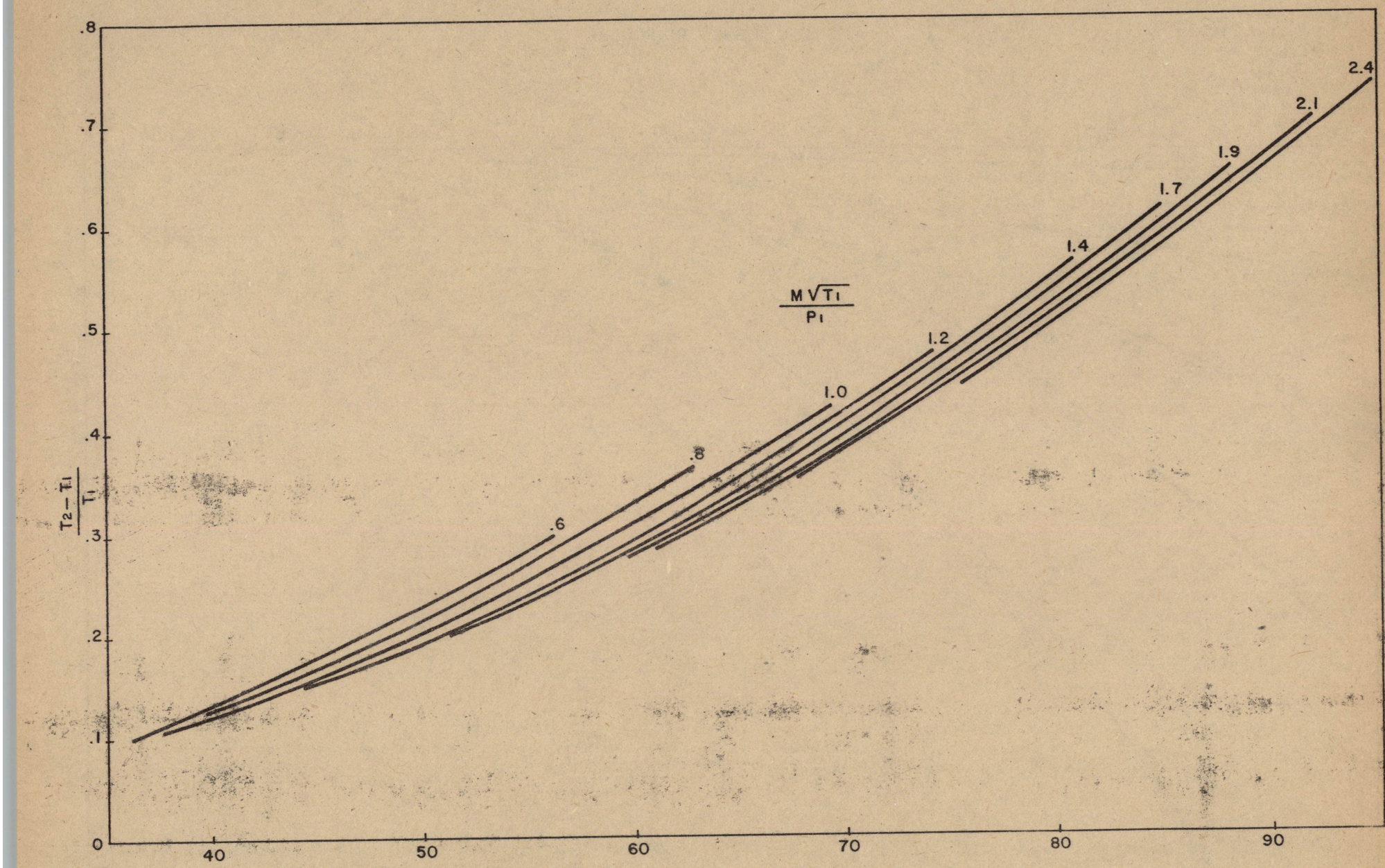
GRAPH OF TWO BRANCH INLET DUCT PRESSURE LOSS AGAINST
(FROM ATMOSPHERE TO COMPRESSOR HOUSING)

CURVE Nº 2



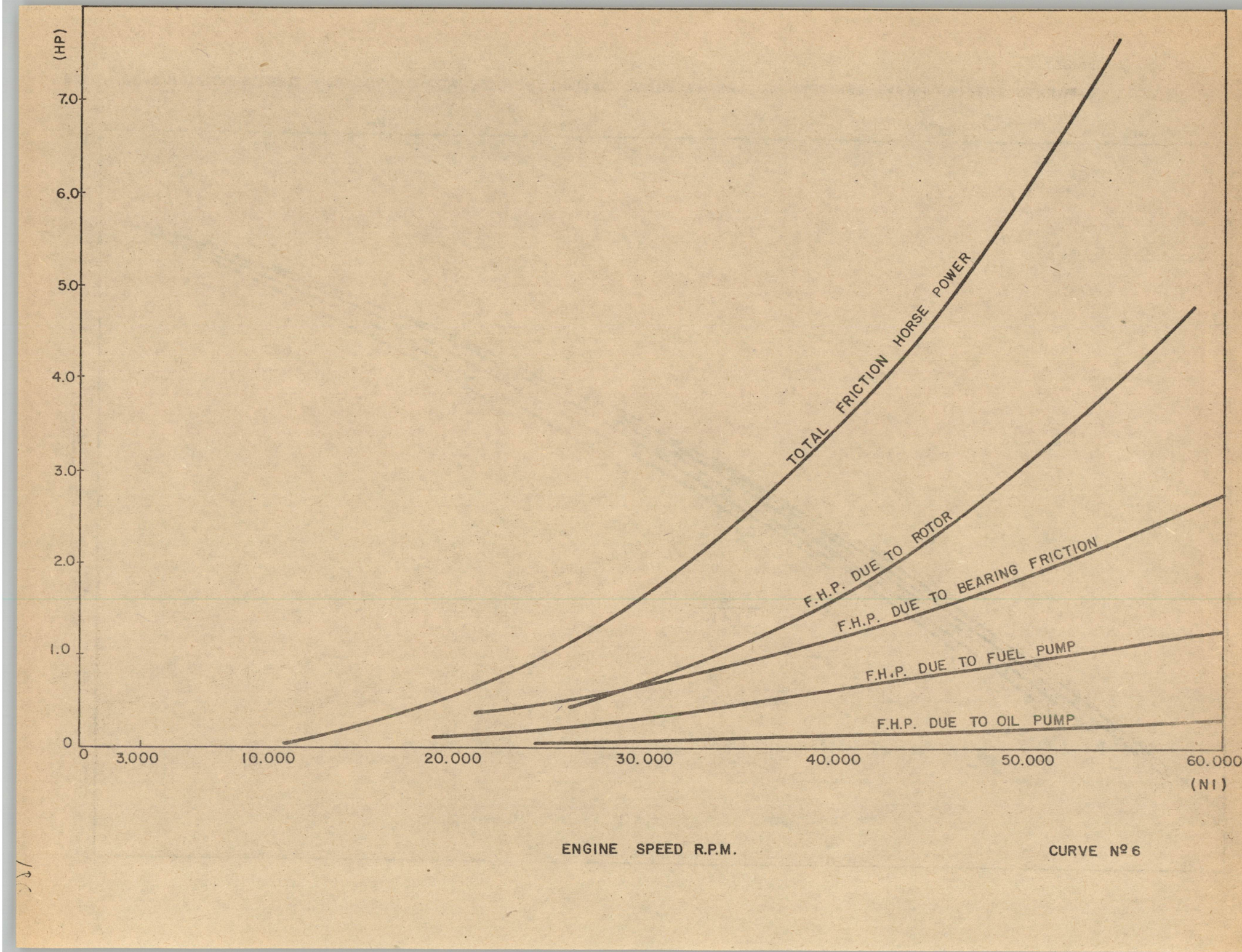
EXHAUST PRESSURE LOSS FACTOR Vs. ENGINE SPEED FOR VARIUS JET PIPE TEMPERATURES (T_6)

CURVE Nº 3



RATIO OF AIR TEMPERATURE RISE DUE TO COMPRESSION: INITIAL TEMPERATURE T_1 AGAINST ENGINE SPEED PARAMETER $U/\sqrt{T_1}$

CURVE Nº 4


(HP)
7.0
6.0
5.0
4.0
3.0
2.0
1.0
0
0
3.000
10.000
20.000
30.000
40.000
50.000
60.000
(N1)
TOTAL FRICTION HORSE POWER
F.H.P. DUE TO ROTOR
F.H.P. DUE TO BEARING FRICTION
F.H.P. DUE TO FUEL PUMP
F.H.P. DUE TO OIL PUMP
ENGINE SPEED R.P.M.
CURVE Nº 6

I N D I C E

P R A C T I C A 6

CICLO DE RANKINE

		PAG.
	OBJETIVO	6.1
6.1	CICLO DE RANKINE	6.1
6.2	INCREMENTO DE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE RANKINE...	6.4
6.3	SUMINISTRO DE VAPOR EN EL LABORATORIO	6.8
6.4	OBTENCION DEL DIAGRAMA TS Y HS	6.9
6.5	CALCULO DE EFICIENCIAS	6.10
6.5.1	Eficiencias del cilo teórico	6.14
6.5.2	Eficiencia interna de la turbina	6.14
6.5.3	Eficiencia mecánica de la turbina	6.15
6.5.4	Eficiencia de la máquina	6.15
6.5.5	Eficiencia térmica	6.15
6.5.6	Eficiencia de la caldera	6.16
6.5.7	Eficiencia de planta o total	6.16
6.6	LINEA WILLIAN	6.16
	BIBLIOGRAFIA	6.19

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 6

CICLO DE RANKINE

OBJETIVO

Estudio del ciclo ideal de Rankine, y sus modificaciones. Cálculo de eficiencias; obtención de la línea Willan. Representación del ciclo en los diágramas T-S y H-S.

6.1 CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine es usado para expresar el comportamiento ideal de una máquina reciprocante de vapor o de una turbina, que operan en conjunto con otro equipo y forman lo que se llama una planta de vapor.

Para esta práctica, la máquina de vapor será una turbina, y como equipo adicional se tienen una caldera, un condensador y una bomba de agua de alimentación.

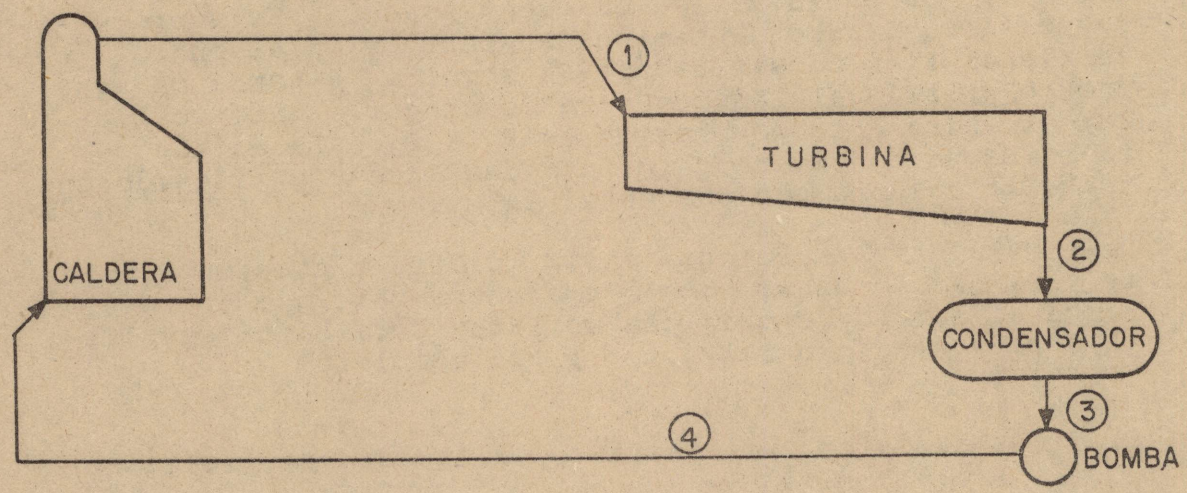


Fig. 6.1

Esquema Físico del Ciclo de Rankine

El ciclo de Rankine se puede representar en los diagramas Presión-Volumen y Temperatura-Entropía, como se muestra - en las Figuras 6.2 y 6.3 respectivamente.

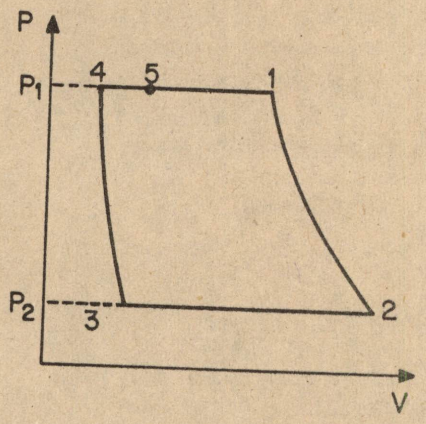


Fig. 6.2 Diagrama P-V

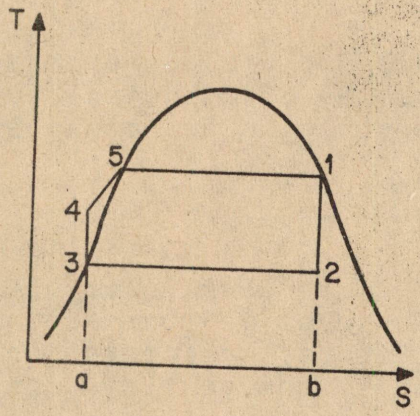


Fig. 6.3 Diagrama T-S

Considérese un kilogramo de vapor que entra a una turbina a una presión P_1 en el punto 1 (después de la caldera), con una entalpía total h_1. Dentro de la turbina se realiza una expansión adiabática (S=cte). de 1 a 2

En el punto 2, el vapor empieza a condensarse hasta llegar a 3, que es la salida del condensador. Este proceso se lleva a cabo a presión constante y en el punto 3 se tienen líquido saturado. En seguida la bomba de agua ejerce presión al líquido para descargarlo en la caldera; el incremento de presión es P_3 a P_4. La acción de la bomba se considera también adiabática y el líquido entra a la caldera con una entalpía h_4.

La entalpía se incrementa en la caldera a presión constante y el fluido nuevamente llega a ser saturado en 5. Sigue el cambio de entalpía en la caldera hasta que llega a h_1 y el ciclo 1,2,3,4,5,1, se completa.

Si Q_s es el calor suministrado por la caldera, se tiene:

$$Q_s = h_1 - h_4 \text{ ---------6.1}$$

donde:

h_1 - entalpía del vapor saliendo de la caldera en Kj/Kg

h_4 - entalpía del agua entrando a la caldera en Kj/Kg

Q_s está representado en el diagrama T-S como el área 4,5,1,b,a.

Si Q_r es el calor rechazado en el condensador, que en el diagrama T-S está representado como el área 2,b,a, 3, se tiene:

$$Q_r = h_2 - h_3 \text{ ----------6.2}$$

donde:

h_2 - entalpía del vapor saliendo de la turbina en Kj/Kg
h_3 - entalpía del líquido saturado saliendo del condensador en Kj/Kg

El trabajo neto del ciclo es:

$$Q_s - Q_r = (h_1 - h_4) - (h_2 - h_3) \text{ ---------6.3}$$

que se puede escribir

$$Q_s - Q_r = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \text{ ---------6.4}$$

La eficiencia del ciclo ideal de Rankine es:

$$\eta_c = \frac{Q_s - Q_r}{Q_s} \times 100 \text{ ----------6.5}$$

sustituyendo

$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \times 100$$

$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)} \times 100 \text{ -------6.6}$$

El trabajo desarrollado por la bomba en Kj por Kg vale:

$$\tau_b = h_4 - h_3 \text{ ----------6.7}$$

substituyendo 6.7 en 6.6 se tiene:

$$\eta_c = \frac{(h_1 - h_2) - \tau}{(h_1 - h_3) - \tau} \times 100 \text{ ---------6.8}$$

Si se considera el fluido en 3 con volumen específico Vf_3, incompresible y la descarga de la bomba a una presión P_1

$$\tau_b = (P_1 - P_2)\ Vf_3 \text{ ----------6.9}$$

donde P_1 y P_2 esta en K Pa

Vf_3 en m^3/Kg

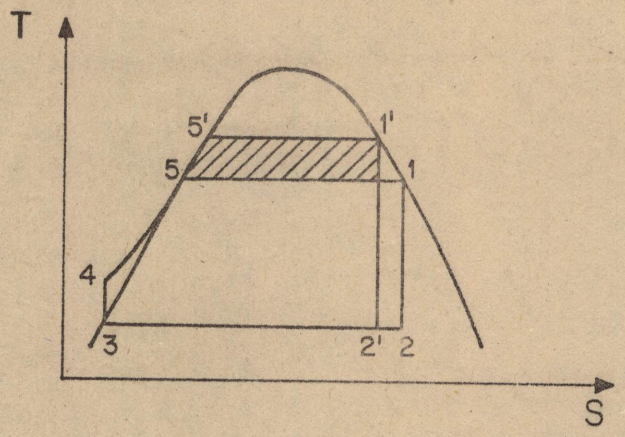
En sistemas pequeños suele despreciarse el trabajo de la bomba $\tau_{b'}$ y queda.

$$\eta_c = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \times 100 \text{ ---------6.10}$$

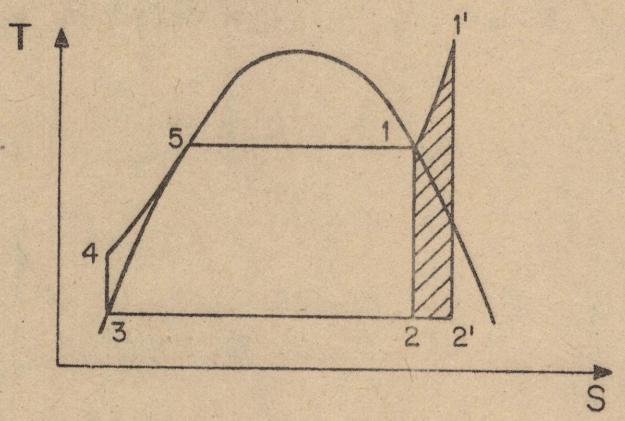
6.2 INCREMENTO DE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE RANKINE

En la figuras 6.2 y 6.3 puede apreciarse que la energía disponible en un ciclo de Rankine queda representado por el área encerrada dentro de la curva 1,2,3,4,5,1 y la eficiencia es la relación de esta área al área total bajo la curva.

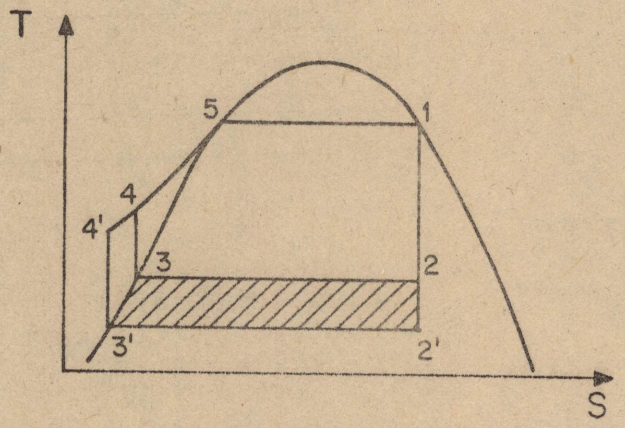
La energía disponible del ciclo puede ser incrementada de las siguientes maneras:



Incremento de la presión



Sobrecalentamiento del vapor

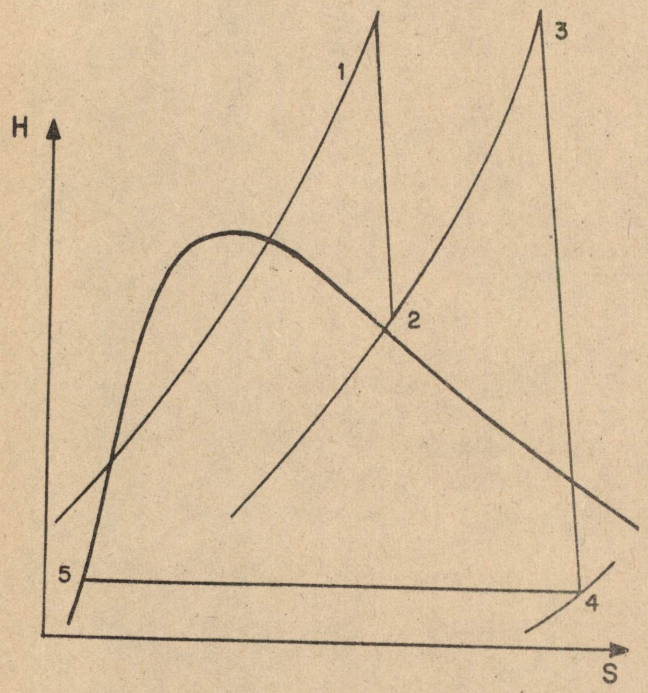


Disminución de la presión de condensación

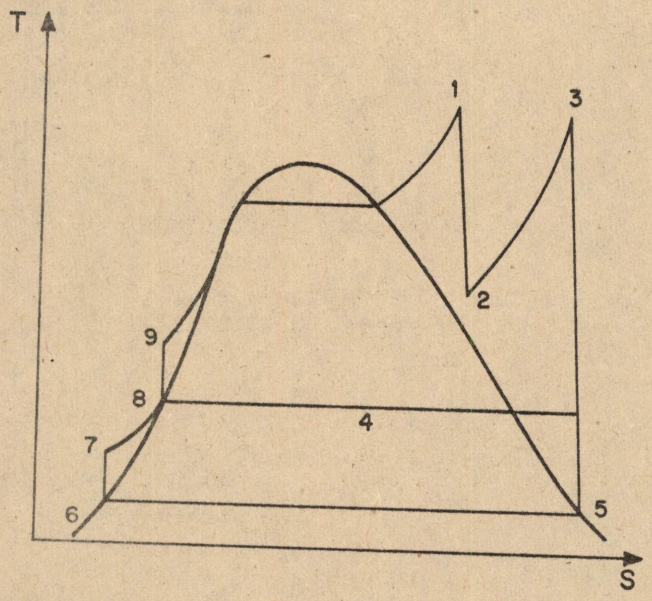
Figura 6.4

1.- Incrementando la presión del vapor a la salida de la caldera (fig.6.4)
2.- Sobrecalentando el vapor que sale de la caldera (fig.6.4)
3.- Disminuyendo la presión del vapor que sale de la turbina (fig. 6.4)
4.- Recalentando el vapor que sale de los primeros pasos de la turbina y volviendo a introducirlo en los pasos restantes (Ver fig. 6.5)
5.- Usando un ciclo regenerativo para precalentar el agua de alimentación a la caldera. (fig.6.6)

Actualmente, el ciclo Rankine es el sistema térmico de más alta eficiencia (alrededor de 37.5%) y su uso más común es en las centrales termoeléctricas, en donde se usa el ciclo con recalentamiento y regenerativo.
En nuestro país se genera el 65% aproximadamente de energía eléctrica en plantas de este tipo, con capacidades que llegan hasta 350 MW por unidad.



Ciclo con recalentamiento
Fig. 6.5



Ciclo regenerativo
con recalentamiento
Fig. 6.6

En la figura 6.7 se muestra un ciclo típico de una unidad de 300 MW de una central termoeléctrica.

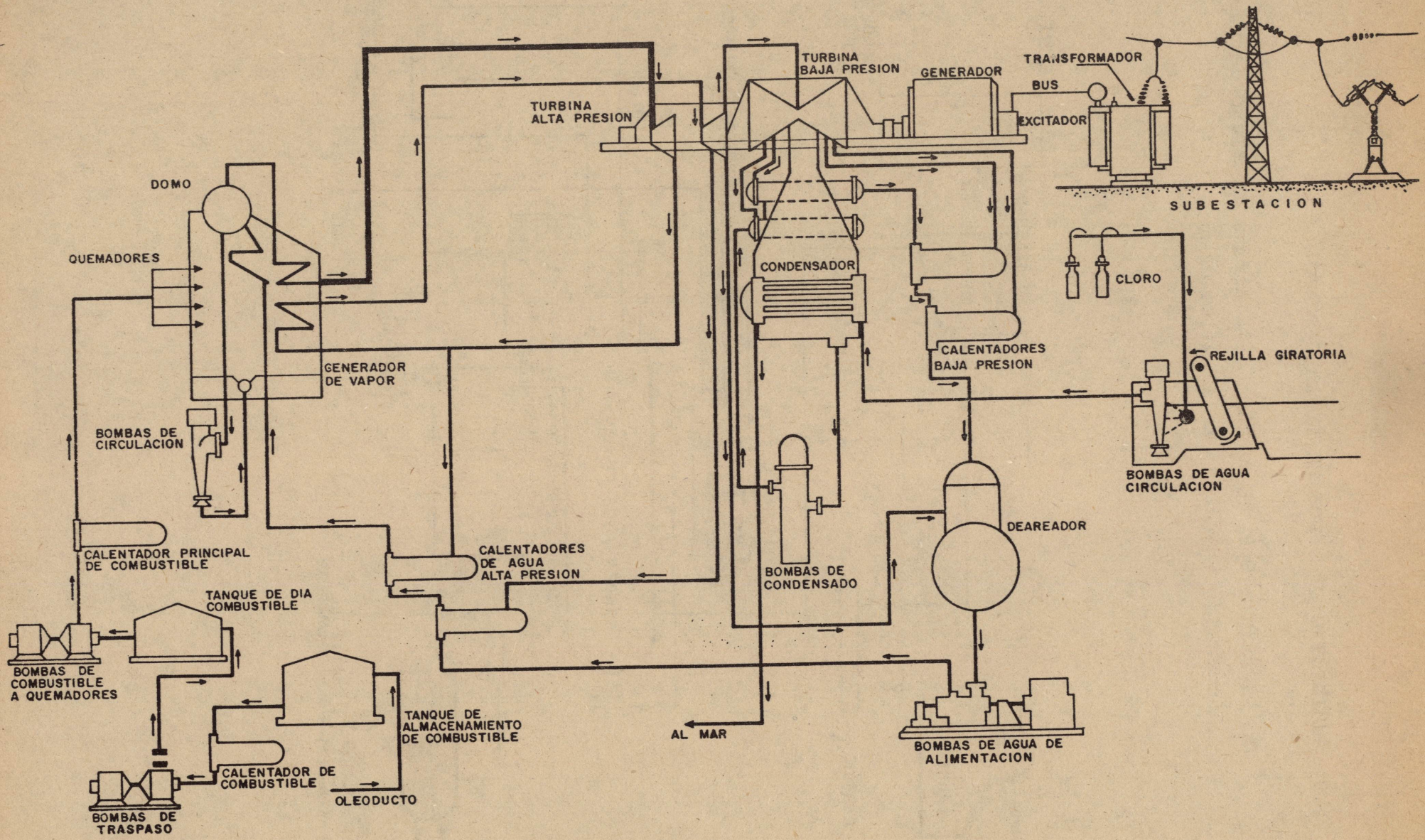


FIGURA No. 6.7.- DIAGRAMA DEL CICLO AGUA VAPOR DE UNA CENTRAL TERMOELECTRICA DE 350 MW DE CAPACIDAD.

6.3 SUMINISTRO DE VAPOR EN EL LABORATORIO

En la figura 6.8 se muestra el diagrama de flujo de vapor y condensado instalado en el laboratorio.

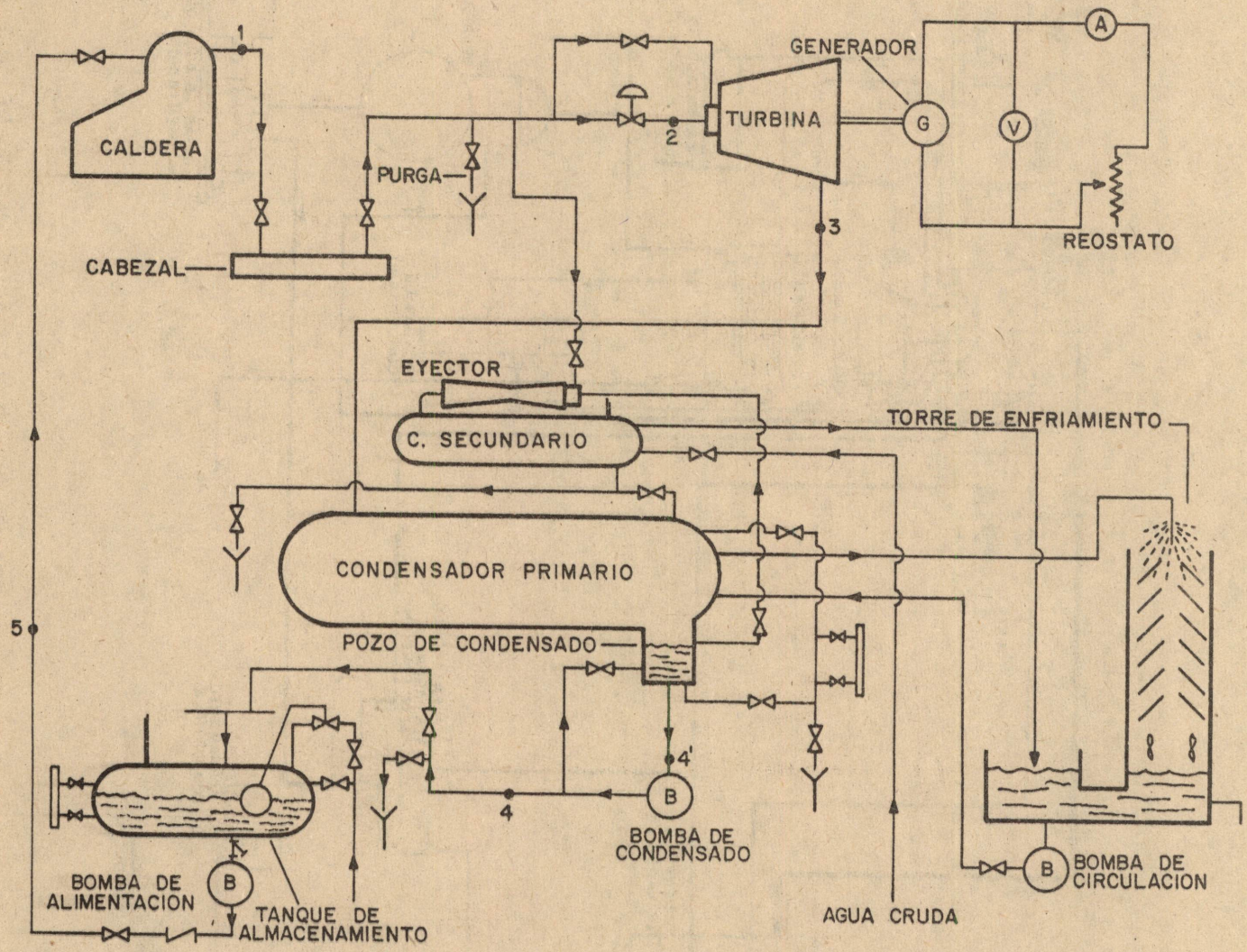


Figura 6.8

La turbina es marca Westinghouse acoplada directamente a un generador de corriente continua con devanado compound de una capacidad de 10 kW. Es de simple impulso con un sólo rodete y con inversión del escape, para que el vapor que sale del rodete, previa inversión del sentido de su velocidad por unas guías, pase nuevamente entre los álabes y transmita una cantidad adicional de energía al eje, figura 6.9.

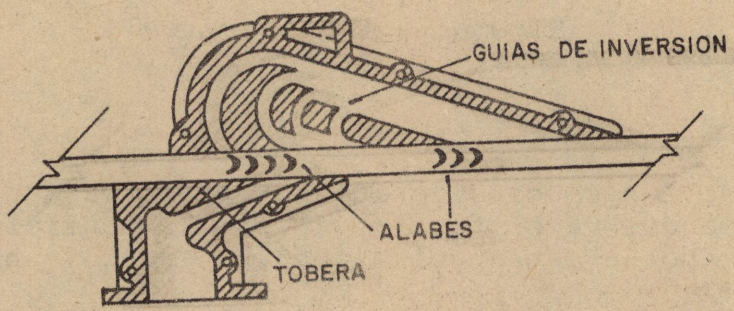


Figura 6.9 Turbina Westinghouse

6.4 OBTENCION DEL DIAGRAMA TS Y HS

La figura 6.10 muestra en el diagrama TS y HS el ciclo típico que se obtiene durante una prueba hecha en el laboratorio. Para construir el ciclo real de una prueba en el laboratorio, se requiere determinar los estados 1, 2, 3, 4, 4', 5 y 5'.

Estado 1

Como se trata de vapor saturado y húmedo para calcular h_1 se requiere conocer la presión (o temperatura) y la calidad X del vapor.

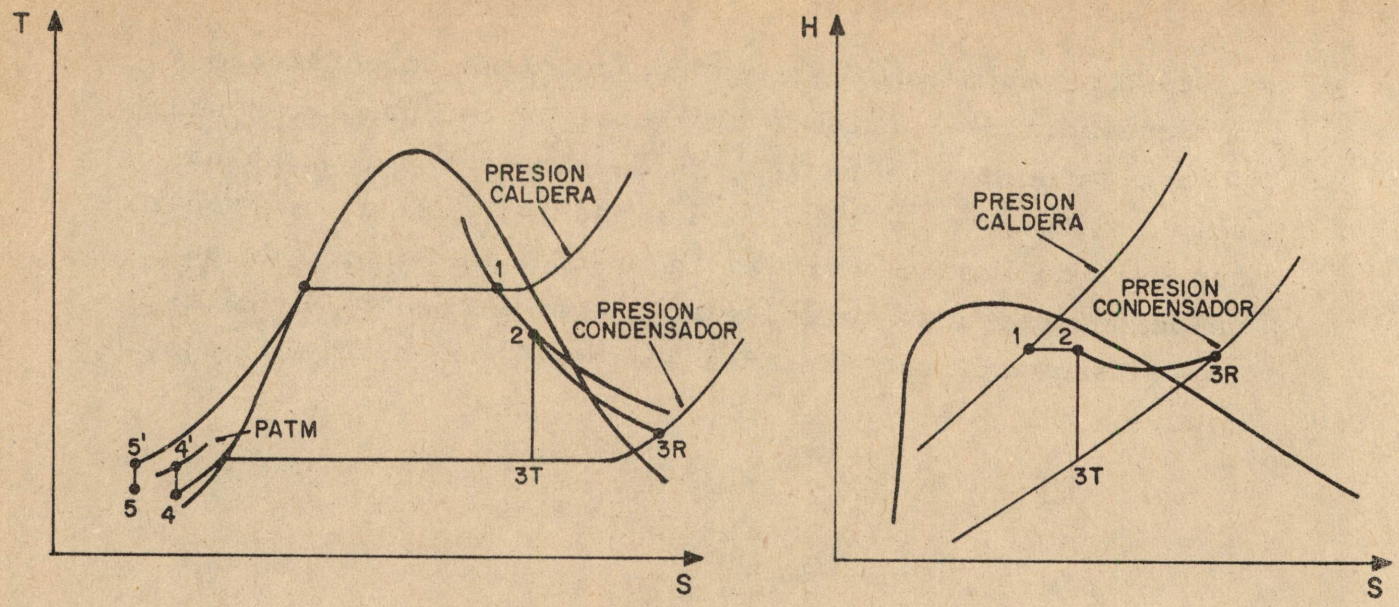


Figura 6.10 Ciclo real

Estado 2

El proceso 1-2 se considera isentálpico ya que corresponde al paso del vapor por la válvula de control donde se lleva a cabo un estrangulamiento, o sea $h_1 = h_2$.

Estados 3T y 3R

De 2 a 3 es el paso del vapor a través de la turbina, el proceso teoricamente es isentrópico o sea que $S_2 = S_{3T}$ y la entalpía 3T se encuentra con S_{3T} y la presión del condensador. El proceso real es el indicado en la figura de 2 a 3R y la entalpía del punto 3R se obtiene en este caso en que se trata de vapor sobrecalentado con la presión del condensador y la temperatura del vapor saliendo de la turbina.

Estado 4

El proceso de condensación en el condensador se lleva a cabo a presión y temperatura constante desde 3R hasta donde el líquido es saturado, en seguida viene un subenfriamiento hasta 4'. El punto 4 puede determinarse con la presión del condensador y la temperatura del líquido al salir del condensador T_4.

Estado 4'

De 4 a 4' se incrementa la presión con la bomba de condensados, el correspondiente incremento de energía es muy pequeño y el punto 4' se determina con la presión atmosférica y la temperatura del líquido T_4'.
La bomba de condensados envía el agua al tanque de agua tratada (fig.6.8), donde a su vez la bomba de alimentación la lleva a la caldera.

Estado 5

El tanque de agua tratada está a la presión atmosférica y aquí se presenta una disminución de la temperatura de 4' a 5. El punto 5 se determina con la presión atmosférica y la temperatura T_5.

Estado 5'

De 5 a 5' se incrementa la presión desde la presión del tanque hasta la presión de la caldera P_1.
El incremento de energía es también muy pequeño. El punto 5' se determina con la presión de la caldera y la temperatura del líquido al salir de la bomba T_5' que es muy similar a T_5.

Una vez representados los diagramas, se pueden leer las propiedades como entalpía, entropía, volumen específico, calidad, etc.; aunque en los diagramas T-S y H-S es prácticamente imposible diferenciar el estado 4 del estado 4' y el 5 del 5'.
Cuando se requiere de mayor precisión se deben usar las tablas de propiedades termodinámicas del vapor de agua, y las entalpías se calculan de la siguiente manera:

h_1 - Con P_1 o T_1 se entra a tablas de vapor saturado y se lee h_{f1} y h_{fg1} y con la calidad del vapor se tiene:

$$h_1 = h_{f1} + X\, h_{fg1}$$

h_2 - debido a que la estrangulación del vapor en la válvula de control se considera isentálpica, se tiene:

$$h_2 = h_1$$

h_{3R} - Con T_{3R} y P_3 se entra a tablas de vapor sobrecalentado encontrándose directamente el valor de h_{3R}.
Cuando el estado 3R es vapor saturado y húmedo se requiere de otro parámetro para encontrar h_{3R}' como sería la eficiencia interna de la turbina o bién la calidad real del vapor que en la práctica es difícil de determinar.

h_{3T} - Con P_3 se entra a tablas de vapor saturado y se encuentra h_{f3T}, h_{fg3T}, S_{fg3T}, y S_{fg3T}; además como la expansión teórica en la turbina es un proceso adiabático reversible (isentrópico), entonces:

$$S_2 = S_{3T} = S_{f3T} + X_{3T} \; S_{fg3T}$$

de donde, la calidad del vapor a la salida de la turbina del proceso teórico será:

$$X_{3T} = \frac{S_2 - S_{fg3T}}{S_{fg3T}}$$

para encontrar el valor de S_2 hay que entrar a las tablas de vapor saturado con P_2 y buscar el valor de h_{g2}; si h_{g2} es menor que h_1, entonces se trata de vapor sobrecalentado y el valor de S_2 se buscará en las tablas con P_2 y h_2.

Si h_{g2} es igual que h_1, se tratará de vapor saturado y seco y el valor de S_2 sería igual a S_g.

Por último, si h_{g2} es mayor que h_1, será vapor en la zona de vaporización y habrá que calcular su calidad de la siguiente manera:

$$h_1 = h_2 = h_{f2} + X_2 \; h_{fg2}$$

$$X_2 = \frac{h_2 - h_{f2}}{h_{fg2}}$$

y

$$S_2 = S_{f2} + X_2 \, S_{fg2}$$

finalmente, el valor de h_{3T} será:

$$h_{3T} = h_{f3T} + X_{3T} \, h_{fg3T}$$

h_4 - en tablas de líquido sub-enfriado con P_4 y T_4, o bien, se obtiene con bastante aproximación de la siguiente manera:

$$h_4 = CP(T_4 - T_R)$$

donde:

$$CP = 4.186 \left[\frac{kJ}{kg\ K} = \frac{kJ}{kg°C} \right]$$

T_4 = temperatura del líquido a la salida del condensador en °C

T_R = temperatura de referencia; 0°C si T_4 está en °C, o 273 K si T_4 está en K.

h_4' - en tablas de líquido sub-enfriado entrando con la P_4' y con T_4'; o bien:

$$h_4' = CP\ (T_4' - T_R)$$

donde:

T_4' = temperatura del líquido a la salida de la bomba de condensados

h_5 - En tablas de líquido sub-enfriado entrando con la presión 5 y la temperatura del líquido en el tanque de almacenamiento de condensador (T_5); o bien:

$$h_5 = CP\ (T_5 - T_R)$$

h_5' - De la misma manera que h_5 ya que $h_5' \doteq h_5$

6.5 CALCULO DE EFICIENCIAS

6.5.1 EFICIENCIAS DEL CICLO TEORICO

De la figura 6.10 puede verse que la eficiencia del Ciclo de Rankine para el caso de esta práctica es:

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_{3T}}{h_2 - h_5} \times 100$$

6.5.2 EFICIENCIA INTERNA DE LA TURBINA

Si se considera a la eficiencia interna como la relación entre la energía interna ($h_2 - h_{3R}$) obtenida en la turbina y la energía suministrada a la misma, se tendrá:

$$\eta_i = \frac{h_2 - h_{3R}}{h_2 - h_{3T}} \times 100$$

6.5.3 EFICIENCIA MECANICA DE LA TURBINA

Es la relación entre el trabajo neto obtenido en la flecha y la energía interna obtenida en la turbina:

$$\eta_{mec} = \frac{Wn}{h_2 - h_{3R}} \times 100$$

Para propósitos de esta práctica, la eficiencia mecánica se expresará como:

$$\eta_{mec} = \frac{VI}{M\ (h_2 - h_{3R})} \times 100$$

en donde:

M - Gasto de vapor (Kg/seg)

V - Voltaje (KV)

I - Intensidad (Amperes)

6.5.4 EFICIENCIA DE LA MAQUINA

Es la relación entre el trabajo neto obtenido en la flecha y la energía suministrada a la turbina. Puede expresarse en términos del producto de las eficiencias interna y mecánica:

$$\eta_m = \eta_i \times \eta_{mec} = \frac{h_2 - h_{3R}}{h_2 - h_{3T}} \times \frac{VI}{M\ (h_2 - h_{3R})} = \frac{VI}{M\ (h_2 - h_{3T})}$$

6.5.5 EFICIENCIA TERMICA

La eficiencia térmica es la relación entre la energía interna de la turbina y la energía entregada por el ciclo.

$$\eta_t = \frac{h_2 - h_{3R}}{h_2 - h_5} \times 100$$

6.5.6 EFICIENCIA DE LA CALDERA

La efiencia de la caldera es la relación entre la energía proporcionada por la caldera y la energía liberada por el combustible.
Sea G x PC la energía liberada por el combustible donde:

G - Gasto de combustible en Kg/h

PC - Poder calorífico en Kj/Kg

y $h_2 - h_5$ - energía proporcionada por la caldera

$$\eta_{cal} = \frac{h_2 - h_5}{G \times PC} \times 100$$

6.5.7 EFICIENCIA DE PLANTA O TOTAL

La relación entre el trabajo netro entregado y la energía liberada por el combustible se llama eficiencia de Planta o total

$$\eta_p = \frac{h_2 - h_{3T}}{h_2 - h_5} \times \frac{h_2 - h_{3R}}{h_2 - h_{3T}} \times \frac{Wn}{h_2 - h_{3R}} \times \frac{h_2 - h_5}{G \times PC} = \frac{Wn}{G \times PC}$$

6.6 LINEA WILLAN

La figura 6.11 muestra una gráfica de gasto de vapor (kg/hr) contra potencia (KW), de la turbina. Cuando se conserva una velocidad constante en la turbina, la curva resultante, conocidad como Línea Willan, es casi una línea recta entre el punto A (sin carga) y el punto B (máxima eficiencia con carga).

La porción BC de la Línea Willan representa el incremento del flujo de vapor para cargas mayores a la de máxima eficiencia.

La pendiente aumenta después del punto B debido a que el aumento de potencia útil se logra mediante la circulación del vapor, a altas presiones, a los pasos de baja presión. Los conductos en los pasos de baja presión no están diseñados para altas temperaturas del vapor y por consiguiente ocurre una marcada caída en la eficiencia, seguida en este caso por un incremento del flujo de vapor.

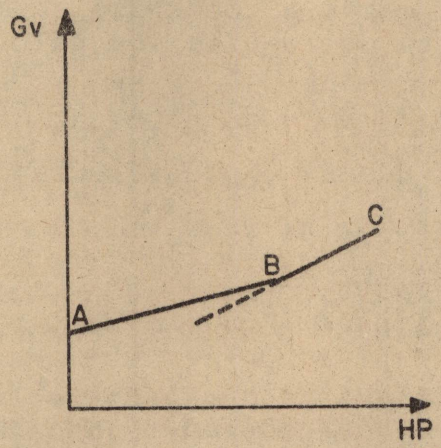


Figura 6.11 Línea Willan

Si se opera una turbina a diferentes velocidades (N_1, N_2, N_3,...), para cada velocidad (RPM) se obtendrá una línea Willan. (Fig. 6.12)

La línea de menor pendiente representará un gasto menor y una potencia máxima; ésta será pues, la óptima velocidad de operación.

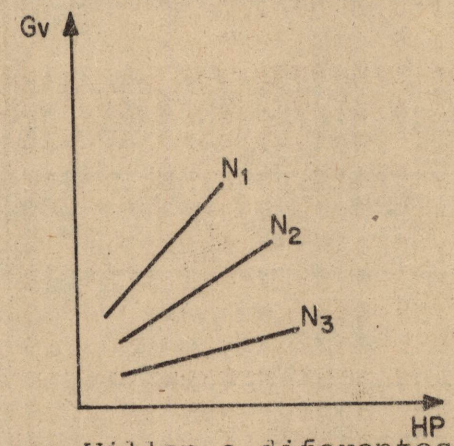


Figura 6.12 Líneas Willan a diferentes velocidades

En esta práctica se obtendrá la Línea Willan operando la turbina a una velocidad constante de 3 500 rpm.

La potencia en HP, valdrá:

$$P = \frac{V \times I}{1000} \times 1.34$$

donde V es el voltaje en volts e I la corriente en amperes.

El reporte de esta práctica contendrá además de la describ ción y funcionamiento del equipo, los cálculos de eficiencia total, la línea Willan a 3500 rpm y una copia de un diagrama T-S, representando el ciclo obtenido.

El equipo adicional que se empleará será:

1 termómetro de 150°C
1 termómetro de 100°C
1 tacómetro
1 cronómetro

Se medirá la temperatura a la salida de la turbina (termómetro de 150°C) y la temperatura después de la bomba de condensado (termómetro de 100°C); las presiones, de la caldera, después de la válvula de control y en el condensador.

El gasto de vapor será equivalente al condensado que se obtenga y éste se podrá medir con cronómetro y cubeta. Con el tacómetro se vigilará la velocidad de la turbina.

A continuación se presenta una tabla de datos a tomar en la realización de la práctica:

LECTURA	V	I	MASA DE COND	TIEMPO	PCALD	P2	P3	T3	T4	T5
	VOLTS	AMPERES	KG	SEG	KG/CM^2	KG/CM^2	CM DE HG	°C	°C	°C
1										
2										
3										
4										
5										

B I B L I O G R A F I A

M DAVID BURGHARDT — INGENIERIA TERMODINAMICA
SEGUNDA EDICION
EDITORIAL HARLA
MEXICO, 1984

KENNETH WARK — TERMODINAMICA

I N D I C E

P R A C T I C A 7

TURBINA DE VAPOR

		PAG.
	OBJETIVOS	7.1
7.1	GENERALIDADES	7.1
7.2	PRINCIPIO DE LA TURBINA DE VAPOR	7.2
7.3	COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS	7.5
7.3.1	Generalidades.....	7.5
7.3.2.	Curvas o líneas de expansión de una turbina (Curvas o líneas de comportamiento).....	7.5
7.4	CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR	7.8
7.4.1	Turbina de Impulso de un sólo paso.....	7.8
7.4.2	Turbina de Impulso. Pasos de velocidad (Curtis)....	7.8
7.4.3	Turbina de Impulso. Pasos de presión (Rateu).....	7.9
7.4.4	Turbinas de reacción (Parsons).....	7.9
7.4.5	Turbinas de varios pasos ó escalonadas (Turbinas de impulso).....	7.10
7.5	LA TURBINA BELLIS & MORCOM.....	7.11
7.5.1	Generalidades.....	7.11
7.5.2	Equipos auxiliares de la turbina.....	7.13
7.5.2.1	Condesador.....	7.13
7.5.2.2	Bomba de Vacío.....	7.13
7.5.2.3	Bomba de Circulación de Agua.....	7.13
7.5.2.4	Torre de infriamiento.....	7.13
7.6	DIAGRAMA DE FLUJO.....	7.13

PAG.

7.7 LINEAS WILLIAM (GASTO DE VAPOR - POTENCIA EFECTIVA) 7.14

7.8 PERDIDAS DE ENERGIA 7.18

7.8.1 Clasificación de las perdidas 7.18

7.8.1.1 Pérdidas internas 7.18

7.8.1.2 Pérdidas externas 7.19

7.8.2 Eficiencia interna de una turbina 7.20

7.8.3 Eficiencia mecánica de una turbina 7.20

7.9 ESTUDIO DEL CONDENSADOR 7.21

BIBLIOGRAFIA 7.26

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 7

TURBINA DE VAPOR

Objetivos de esta práctica:

I) Introducir al alumno al campo de las turbinas de vapor estudiando sus partes fundamentales y los principios termodinámicos que las rigen.

II) Analizar el comportamiento de una turbina bajo diferentes condiciones de carga graficando sus curvas características y calculando sus eficiencias.

III) Estudio del condensador como equipo auxiliar principal.

7.1. GENERALIDADES

Fue a principios de este siglo cuando la turbina de vapor empezó a tener uso comercial y a estas fechas es evidente que la turbina ha sustituído a la máquina de vapor en innumerables aplicaciones y principalmente en la generación de energía eléctrica.

Por los años de 1884-1889 De Laval construyó pequeñas turbinas que trabajaban a grandes velocidades, de 1 HP a 100 HP y desde 1 000 rpm. hasta 6 000 rpm.

El inglés C.A. Pearson y el abogado norteamericano C.G. Curtis desarrollaron las turbinas de reacción e impulso respectivamente, el primero patentó todos sus diseños mientras que Curtis vendió los suyos a la General Electric Co.

Inicialmente se desarrollaron las turbinas de eje vertical por abarcar menos espacio pero posteriormente las turbinas horizontales son las que predominan universalmente.

En 1903 se construyó y puso en servicio una máquina de 5000 KW; en 1910 una de 12000 KW (en Estados Unidos). En 1914 se instaló una maquina de 20 000 KW aún vertical. En 1930 la General Electric y Westinghouse construyeron máquinas de 50 000 KW; para 1948 se tenían turbinas de 208 000 KW y en 1950 de 360 000 KW. Hoy en día se construyen máquinas de más de 1 000 000 de KW.

7.2. PRINCIPIO DE LA TURBINA DE VAPOR

En las turbinas de vapor existe una doble transformación de energía; el calor es primero transformado en energía cinética debido a la expansión habida en las toberas, después la energía cinética es transformada en trabajo en las aspas del rotor.

En la fig.7.1. puede verse con claridad como se aprovecha la energía interna del vapor a presión para crear fuerzas de trabajo.

El esquema (a) de la figura muestra un pistón de una máquina reciprocante; el vapor ejerce una presión igual en las paredes del cilindro y en el pistón. Al desplazarse el émbolo el vapor realiza un trabajo, utilizando parte de su energía interna para hacerlo. El vapor se enfría cuando la presión cae.

Similarmente en el esquema (b) el vapor ejerce una presión igual sobre las paredes, pero escapa a través de una tobera formando un chorro (jet) de alta velocidad.

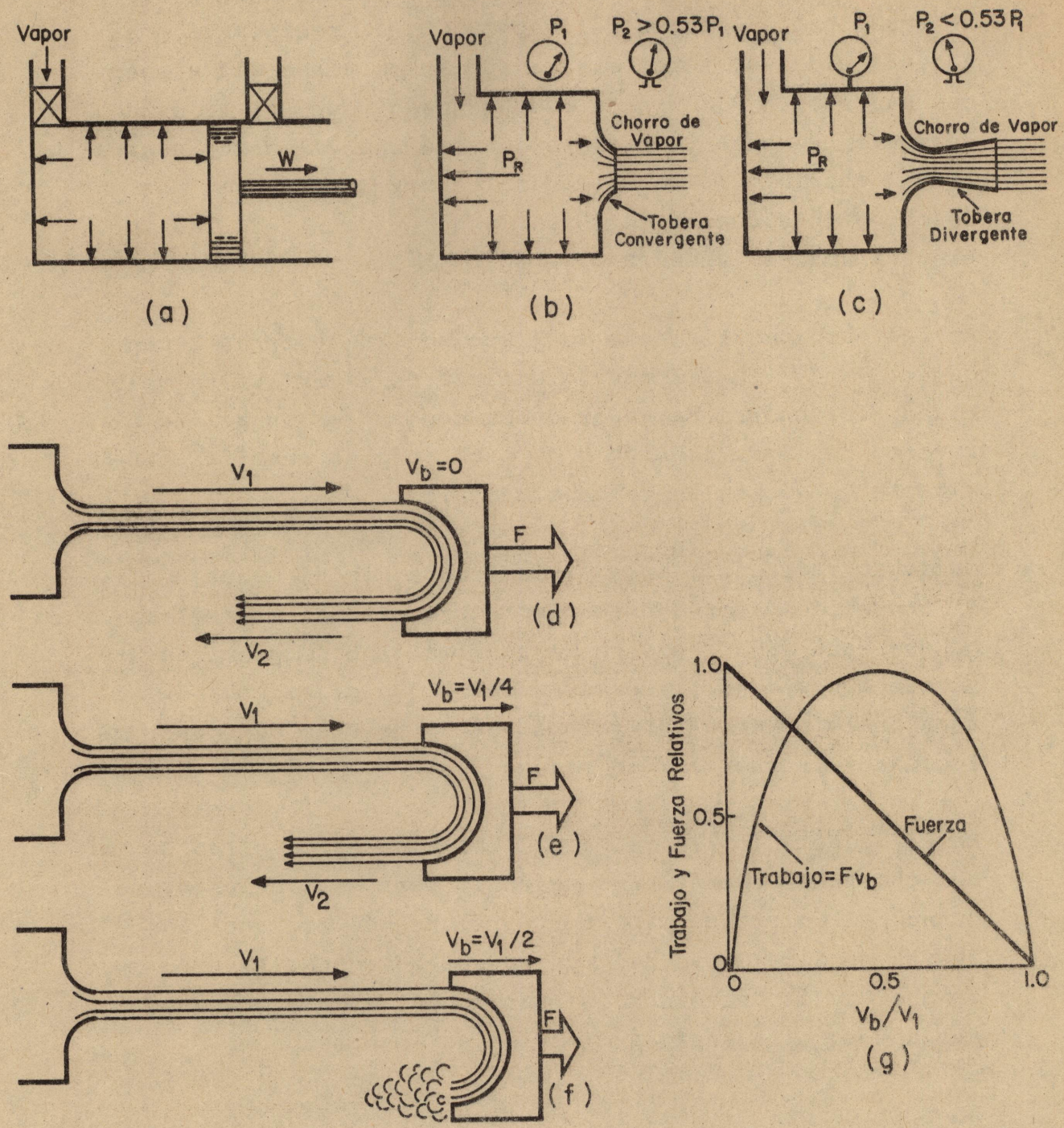

Vapor
W
(a)
Vapor
P1
P2 > 0.53 P1
Chorro de Vapor
PR
Tobera Convergente
(b)
Vapor
P1
P2 < 0.53 P1
Chorro de Vapor
PR
Tobera Divergente
(c)
V1
Vb = 0
F
(d)
V2
Vb = V1/4
V1
F
(e)
V2
Vb = V1/2
V1
F
(f)
1.0
0.5
0
Trabajo y Fuerza Relativos
Fuerza
Trabajo = Fvb
0
0.5
1.0
Vb/V1
(g)

Figura. 7.1

La presión de reacción P_R en la pared opuesta al chorro no equilibra el escape del vapor. Si el recipiente o caja está fijo, el vapor sale a su máxima velocidad y ejerce una presión P_1 durante todo su paso, pero si la caja se mueve, P_R hace un trabajo dándole una velocidad contraria al chorro y la velocidad del chorro disminuye. La descripción anterior corresponde al principio de las turbinas llamadas "Reacción".

En las turbinas llamadas de "Impulso" las toberas hacen que el vapor fluya formando chorros de vapor a alta velocidad. El chorro de vapor choca contra las aspas que al moverse realizan trabajo y de este modo la energía cinética se convierte en trabajo mecánico.

Haciendo referencia a la misma figura, en el esquema (d), el chorro de vapor ejerce una fuerza máxima sobre el aspa que está fija, pero no se realiza trabajo precisamente porque el aspa no tiene movimiento. En el esquema (e) el aspa puede moverse por lo que el chorro sale con menor velocidad y la fuerza F se reduce.

En el esquema (f) la velocidad del aspa es la mitad de la del chorro al entrar, que según se verá más adelante, es cuando el chorro de vapor proporciona más trabajo; la fuerza será la mitad del máximo que es cuando el aspa no se mueve y la velocidad de salida del chorro es cero, o sea que toda la energía cinética se absorbe.

La gráfica del esquema (g) muestra las variaciones de la fuerza con respecto a la velocidad del aspa.

7.3. COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS

7.3.1 GENERALIDADES

Como se ha dicho, las turbinas convierten la energía interna del vapor en trabajo mecánico (Fig. 7.2). La cantidad de energía que el vapor tiene para ser convertida en trabajo, depende de su presión y su temperatura iniciales y de la manera como éste se expande hasta llegar a su presión de salida de la turbina.

7.3.2 CURVAS O LINEAS DE EXPANSION DE UNA TURBINA (CURVAS O LINEAS DE COMPORTAMIENTO)

La curva que representa la expansión del vapor en el diagrama de Mollier (h-s) se llama "Curva de expansión o de comportamiento" (Fig. 7.3). Teóricamente la curva de expansión es una línea vertical pues se considera un proceso adiabático (s=cte); en realidad este proceso es un politrópico que se asemeja al adiabático pero que prácticamente nunca llega a serlo.

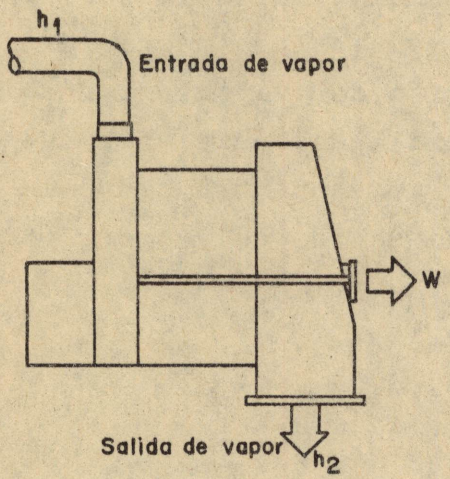


Fig. 7.2

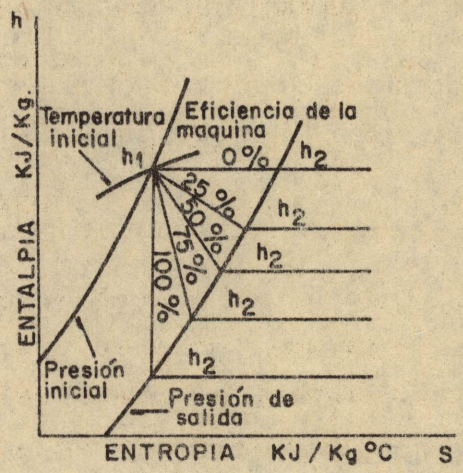


Fig. 7.3

La curva de expansión proporciona las características del vapor conforme se va expansionando dentro de la turbina, y en caso de haber extracciones de vapor la curva proporciona las características de ésta en el punto o puntos de la extracción.

Las curvas de expansión por lo general son el punto de partida de los balances térmicos, de ahí que para hacer el estudio de un ciclo se requieren dichas curvas de la turbina garantizadas por el fabricante y a cargas diferentes.

Las curvas de expansión a menudo se representan en el diagrama de Molliere. En la fig. 7.3 se representan en forma esquemática, curvas de expansión a diferentes eficiencias internas de una turbina. Puede observarse la expansión considerando el proceso ideal o sea cuando ' = 100%, y por otro lado se observan curvas de expansión con eficiencias de 75%, 50%, 25% y finalmente cuando la eficiencia es 0% o sea que $h_1 = h_2$, en donde no se realiza ningún trabajo.

La expansión teórica de una turbina queda representada en el diagrama de Molliere por una línea recta vertical, donde el punto 1 es la condición del vapor entrando a la turbina y el punto 2 representa las condiciones del vapor saliendo de la turbina, y se encuentra donde la entropía corta con la presión de salida del vapor. En estas condiciones:

$$E_1 = h_1 - h_2 \quad \text{Kj/Kg} \qquad 8.1$$

donde:

E_1 = Energía disponible Kj/Kg

h_1 = Entalpía del vapor de entrada a la turbina Kj/Kg

h_2 = Entalpía del vapor saliendo de la turbina Kj/Kg

Una turbina ideal convertiría toda esta energía en trabajo mecánico en la flecha y su eficiencia sería del 100%; en una turbina real nunca se llega a tener tal eficiencia ya que se tiene pérdidas tanto térmicas como mecánicas.

Mientras más pequeña sea h_2 obviamente más energía absorbe la turbina. La energía aprovechada estará dada por:

$$E_1 = (h_1 - h_2)\eta_{mag} \qquad (7.2)$$

donde: η_{mag} = Eficiencia de la máquina en decimal

ahora: $\eta_{mag} = \eta_{mec}\,\eta_i$ (7.3)

donde: η_{mec} = Eficiencia mecánica en decimal

η_i = Eficiencia interna de la turbina en decimal

Las curvas de expansión varía con la carga de la turbina como se muestra en la figura 8.4, en la cual se representan dichas curvas de expansión a varias cargas.

Nótese como varía la presión de entrada con diferentes estrangulamientos de la válvula de entrada. Cuando la válvula de control estrangula, cae la presión isentalpicamente y debido a que la entalpía de salida aumenta, la energía total disminuye.

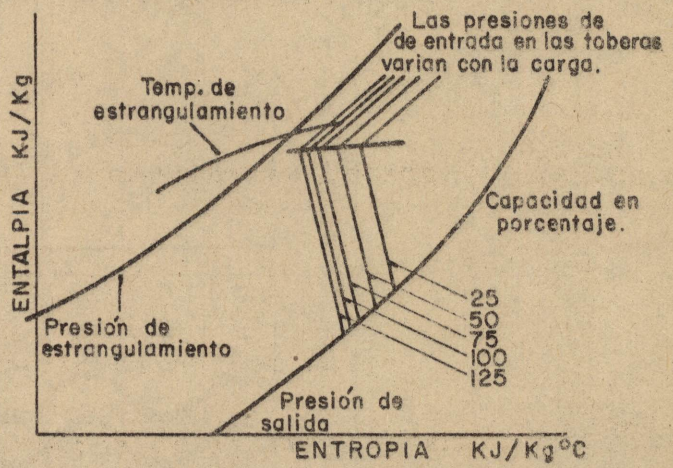


Fig. 7.4

7.4. CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR

- Turbinas de Vapor
  - Impulso
    - Curtis-Pasos de Velocidad
    - Rateau-Pasis de Presión
    - Combinación Curtis-Rateau
  - Reacción (Parsons)
    - Flujo Axial
    - Flujo Radial
  - Impulso - Reacción

7.4.1 Turbina de Impulso de un sólo paso

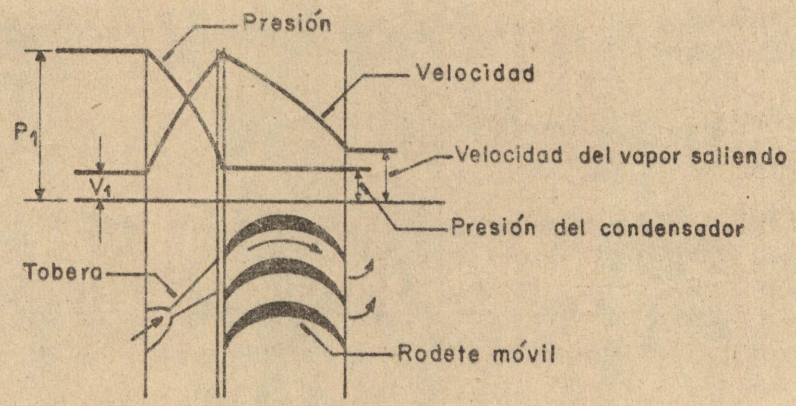


Figura 7.5

7.4.2 Turbina de Impulso. Pasos de Velocidad (Curtis)

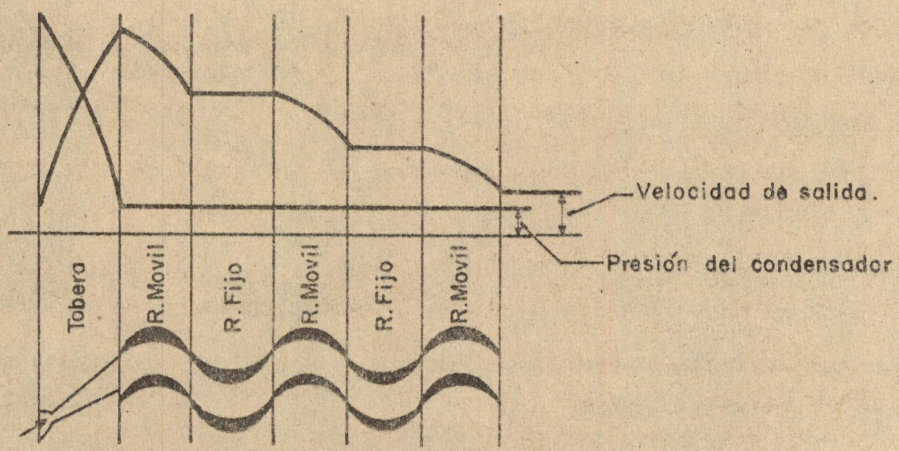


Figura 7.6

7.4.3 TURBINA DE IMPULSO. PASOS DE PRESION (RATEAU)

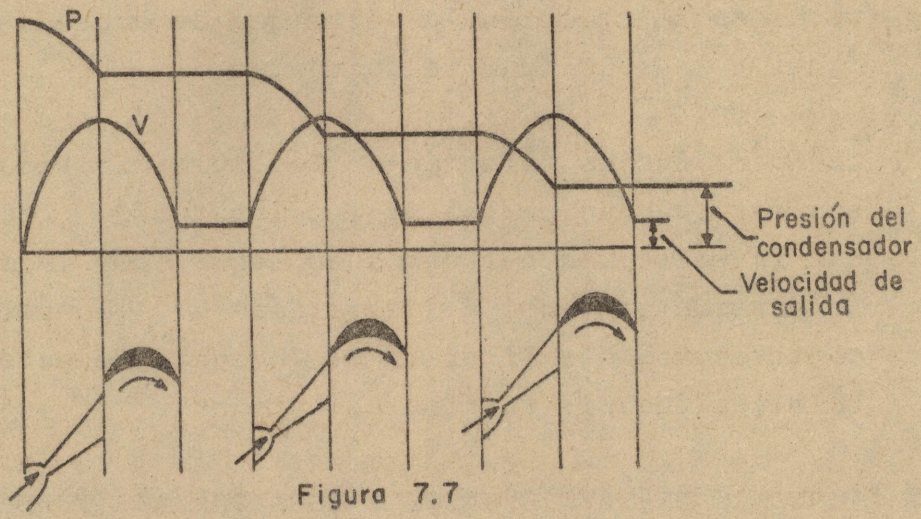


Figura 7.7

7.4.4 TURBINAS DE REACCION (PARSONS)

En las turbinas de reacción ocurre caída de presión tanto en la rueda móvil como en la rueda fija y la expansión del vapor ocurre en la rueda móvil.

El vapor entra a la rueda fija (ver Fig. 7.8) en donde existe una caída de presión y al pasar a la rueda móvil la presión vuelve a decrecer. La velocidad que el vapor gana en la rueda fija es absorbida en la móvil. El chorro todavía con velocidad residual es dirigido a la siguiente rueda fija con otra caída de presión y consecuente aumento de velocidad de la rueda. En la rueda móvil se realiza una considerable expansión, por lo que finalmente la presión no es la misma en ambos lados de la rueda.

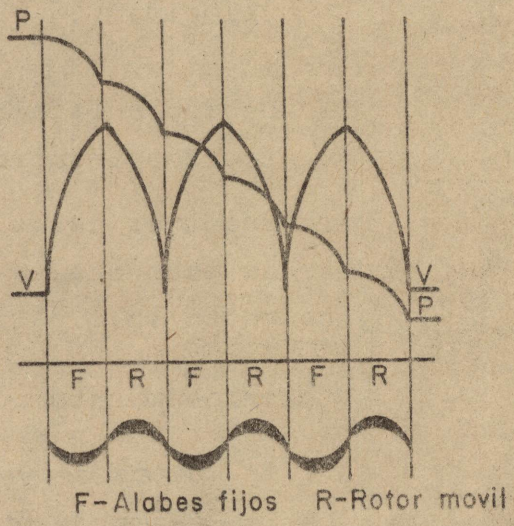


Figura. 7.8

Las turbinas de reacción requieren más ruedas que las turbinas de impulso para una misma capacidad, pues en las turbinas de reacción la velocidad de entrada del vapor es igual a la velocidad de la rueda.

Las pérdidas de fricción en las turbinas tipo reacción son menores que en las de impulso debido precisamente a que la velocidad del vapor es menor; por la misma razón la erosión es menor y las paletas son generalmente de - construcción más ligera. El inventor de este tipo de - turbinas fue Sir Charles A. Parsons.

7.4.5 TURBINAS DE VARIOS PASOS O ESCALONADAS (TURBINAS DE IMPULSO)

Es fácil de mostrar que para obtener el máximo de energía en una turbina de impulso, los alabes de estas deben operar a una velocidad periférica igual a la mitad de la velocidad del vapor. Cuando esto sucede se presentan dos problemas:

I La velocidad de la turbina puede llegar a ser demasiado grande para conectarse directamente a una máquina, haciendo necesario el uso de reductores de velocidad.

II Debido a la alta velocidad de los alabes, los esfuerzos inducidos pueden llegar a ser muy elevados.

Para resolver estos problemas se emplean pasos escalonados, de modo que la energía se absorba escalonadamente y no en un solo paso.

El escalonamiento puede hacerse de dos maneras, usando:

I - pasos de velocidad o Curtis
II - pasos de presión o Rateau

La transformación de energía puede ser mayor en un paso Curtis que en un Rateau, obteniéndose menos pasos y más barata construcción, pero la eficiencia es mayor con el sistema Rateau.

7.5. LA TURBINA BELLIS & MORCOM

7.5.1. GENERALIDADES

Una vez vistos los conceptos generales relacionados con las turbinas de vapor, se estudiará con cierto detalle una de las dos turbinas con las que se cuenta en el laboratorio de Máquinas Térmicas.

Las características de la Turbina de Vapor con la que se trabaja en esta práctica tiene las siguientes características:

Turbina experimental marca Bellis & Morcom con potencia máxima de 80 H.P. y velocidad de 4000 a 8000 R.P.M.
Presión de trabajo - 5 a 12 Bars
Temperatura recomendable del vapor - 10°C de sobrecalentamiento
Velocidad de disparo - 8,800 R.P.M.

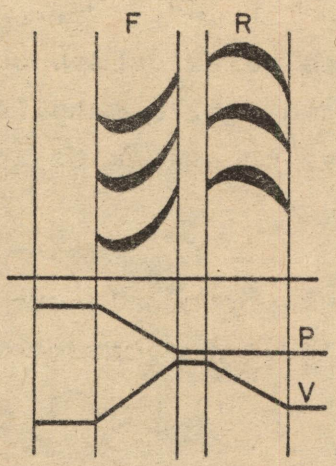
Se cuenta con válvulas de control de las toberas para poder disponer de un control de las áreas de alimentación de éstas.

Las partes interiores de la turbina son intercambiables, de modo que puede hacerse una selección de ruedas y diafragmas para simular cualquiera de los arreglos usuales en las turbinas de impulso.

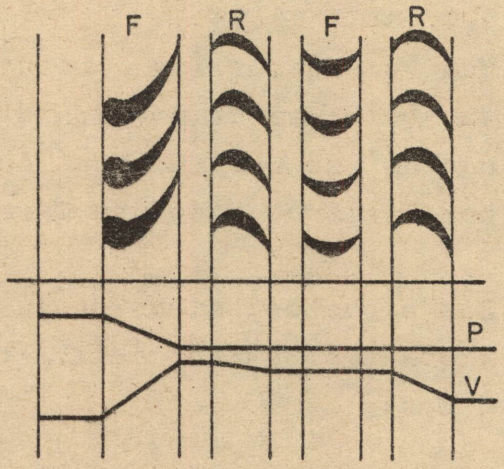
Los arreglos que se pueden tener en esta turbina son:

a) Un paso de simple impulso; b) Dos pasos de velocidad o Curtis; c) Tres pasos de velocidad o Curtis; d) Dos pasos de presión o Rateau; e) Tres pasos de presión o Rateau; y f) Dos pasos Curtis y un paso Rateau.

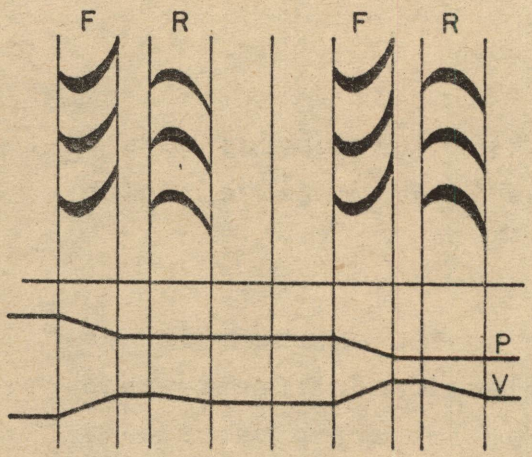
En la figura 7.9 se presentan algunos de estos arreglos y se muestran las diferentes formas que tienen los álabes en esta turbina experimental.



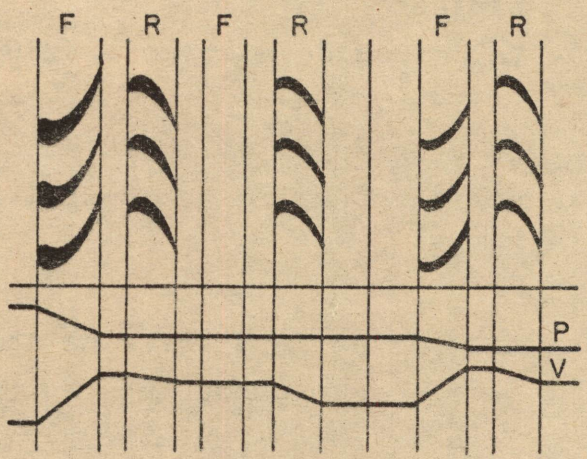
Turbina de simple impulso



Dos pasos Curtis



Dos pasos Rateau



Dos pasos Curtis y uno Rateau

F. - Alabes Fijos R - Rotor V - Velocidad absoluta P - Presión

Figura. 7.9

7.5.2 EQUIPOS AUXILIARES DE LA TURBINA

7.5.2.1 Condensador.- Condensa el vapor que sale de la turbina y elimina los gases no condensables. Es un intercambiador de calor del tipo de superficie con 134 tubos de 19 mm de diámetro exterior (3/4 pulg) y longitud de 1.32m y con una superficie de enfriamiento de 4.02 m^2 (110 $pies^2$).

7.5.2.2 Bomba de Vacío.- Su función es extraer el vapor condensado formado en el condensador. Se trata de una bomba tipo Edwards acoplada mediante bandas a un motor eléctrico de 3 H.P.

7.5.2.3 Bomba de Circulación de Agua.- Proporciona el agua de enfriamiento necesaria para efectuar la condensación del vapor en el condensador. Es una bomba de pozo profundo que maneja un gasto de agua de 9462 1/min (2500 gal/min).

7.5.2.4 Torre de Enfriamiento.- Enfría el agua de circulación empleada en el condensador. Es del tipo de mampostería con circulación de aire forzada por medio de dos ventiladores de flujo axial colocados en la base.

7.6. DIAGRAMA DE FLUJO

La instalación de la turbina Bellis & Morcom en el laboratorio está representada en el diagrama de la figura 7.11.

Los diferentes puntos considerados en el mencionado diagrama de flujo pueden representarse en el diagrama T-S (fig. 7.10).

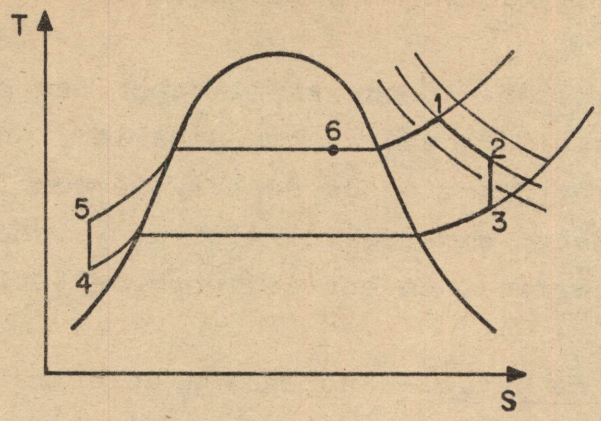


Fig. 7.10

7. CURVAS CARACTERISTICAS

7.7 LINEAS WILLAN (GASTO DE VAPOR - POTENCIA EFECTIVA) (Fig. 7.12)

Se construyen tomando el eje de las ordenadas como el gasto de vapor (en Kg/hr) y el de las abscisas como la potencia efectiva (HP), correspondiente. En estas pueden observarse los efectos de las diferentes condiciones de carga y las variaciones del consumo de vapor para una velocidad constante. Para esta prueba se mantienen constantes la presión del vapor a la entrada y la temperatura a la salida del sobrecalentador, el vació en el condensador y la velocidad de rotación de la turbina. Se toman lecturas para diferentes cargas, las cuales se van controlando con un dinamómetro acoplado a la turbina y con la apertura de la válvula de admisión del vapor, y cinco lecturas tomadas a intervalos aproximadamente iguales, entre la carga máxima y la mínima, son suficientes para obtener la curva. Una curva Willan debe mostrar una proporcionalidad lineal entre la potencia y el consumo de vapor, cuando se controla la turbina por extrangulamiento. Tres puntos son importantes de notar: el punto de máxima eficiencia después

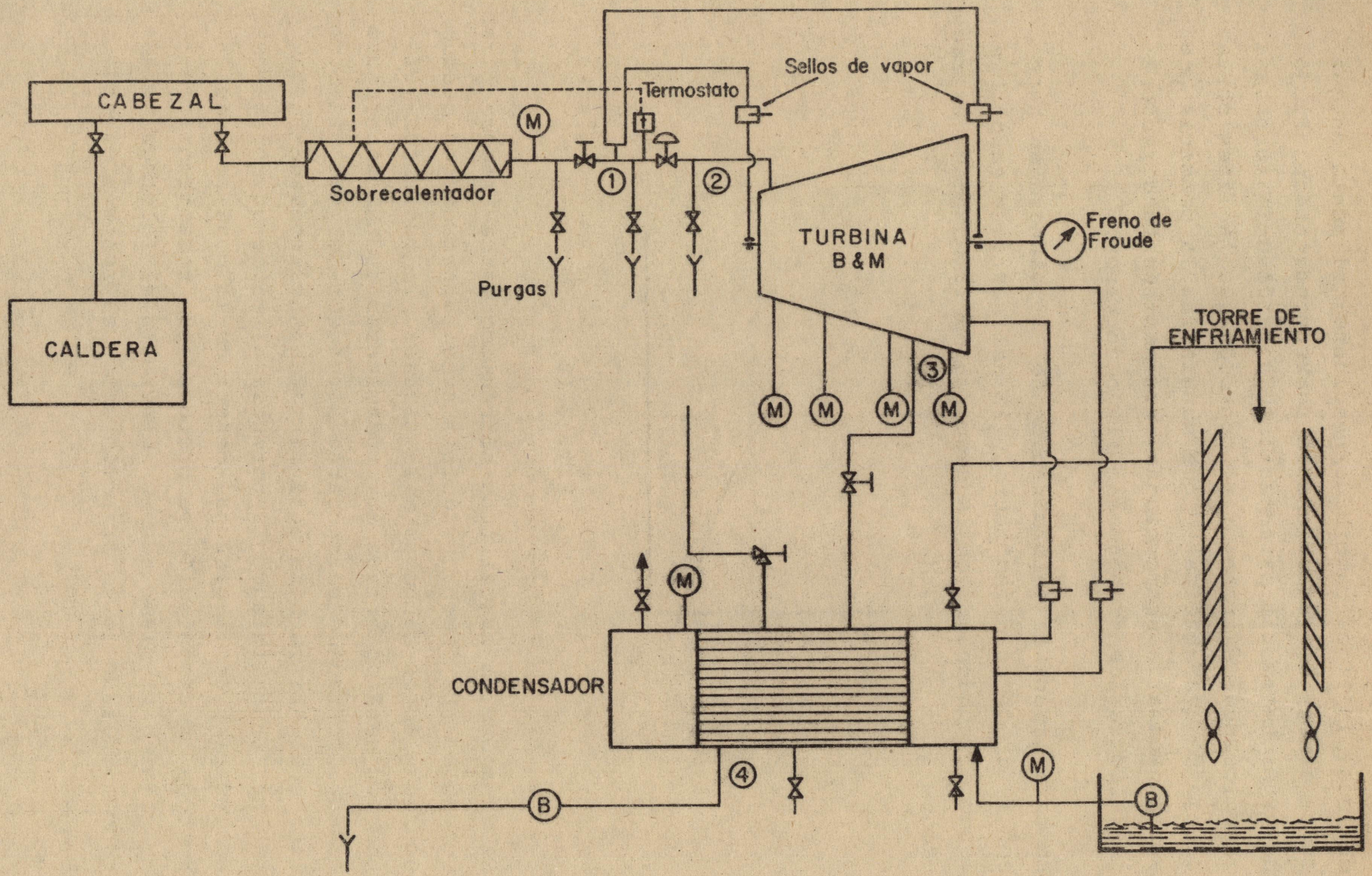


Figura 7.11. Diagrama de Flujo.

del cual la línea cambia de pendiente; el punto en que corta al eje de las ordenadas correspondiente al flujo de vapor necesario para mantener girando a la turbina a la velocidad de trabajo; el punto en que la línea corta al eje de las abscisas y que nos indica la potencia que sería necesaria proporcionar para mantenerla girando a la velocidad de trabajo sin flujo de vapor.

En esta prueba la determinación de la potencia se hace con ayuda de un dinamómetro y la del gasto de vapor, pesando el condensado en la descarga de la bomba de extracción.

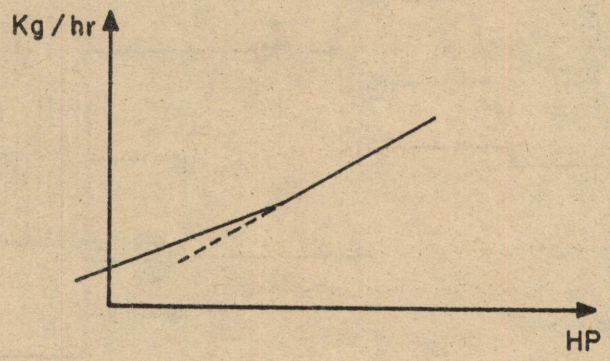
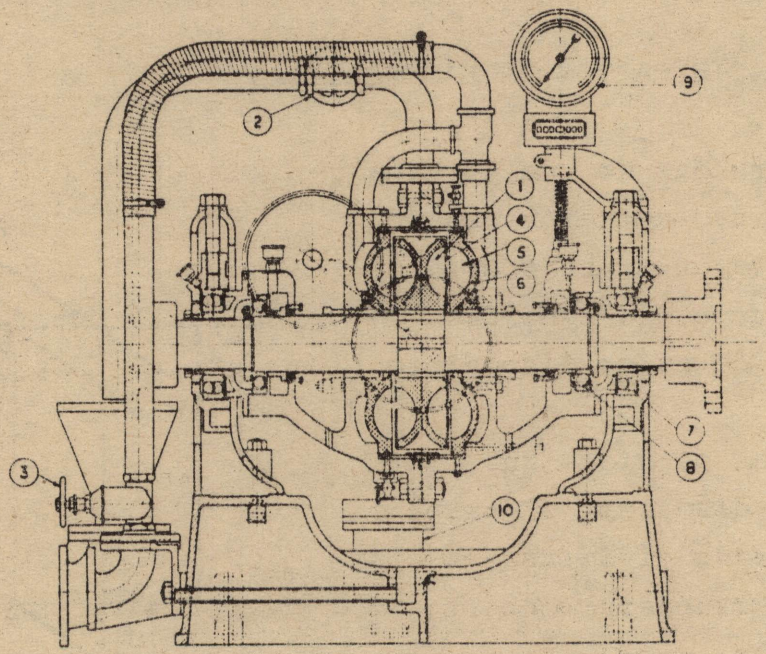


Fig. 7.12

El dinamómetro es del tipo hidráulico marca Froude no reversible. La flecha principal está soportada por medio de rodamientos de bolas en la carcasa, la cual a su vez también está soportada por rodamientos de tal manera que tiene libertad de balancearse alrededor del eje mismo de la flecha. La turbina está directamente acoplada a la flecha, transmitiendo la potencia al rotor que gira en el interior de la carcasa, dentro de la cual por medio de agua en circulación se proporciona resistencia hidráulica y al mismo tiempo se expulsa el calor generado como resultado de la fricción entre el rotor y el agua misma.

En ambas caras del rotor se encuentran unos cangilones de sección transversal semi-elíptica separados uno del otro por medio de paredes oblicuas. Las caras interiores de la carcasa están provistas de cangilones en la misma forma, de tal manera que los cangilones de rotor y carcasa forman receptáculos elípticos. Cuando el dinamómetro entra en acción, el rotor descarga agua a alta velocidad, de su periferia, a los cangilones de la carcasa, los cuales la retornan a menor velocidad a los cangilones del rotor en un punto cercano a la flecha.

La resistencia ofrecida por el agua al movimiento del rotor actua sobre la carcasa, la cual tiende a girar sobre sus soportes. A esta tendencia se opone la acción de un brazo que actúa sobre una báscula permitiendo así medir el par mecánico.



CORTE TRANSVERSAL TIPICO A TRAVES DEL CARTER DEL DINAMOMETRO FROUDE, TIPO D.P.X.

(1) Rotor.
(2) Válvula de Salida de Agua.
(3) Válvula de Admisión de Agua.
(4) Compuertas para controlar la carga.
(5) Aberturas de Admisión de Agua en las Aletas.
(6) Camisas del Carter.
(7) Cojinete a muñón del Carter.
(8) Cojinete del eje.
(9) Tacómetro.
(10) Amortiguador.

Fig. 7.13 Dinamómetro Hidraúlico Froude

La potencia al freno puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$P = \frac{2}{60} \cdot N \; F \; d \qquad (7.4)$$

en donde

P — Potencia en o KW
N — Revoluciones por minuto
F — Fuerza en Nt
d — Distancia entre el centro del rotor y el punto de medición de la fuerza, en m. (Para el freno de la turbina d=0.40 m)

7.8. PERDIDAS DE ENERGIA EN LAS TURBINAS DE VAPOR

7.8.1 CLASIFICACION DE LAS PERDIDAS

En las ruedas de una turbina la cantidad de calor que se convierte en trabajo útil - es menor que la cantidad - teórica de calor disponible.

Todas las pérdidas que contribuyen a disminuir el trabajo útil pueden dividirse en dos grandes grupos:

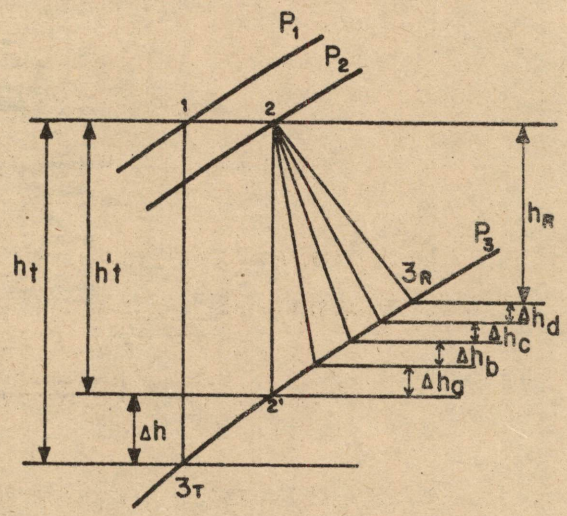


Fig. 7.14

7.8.1.1 PERDIDAS INTERNAS

Estas pérdidas se refieren - a las directamente conectadas con el comportamiento del vapor al pasar éste a través de la turbina.

7. 8.1.2 PERDIDAS EXTERNAS

Son las pérdidas que no tienen influencia en las condiciones propias del vapor.

Dentro del primer grupo pueden considerarse las siguientes:

a - Pérdidas en las válvulas de admisión
b - Pérdidas en las toberas y guías
c - Pérdidas debidas a la velocidad de salida del vapor
d - Pérdidas por fricción del vapor con los discos que llevan las alabes
e - Pérdidas debidas al claro entre rotor y guías
f - Pérdidas debidas a la humedad del vapor
g - Pérdidas en el tubo de salida, Etc.

Dentro del segundo grupo están:

a - Pérdidas mecánicas
b - Pérdidas por fugas, laberintos, etc.

En la fig. 7.14, la pérdida en la válvula de control está representada por h; como puede observarse, durante el proceso de estrangulamiento de 1 a 2 (proceso idealmente isentálpico $h_1 = h_2$) cae la presión de P_1 a P_2 o sea que en el punto 1 la energía disponible es h_t y en el punto 2 es h_t'.

Las demás pérdidas que se han llamado internas se han representado por Δh_a, Δh_b, Δh_c, Δh_d, etc. y observando la figura, finalmente la energía disponible se reduce a h_R.

7.8.2 EFICIENCIA INTERNA DE UNA TURBINA

La relación entre el trabajo interno útil dado por una cierta cantidad de vapor dentro de la turbina al trabajo disponible, es llamada eficiencia interna de la turbina:

$$\eta_i = \frac{h_R}{h_t} \qquad (7.5)$$

o bien:

$$\eta_i = \frac{h_t - \Delta h - h_a - h_b - h_c - \ldots}{h_t} = \frac{h_2 - h_{3R}}{h_1 - h_{3T}} \qquad (7.6)$$

7.8.3 EFICIENCIA MECANICA DE UNA TURBINA

La relación entre el trabajo real en la flecha de una turbina ($h_{útil}$) a la energía interna disponible (h_R) se denomina eficiencia mecánica:

$$\eta_{mec} = \frac{h_{útil}}{h_R} = \frac{HP \times 2850}{G_v\ (h_2 - h_{3R})} \qquad (7.7)$$

en donde G_v — Gasto de vapor en Kg/hr

HP — Potencia en caballos en la flecha

La eficiencia de la máquina es el producto de

$$\eta_{maq} = \frac{(h_2 - h_{3R})\ G_v}{(h_1 - h_{3T})\ G_v} \times \frac{HP \times 2850}{G_v\ (h_2 - h_{3R})} \qquad (7.8)$$

$$\eta_{maq} = \frac{HP \times 2850}{(h_1 - h_{3t})\ G_v}$$

Los cálculos de las características del vapor tales como h,s, etc. deberán hacerse teoricamente usando para ello las tablas de vapor. Así mismo con objeto de verificar algunos resultados se acostumbra representar los procesos en el diagrama de Molliere. Refiríendose a la fig. 7.14 la localización de los puntos importantes en dicho diagrama se hace de la siguiente manera:

Punto (1) con P_1 (presión del vapor de admisión) y T_1 (temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador)

Este punto se encuentra localizado antes de la válvula de control.

Punto (2) $h_1 = h_2$ (proceso ideal) y P_2 (presión del vapor después de la válvula de control)

Punto (3T) con P_3 (presión de vacío después de la turbina)

$s_2 = s_{3T}$ (teoricamentela expansión del vapor dentro de la turbina es isentrópica)

Punto (3R) con P_3 y T_3 (temperatura del vapor a la salida de la turbina)

7.9. ESTUDIO DEL CONDENSADOR

El condensador es un intercambiador de calor en el cual se condensa el vapor de escape de la turbina y de donde el aire y otros gases no condensables son evacuados en forma continua.

Dos son las razones principales del uso de condensadores en una planta térmica con turbina de vapor:

a) Disminución de la presión de escape del vapor de la turbina, con el consiguiente aumento de la energía disponible.

b) Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación a la caldera.

En la instalación de esta turbina en el laboratorio, no se tiene un ciclo de vapor cerrado, sino que el condensado es eliminado a fin de poder medir su gasto.

Las características generales del condensador son las siguientes:

Número de Tubos	134
Longitud de cada Tubo	1.28 m
Diámetro interior de Tubos	18 mm

Está equipado además con una bomba de condensados y una bomba de circulación de agua de enfriamiento del tipo de pozo profundo.

El condensador con que cuenta el laboratorio, como en el caso de la turbina, es de tipo experimental, instrumentado de tal manera que permite tomar las lecturas necesarias para encontrar algunos parámetros interesantes y que dan una idea del funcionamiento del conjunto turbina condensador.

Entre las lecturas que pueden efectuarse están las siguientes.

a) Cantidad de condensado (medido en la descarga del condensador en un determinado tiempo,

b) Vacío obtenido

c - Presión barométrica.

d - Temperatura del agua de circulación a la entrada.

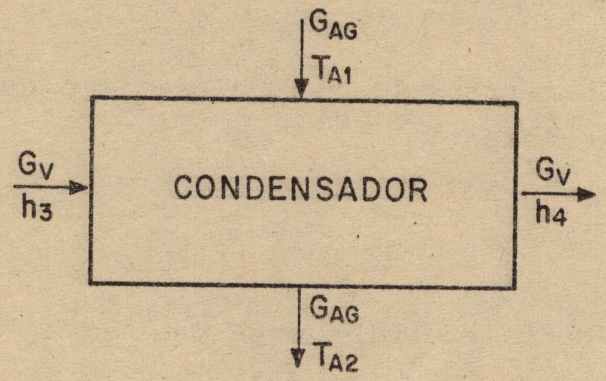
e - Temperatura del agua de circulación a la salida.

f - Temperatura del condensado a la salida del condensador.
etc.

El estudio del condensador consistirá en:

I - Determinar el gasto de agua de circulación teórico.
II - Determinar su coeficiente de transmisión total.

Para determinar el gasto de agua, bastará realizar un balance térmico:



$$G_v (h_3 - h_4) = G_{AG} (T_{A2} - T_{A1}) C_p \qquad (7.9)$$

en donde:

G_{AG} - gasto de agua de circulación en Kg/hr

T_{A2} - temperatura de salida del agua en °C

T_{A1} - temperatura de entrada del agua en °C

G_v - gasto de vapor en Kg/hr

C_p - calor específico del agua en Kj/Kg°C

h_3 - entalpía del vapor saturado a la entrada del condensador, que se determinará con la presión y la temperatura del vapor de escape.

h_4 - entalpía del líquido saturado, que se determinará por medio de su temperatura.

De la expresión anterior, se determinará el gasto de agua de circulación teórico para determinadas condiciones de trabajo.

$$G_{AG} = \frac{G_v (h_3 - h_4)}{c_p (T_{A2} - T_{A1})} \qquad (7.10)$$

Para determinar el coeficiente de transmisión total es necesario calcular el calor que debe transmitirse, la superficie de calefacción del condensador y la temperatura media logarítmica.

El calor que debe transmitirse es el mismo que se calculó con la expresión 8.9.

$$Q = G_v (h_3 - h_4) \qquad (7.11)$$

La superficie de calefacción está dada por:

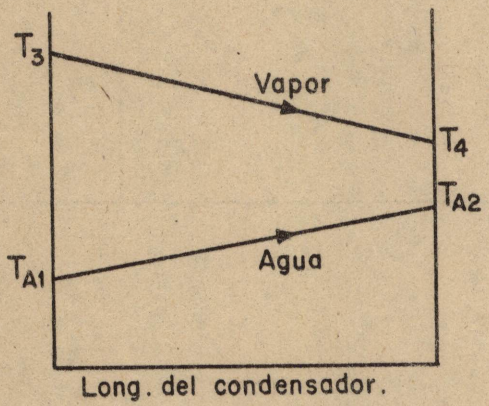
$$A = \text{No. tubos} \times L \times \quad \times \emptyset \quad (m^2) \quad (7.12)$$

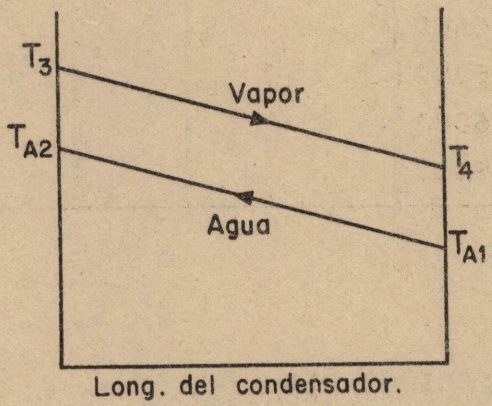
en donde

L - Longitud de los tubos (m)

$\emptyset$ - Diámetro interior de los tubos (m)

Y para calcular la media logarítmica de temperatura aproximada, por tratarse de flujo cruzado se tomará el promedio de las siguientes expresiones, cuyo significado se puede aclarar a la vista de los siguientes diagramas:





FLUJO PARALELO

$$\Delta T_1 = T_3 - T_{A1}$$

$$\Delta T_2 = T_4 - T_{A2}$$

$$\Delta Tmp = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

FLUJO OPUESTO

$$\Delta T_1 = T_3 - T_{A2}$$

$$\Delta T_2 = T_4 - T_{A1}$$

$$\Delta Tmp = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta Tm = \frac{\Delta Tmp + \Delta Tmo}{2} \qquad (7.13)$$

Con estos valores el coeficiente total de transmisión de calor se determina por:

$$U = \frac{Q}{A \ \Delta T} \quad \left[\frac{Kj}{h_m 2 \ ^\circ C} \right] \qquad (7.14)$$

Nota:

Con el objeto de tomar todos los datos necesarios para efectuar los cálculos de esta práctica, se sugiere llenar la siguiente tabla:

	Peso Agua	Tara	t	Fza	T_1 T_2 T_3 T_4 T_{A1} T_{A2}	P_1 P_2
RPM	Kg	Kg	seg	Kg	en °C	Kg/cm^2
6000						
6000						
6000						
6000						
6000						

BIBLIOGRAFIA

SEVERNS W.H. Energía mediante vapor aire o gas, Edit. Reverté 1961.

SKROTZKI B.G.A. Steam Turbines. Revista "Power". Junio de - 1962.

ESPINO DEL POZO FCO. Estudio de la Turbina experimental Bellis y Morcom. Tesis profesional. Fac. Ingeniería. UNAM. 1961.

I N D I C E

P R A C T I C A 8

MOTOR DIESEL

		PAG.
8.1	OBJETIVO	8.1
8.2	DESARROLLO DE LA PRACTICA	8.1
8.3	DESCRIPCION DE LOS CICLOS DIESEL DE 4 Y 2 TIEMPOS..	8.3
8.3.1	Ciclo Diesel de 4 tiempos	8.3
8.3.2	Motores de 2 tiempos	8.6
8.4	CICLO REAL	8.8
8.5	SISTEMAS DE INYECCION DE COMBUSTIBLE DIESEL	8.9
8.5.1	Sistema de bomba individual.....	8.11
8.5.2	Sistema de distribuidor	8.12
8.5.3	Sistema de conducto común.....	8.12
8.6	DIFERENCIAS BASICAS ENTRE EL MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA Y EL ENCENDIDO POR COMPRESION.....	8.13
8.6.1	Motor encendido por chispa	8.13
8.6.2	Motor encendido por compresión.....	8.13
8.7	BALANCE TERMICO	8.14
8.7.1	Energía liberada por el combustible	8.14
8.7.2	Energía aprovechada	8.14
8.7.3	Energía perdida en los gases de escape	8.15
8.7.4	Energía perdida por la humedad que contiene el aire de la combustión	8.16

PAG.

8.7.5 Energía perdida debida a la humedad que contiene el combustible 8.16

8.7.6 Energía perdida debido al hidrógeno que contiene el combustible 8.17

8.7.7 Energía perdida debido a una combustión incompleta..... 8.18

8.7.8 Energía perdida en el agua de enfriamiento 8.18

8.7.9 Energía perdida por radiación y convección 8.18

8.7.10 Eficiencia del motor 8.19

BIBLIOGRAFIA 8.19

P R A C T I C A 8

MOTOR DIESEL

8.1 OBJETIVO

El desarrollo de esta práctica comprende un balance térmico del motor encendido por compresión, así como la determinación de pérdidas de energía atribuidas a la combustión incompleta dentro de los cilindros del motor.

Este estudio del Motor Diesel comprende básicamente de una explicación de los ciclos de 2 y 4 tiempos, una breve descripción del sistema de inyección de combustible, así como de las diferencias básicas de este motor con respecto al motor encendido por chispa, y finalmente un estudio sobre la distribución de la energía en el Motor Diesel o sea un balance térmico.

8.2 DESARROLLO DE LA PRACTICA

En el laboratorio se cuenta con el siguiente equipo:

a. Un motor diesel de dos tiempos, al cual han de hacérsele las pruebas para su estudio; es decir, el análisis de su comportamiento energético y opcionalmente la obtención de sus curvas características (consumo contra potencia al freno). El motor es de dos cilindros.

b. Un generador eléctrico de -directamente acoplado a la flecha del motor diesel de 27.5 kW de capacidad nominal-, de corriente alterna, 50 ciclos, 220 volts, 3 fases.

c. Un motor eléctrico alimentado por el generador eléctrico antes mencionado.

d. Un freno hidráulico acoplado al motor eléctrico.

La secuencia en la práctica será:

a. Se verifica que las condiciones de mantenimiento (engrase, etc.) sean las correctas y que la batería funcione adecuadamente.

b. Se arranca el motor diesel y se deja funcionar a una velocidad baja hasta que alcanza su temperatura de operación (entre 50°C y 60°C, temperatura del agua de enfriamiento).

c. Ya que sus condiciones son normales, se procede a tomar carga arrancando el motor eléctrico.

d. Se procede a frenar el motor eléctrico mediante el freno hidráulico hasta la máxima carga permisible (12-14 kg a 3,000 rpm).

El motor se deja funcionando en estas condiciones por un tiempo mínimo de 15 minutos o hasta que la temperatura de los gases de escape alcance y se mantenga en su valor normal, con lo cual se asegura que el motor esté en condiciones estables. Una vez que se hizo lo anterior se puede leer la velocidad en un tacómetro, acoplándolo a la flecha del freno hidráulico. A continuación se toman los tiempos para medir los gastos tanto de agua como de combustible, y se anotan las temperaturas de los gases de escape, del agua de refrigeración del motor y la del medio ambiente, y la humedad relativa del medio; estos dos últimos datos se obtienen mediante un psicrómetro de carátula.

Por último, con el analizador de Orsat se toma la muestra de los gases de escape y se determina el porcentaje de bióxido de carbono (CO_2) monóxido de carbono (CO) y oxígeno (O_2) que existe en éstos.

8.3 DESCRIPCION DE LOS CICLOS DIESEL DE 4 Y 2 TIEMPOS

8.3.1 CICLO DIESEL DE 4 TIEMPOS

En los motores de 4 tiempos el impulso útil o carrera de potencia se efectúa uno por cada dos vueltas del cigueñal; es decir, cada cuatro carreras del pistón (dos hacia arriba y dos hacia abajo).

La impulsión o carrera de potencia se realiza inyectando el combustible dentro del cilindro donde al encontrar una cantidad disponible de aire a elevada temperatura y alta presión, se inflama produciendo una expansión en los gases que al aumentar su volumen realizan trabajo contra la cara del pistón obligándolo a desplazarse.

La inyección del combustible ha de tener lugar cuando el pistón está en el extremo superior de la carrera, y la acción de los gases se efectúa sólo durante el descenso del mismo, mientras que el período ascendente se emplea para comprimir el aire atmosférico y ponerlo en condiciones de recibir el combustible. Por esta razón, el trabajo útil se realiza intermitentemente y no puede ser continuo; para hacerlo casi continuo se fabrican los motores de varios pistones.

En el diagrama de la figura 8.1 se describe el funcionamiento del motor de 4 tiempos.

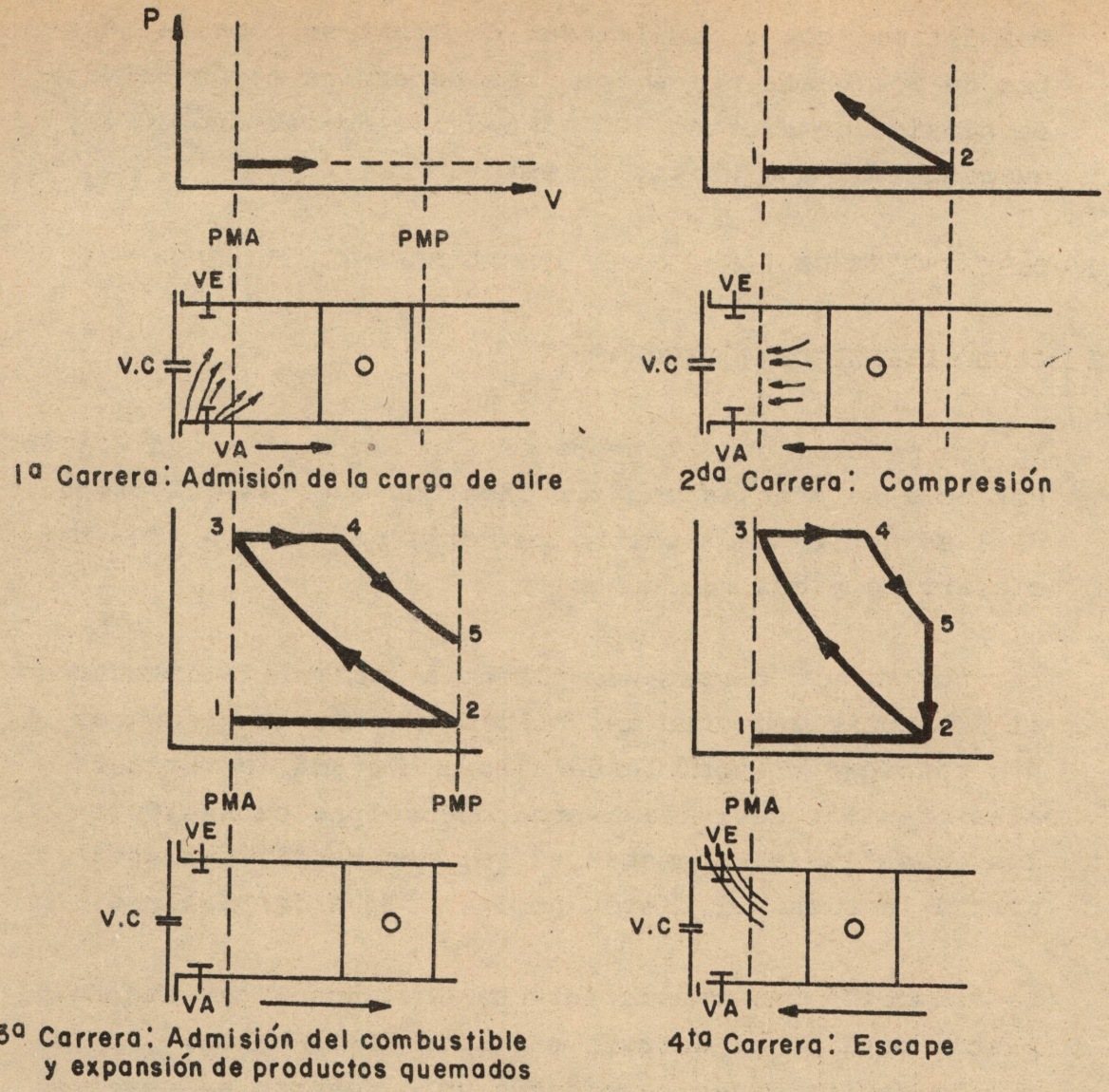


Fig. 8.1 Funcionamiento del motor de 4 tiempos

En este motor las válvulas VA y VE son de aspiración y escape respectivamente. Después que el pistón ha pasado por su punto muerto anterior y desciende, la válvula VA está abierta y el aire entra en el cilindro a llenar el vacío que el pistón deja tras de sí. Una vez pasado el punto muerto posterior, la válvula VA se cierra y el cilindro queda cerrado; el pistón sube y comprime el aire.

Al llegar nuevamente al extremo de la carrera, la inyección se verifica por el punto VC; los gases al expanderse impulsan el pistón hacia abajo. Al llegar al punto muerto posterior la válvula VE se abre y a través de ella, du

rante todo el tiempo que el pistón sube, los gases se expulsan al escape, con lo cual el ciclo se cierra.

Como se ve, para que este ciclo se realice se necesitan dos revoluciones completas; mientras que para el motor - de dos tiempos, el ciclo se desarrolla en cada revolucion. Los demás aparatos y accesorios para el funcionamiento de ambos motores son comunes; únicamente varía su tamaño y - capacidad. En la Fig. 8.2 puede apreciarse el diagrama angular teórico del ciclo de 4 tiempos.

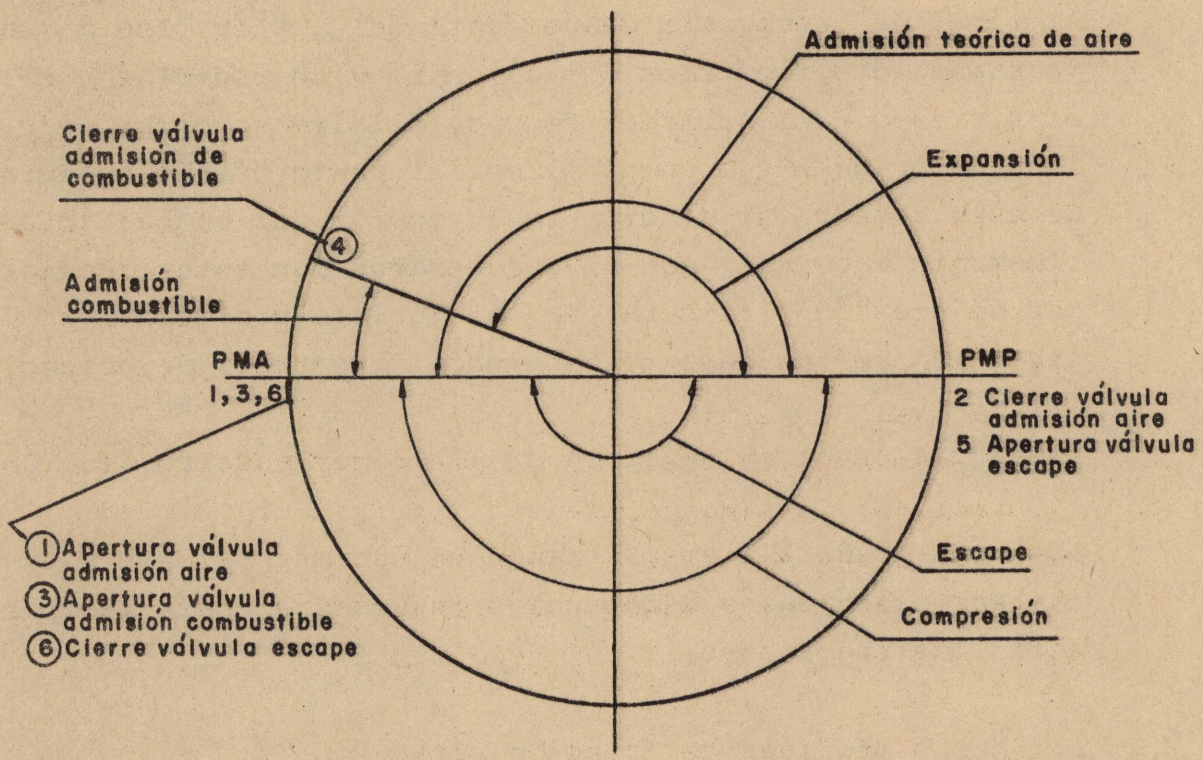


Fig. 8.2 Diagrama angular teórico del ciclo de 4 tiempos.

8.3.2 MOTORES DE 2 TIEMPOS

La figura 8.3 muestra el funcionamiento del Motor Diesel de 2 tiempos. En este motor se usa un soplador o compresor de aire para arrastrar hacia fuera los gases de escape y para alimentar de aire fresco, este soplador es actuado por la flecha del motor. El aire es admitido por la lumbrera de admisión y los gases se desalojan a través de una válvula de escape, que en el caso de la figura está en la parte superior del cilindro.

Al final de la carrera descendente del pistón, los gases ya expandidos se extraen del cilindro y se reemplazan por aire fresco. Al subir el émbolo, el aire se comprime y la presión se eleva cuando llega al punto muerto superior. En este momento se efectúa la inyección del combustible - finamente atomizado que al encontrarse con estas condiciones de presión y temperatura, se inflama provocando la - expansión de los gases y generando la carrera de potencia.

La máquina realiza un ciclo completo por cada revolución.

Los motores de 2 tiempos tienen un uso muy extenso y entre sus principales diferencias respecto al de 4 tiempos están las siguientes:

a. Menos pérdidas de fricción por H.P.

b. Motor más compacto y liviano.

c. Construcción más simple.

d. Mayores pérdidas de mezcla fresca.

e. Mayores pérdidas en la admisión de aire y expulsión de gases.

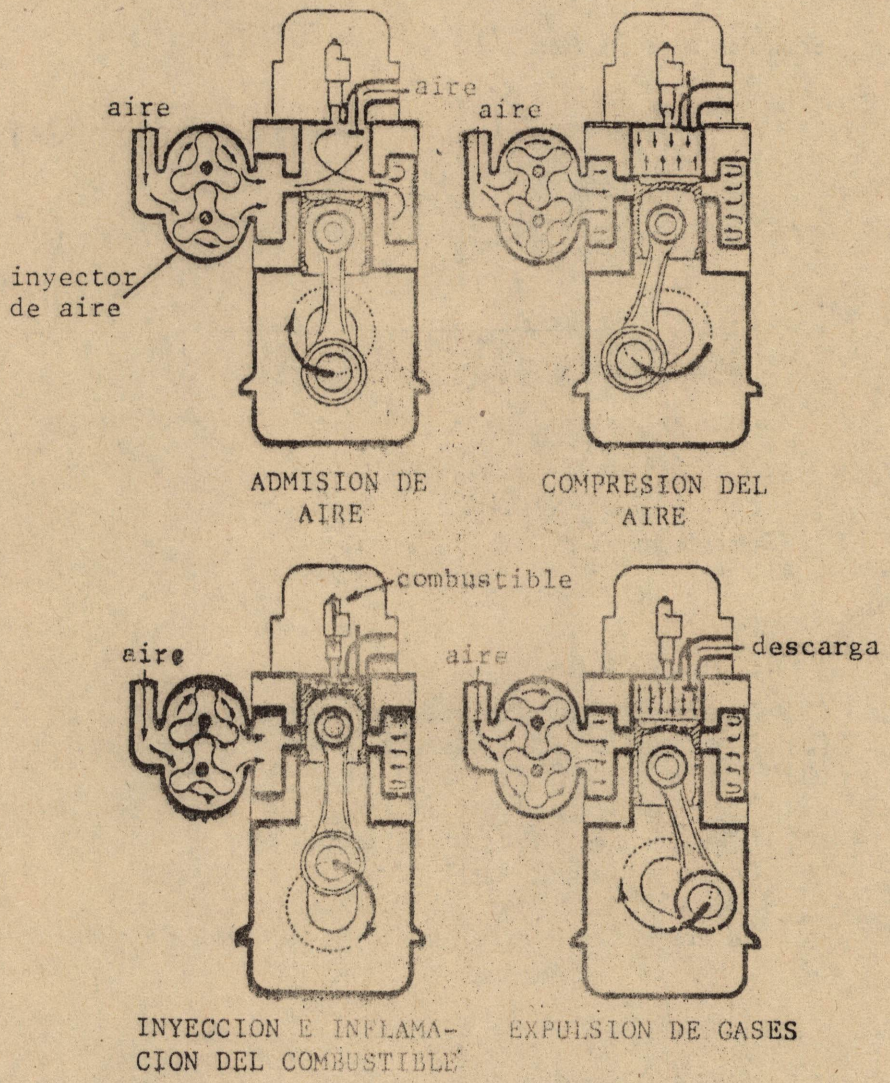
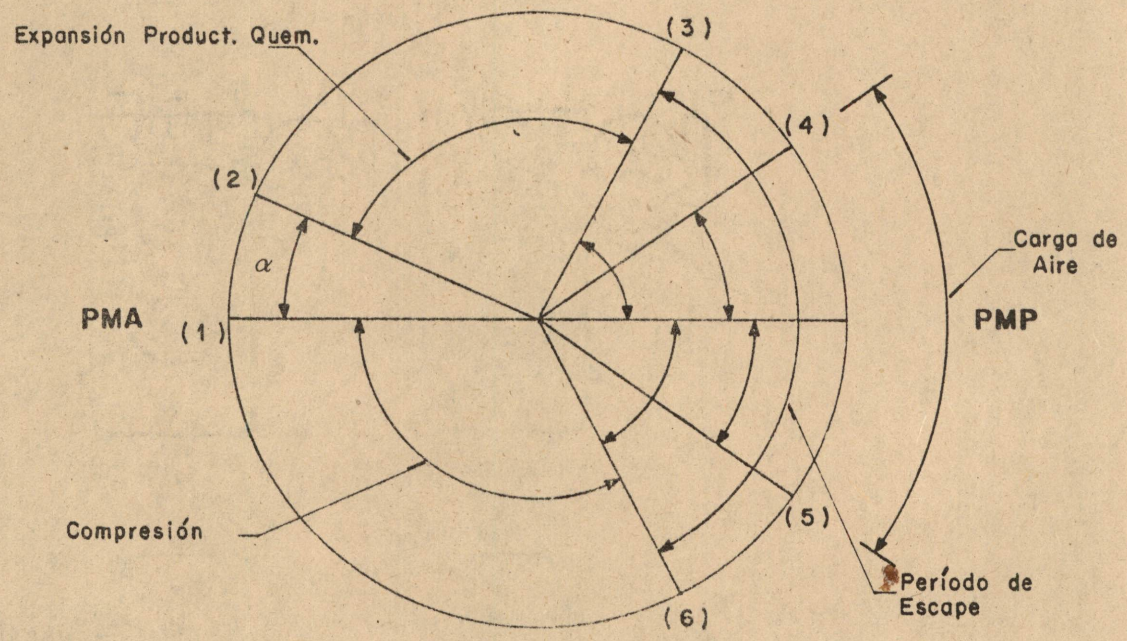


Fig. 8.3 Motor de 2 tiempos Diesel con inyección por aire comprimido.

La figura 8.4 muestra el diagrama angular teórico de un motor Diesel de 2 tiempos con lumbreras de admisión de - aire fresco y de escape de gases.



(1) Apertura de la válvula de combustible.
(2) Cierre de la válvula de combustible.
(3) Admisión de la lumbrera de escape.
(4) Apertura de la lumbrera de admisión de aire.
(5) Cierre de la lumbrera de aire.
(6) Cierre de la lumbrera de escape.

α Admisión de combustible y combustión.

Fig. 8.4 Diagrama angular. Motor 2 tiempos

8.4 CICLO REAL

Al considerar el ciclo teórico se hacen una serie de supo siciones que en la realidad nunca se llevan a cabo.

Los ciclos teóricos de un motor de 4 tiempos y uno de 2 tiempos son los mostrados en la figura 8.5.

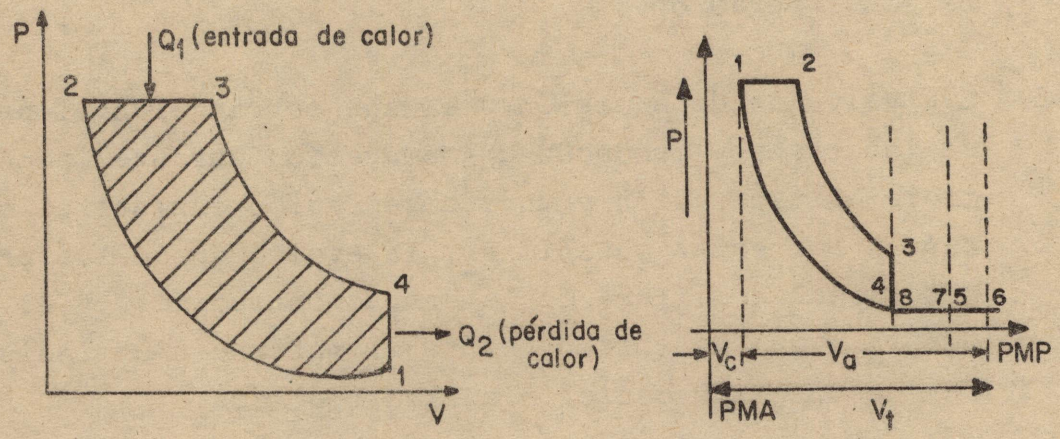


Fig. 8.5 Ciclos teóricos de 4 y 2 tiempos

En el ciclo real las suposiciones teóricas no son válidas; es decir:

a. El fluído comprimido no es aire puro, sino mezcla de gases, de tal manera que sus propiedades son distintas y la relación K es diferente a la del aire puro (1.4).

b. El calor específico varía con la temperatura.

c. La compresión y la expansión no son adiabáticas.

d. La combustión no se raliza totalmente a presión constante; algunas partículas de combustible se inflaman con retraso.

e. Debido al corto tiempo disponible para el escape, hay que abrir la válvula de escape un poco antes de que el pistón llegue al punto muerto inferior, y por tanto, la expansión no se prolonga hasta el volumen total de aspiración.

f. Las válvulas de admisión y escape estrangulan el paso de los gases y producen una depresión durante la carrera de aspiración y una sobrepresión durante el escape. Por estas cuestiones, la evolución de los procesos reales difiere de la evolución teórica, y el diagrama que se obtiene sobre el motor con un indicador no coincide con el diagrama teórico.

La siguiente figura 8.6 muestra las modificaciones que sufre el ciclo Diesel de 4 tiempos.

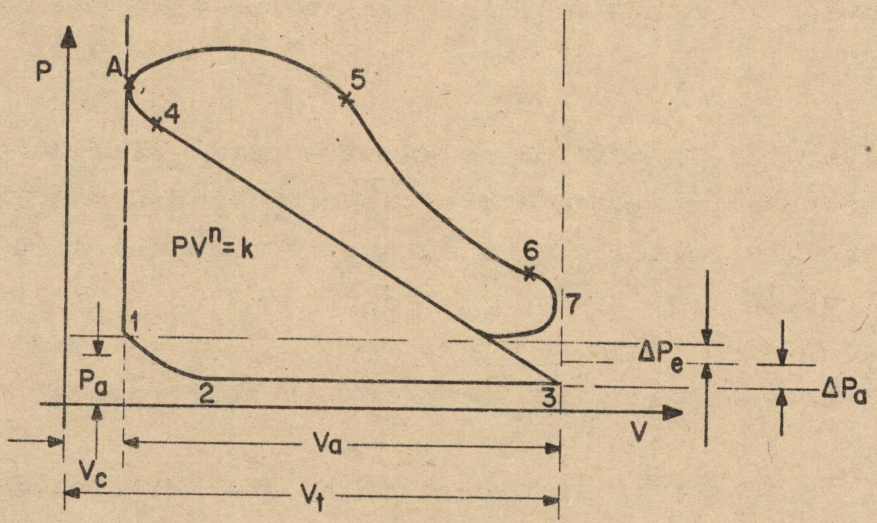


Figura 8.6 Ciclos Diesel real.

8.5 SISTEMAS DE INYECCION DE COMBUSTIBLE DIESEL

Inicialmente, Rudolf Diesel tubo la idea de inyectar di-

rectamente el combustible en la cámara de combustión (como se realiza actualmente) pero tropezó con detalles - prácticamente insalvables en sus tiempos; sin embargo, el sistema que utilizaron de soplar el combustible con aire comprimido dió resultados prácticos aceptables.

Actualmente se usa una bomba de alta presión y un inyector por cada pistón. Este sistema debe cumplir con las siguientes condiciones:

a. Inyectar la cantidad de combustible que se requiere de acuerdo con la carga aplicada al motor y mantener esta cantidad constante de ciclo a ciclo y de cilindro a cilindro.

b. Inyectar el combustible en el instante correcto del ciclo para todos los rangos de velocidades del motor.

c. Inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y la elevación resultante de la presión.

d. Atomizar el combustible adecuadamente.

e. Distribuir el combustible dentro de toda la cámara de combustión.

f. Iniciar y terminar la inyección instantáneamente.

Los elementos que constituyen el sistema de inyección son:

8.5.1 SISTEMA DE BOMBA INDIVIDUAL

Un dosificador y una bomba de alta presión independientes para cada cilindro del motor.

8.5.2 SISTEMA DE DISTRIBUIDOR

Una sola bomba para dosificar y comprimir todo el combustible, y un mecanismo divisor para distribuirlo hacia los diferentes cilindros.

8.5.3 SISTEMA DE CONDUCTO COMUN

Una sola bomba para comprimir el combustible y un elemento dosificador para cada cilindro.

En todos estos sistemas se utiliza cuando menos una bomba de baja presión para transferir el combustible del tanque de almacenamiento y cargar el sistema de alta presión; también se instalan varios filtros para garantizar la limpieza del combustible.

Los tres sistemas difieren sólo en que las distintas funciones del equipo de inyección las llevan a cabo diferentes componentes. El sistema de bomba individual tiene varias bombas completas e independientes, las cuales envían e incrementan la presión del combustible. En el sistema de distribución solamente se emplea una bomba que eleva la presión; la repartición del combustible se hace mediante un distribuidor.

La bomba de alta presión del sistema del conducto común necesita suministrar combustible a un solo acumulador (el conducto común); la presión se debe controlar mediante una válvula de desahogo. La dosificación del combustible se hace a través de un elemento separado para cada cilindro.

8.6 DIFERENCIAS BASICAS ENTRE EL MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA Y EL ENCENDIDO POR COMPRESION

8.6.1 MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

Las ventajas de esta máquina son:

a. Bajo costo inicial

b. Poco peso específico; requiere un pequeño esfuerzo para hacer girar el cigueñal y arrancar el motor.

c. Puede obtenerse una amplia variación en velocidades y carga, son de alta eficiencia mecánica, el consumo específico de combustible es relativamente bajo.

8.6.2 MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESION

a. Alto costo de inversión inicial.

b. Robusto y pesado con respecto a la potencia que desarrolla.

c. Servicio de mantenimiento más delicado.

d. Utiliza combustible más barato.

e. Control relativamente sencillo a bajos niveles de carga.

f. Mayor rendimiento.

g. Emisión de monóxido de carbono.

La diferencia principal entre ambos motores es la forma de encendido: uno por chispa (bujías, sistema electrónico de ignición, bobina alta tensión, o platinos y condensador) y otro por compresión (bombas de alta presión, - inyectores y ductos).

8.7 BALANCE TERMICO

La forma para determinar la distribución de la energía en un motor Diesel es mediante el Balance Térmico. La diferencia entre la energía liberada por el combustible y la energía aprovechada, es la energía perdida.

8.7.1 ENERGIA LIBERADA POR EL COMBUSTIBLE

La energía de entrada es la energía liberada por el combustible o sea el poder calorífico.

$$E_E = P.C. \times G_C \qquad (8.1)$$

donde

E_E energía liberada en KW

PC poder calorífico en KJ/Kg_C

G_C gasto de combustible en Kg/s

8.7.2 ENERGIA APROVECHADA

La energía aprovechada del grupo motor Diesel-Generador de corriente alterna, se puede medir directamente con la ayuda del voltmetro, el ampérmetro y el factómetro, instalados en el tablero del generador.

$$E_A = V \times A \times fp \qquad (8.2)$$

donde

E_A - energía aprovechada en KW

A - amperes

V - Volts

fp - Factor de potencia

8.7.3. ENERGIA PERDIDA EN LOS GASES DE ESCAPE

$$E1 = GS \times 1.0048\ (Tg - Ti)Gc \qquad (8.3)$$

donde

GS - Kg gases secos por Kg de combustible

tg - tempertatura de los gases secos a la salida del motor en °C

t_1 - tempertuara del aire en °C

1.0048- calor específico en Kj/Kg °C

Gc - gasto de combustible en Kg/S

Cálculo de GS

$$GS = \frac{4\ CO_2 + O_2 + 700}{3(CO + CO)} \times C_1 \qquad (8.4)$$

donde

CO_2, CO y O_2 se obtiene del análisis de los gases de escape en %

C_1 - kg de carbono por Kg de combustible quemado.

8.7.4 ENERGIA PERDIDA POR LA HUMEDAD QUE CONTIENE EL AIRE DE LA COMBUSTION

$$E2 = AS \times Wv \times 1.926\ (th-T1) \times G_c \qquad (8.5)$$

donde

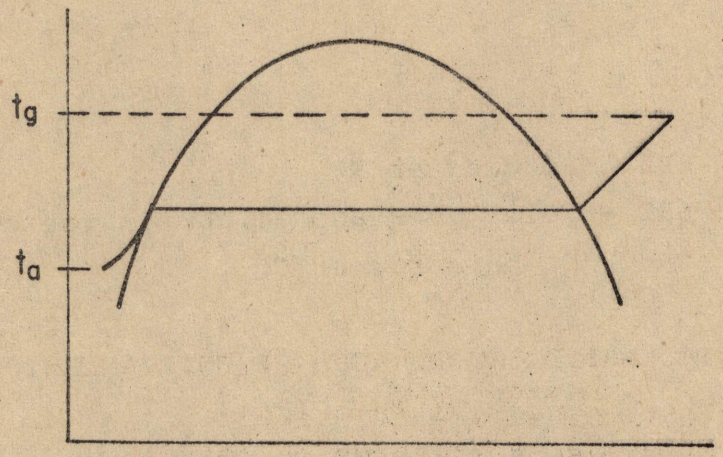
E2 - Pérdida en KW
AS - Kg de aire seco por Kg de combustible
1.926 - Calor específico del vapor en KJ/Kg°C

8.7.5 ENERGIA PERDIDA DEBIDA A LA HUMEDAD QUE CONTIENE EL COMBUSTIBLE (Ver fig. 8.7)

$$E3 = MF\left[1.926\ (tg-100) + 2257 + 4.1868\ (100-Ec)\right] G_c \qquad (8.6)$$

donde

E3 - Pérdida en KW
MF - Humedad total del combustible en Kg/Kgc
2257 - Calor de vaporización a 100°C en KJ/Kg
tc - Temperatura del combustible en °C



8.7.6 ENERGIA PERDIDA DEBIDO AL HIDROGENO QUE CONTIENE EL COMBUSTIBLE

Conociendo el análisis último del combustible, la expresión para encontrar la pérdida debido al contenido de hidrógeno en el combustible, el cual forma agua al combinarse con el oxigeno y se evapora, es la siguiente:

$$E4 = 8.936H_2\left[1.926(tg-100)+ 2257 + 4.1868(100-T_c)\right]G_c \quad (8.7)$$

donde

E4 - Pérdida en KW
H2 - Kg de hidrógeno por Kg de combustible
8.936 - Hidrógeno para formar agua

8.7.7 ENERGIA PERDIDA DEBIDO A UNA COMBUSTION INCOMPLETA

Cuando en los gases de combustión hay presencia de CO se debe a una combustión incompleta, la cual puede evaluarse de la siguiente manera:

$$E5 = \frac{CO}{CO+CO_2} \times 23632 \times C_1 x Gc \qquad (8.8)$$

donde

E5 - Pérdida en KW

23632 - Calor generado al combinarse el CO con el O_2 para formar CO_2.

8.7.8 ENERGIA PERDIDA EN EL AGUA DE ENFRIAMIENTO

$$EG = G_A \times 4.1868(Ts - Te) \times G_c \qquad (8.9)$$

donde

EG - Pérdida en KW

4.1868 - Calor específico en Kj/kg°C

Ts - Temperatura del agua a la salida del motor en °C

Te - Temperatura del agua a la entrada del motor en °C

8.7.9 ENERGIA PERDIDA POR RADIACION Y CONVECCION

La energía perdida por radiación y convección se consideran dentro de las pérdidas incalculables, y se obtienen por diferencia de la siguiente manera:

$$E7 = E_E - E_A - \Sigma E \qquad (8.10)$$

donde

E7 - Pérdida en KW

ΣE - Suma de pérdidas (EI + E2 + ... + EG)

8.7.10 EFICIENCIA DEL MOTOR

La eficiencia del motor es la relación entre le energía aprovechada y la energía liberada por el combustible

$$\eta = \frac{E_A}{E_E} \times 100 \qquad (8.11)$$

BIBLIOGRAFIA

EDWARD F. OBERT, Motores de Combustión Interna, Cía. - Editorial Continental, 2a. Edición.

L.C.Lichty, Internal-combustion Engines, International Student Edition, 6a. Edición.

I N D I C E

P R A C T I C A 9

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

		PAG.
9.1	OBJETIVOS	9.1
9.2	INTRODUCCION	9.1
9.3	CLASIFICACION GENERAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	9.3
9.4	ANALISIS DEL CICLO TERMODINAMICO	9.4
9.4.1	DESCRIPCION DEL CICLO OTTO	9.4
9.4.2	FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA	9.6
9.4.2.1	Carrera de admisión	9.7
9.4.2.2	Carrera de compresión	9.9
9.4.2.3	Carrera de expansión	9.9
9.4.2.4	Carrera de expulsión o escape	9.10
9.4.3	EFICIENCIA DEL CICLO OTTO	9.11
9.4.4	CICLO REAL	9.13
9.4.5	AUTOENCENDIDO	9.15
9.4.6	MEJORAMIENTOS PRACTICOS DE LA EFICIENCIA	9.19
9.5	SISTEMAS PRINCIPALES EN LOS MOTORES	9.19
9.5.1	SISTEMA DE ALIMENTACION DEL COMBUSTIBLE	9.19
9.5.2	SISTEMA DE IGNICION	9.21
9.5.2.1	Sistema convencional de encendido	9.21
9.5.2.2	Encendido electrónico	9.25
9.5.3	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	9.27
9.5.4	SISTEMA DE LUBRICACION	9.29

PAG.

9.6 DEDUCCION DE LA RELACIONES PARA OBTENER POTENCIAS Y EFICIENCIAS 9.33

9.6.1 POTENCIA AL FRENO 9.33

9.6.2 POTENCIA INDICADA 9.34

9.6.3 PERDIDAS POR FRICCION 9.34

9.6.4 GASTO DE COMBUSTIBLE 9.34

9.6.5 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE 9.35

9.6.6 LINEA WILLAN'S 9.36

9.6.7 ENERGIA SUMINISTRADA 9.36

9.6.8 PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO 9.36

9.6.9 PRESION MEDIA EFECTIVA INDICADA 9.37

9.6.10 EFICIENCIA MECANICA DEL MOTOR 9.37

9.6.11 EFICIENCIA INTERNA DEL MOTOR 9.38

9.6.12 EFICIENCIA TERMICA O TOTAL DEL MOTOR 9.38

9.6.13 EFICIENCIA DEL CICLO OTTO 9.38

9.7 DESARROLLO DE LA PRACTICA 9.38

9.7.1 PRUEBAS A VELOCIDAD VARIABLE 9.38

9.7.2 PRUEBAS A VELOCIDAD CONSTANTE 9.39

BIBLIOGRAFIA 9.40

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 9

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

9.1 OBJETIVOS

a. Estudiar el ciclo termodinámico del motor encendido por chispa (ECH).

b. Mostrar las diferencias entre el ciclo teórico y el ciclo real para un motor de gasolina.

c. Descripción de los sistemas principales de funcionamiento de los motores encendidos por chispa.

d. Obtención de los parámetros principales de operación y curvas de comportamiento tanto a velocidad constante como variable para el motor del laboratorio.

9.2 INTRODUCCION

Nicolaus August Otto creó en 1876, un producto y una industria que cambió la forma de vida de la humanidad. Este producto surgió de la inquietud que despertó en él J.E. Lenoir quién diseñó en 1860 un motor sin compresión con una eficiencia térmica de sólo 4%.

La primera máquina comercial con motor Otto funcionó a presión atmosférica y fue desarrollada en colaboración con Eugen Langen.

Simultáneamente a N.A. Otto, el francés Alphonse Beau de Rochas descubrió el ciclo de 4 tiempos (no lo publicó).

En su trabajo describe con precisión el motor de gas de 4 tiempos aunque nunca lo construyó.

Después de 1876 se desarrollaron los refinamientos a los motores, siendo las máquinas estacionarias las que recibieron los beneficios iniciales. Tratando principalmente de incrementar la relación de compresión, que en aquellos tiempos era menor de 4:1 para así obtener mayores eficiencias.

El concepto de Rudolf Diesel de inyectar un combustible líquido dentro de una cámara con aire comprimido, hizo posible incrementar al doble las eficiencias del motor de combustión interna, con lo que se logró una máxima compresión sin detonación.

En 1905 se establecieron los estándares de las dimensiones de las tolerancias de las partes de los vehículos para así permitir la intercambiabilidad de las mismas, el cual fue un factor vital para el crecimiento de la industria automotriz.

En 1919 cambió la situación de los hidrocarburos al producirse la gasolina por desintegración catalítica, con lo cual surge el motor de gasolina que requiere de un sistema de ignición eléctrico perfeccionado, debido al incremento de la temperatura de "ignición" de las gasolinas, respecto de las kerosinas.

Los avances en metalurgia, ignición, carburación y en métodos de manufactura pusieron al mundo sobre ruedas. En 1920 al lograr un entendimiento del fenómeno y causas de la detonación durante la combustión, se obtuvo también una solución a dicho problema. La combinación de estudios de la combustión en motores de cabeza L y el descubrimiento de Midgley acerca de las cualidades del Tetra-

etilo de plomo para inhibir la detonación, originaron el desarrollo exitoso del motor de gasolina para los siguientes 25 años. La relación de compresión se aumentó alcanzando valores hasta de 7:1 por el año de 1940.

Por 1947 se logró mejorar el rendimiento del combustible hasta en un 40%. Por los 1950's el motor de gasolina empezó a ser controlado en el sentido de conservación de energía y contaminación ambiental. Excepto por los primeros días de la historia del automovil, los últimos 15 años han sido los más intensos de todos. Se han logrado diseños que eliminen el 90% o más de los componentes tóxicos de los gases residuales. Ahora, con la necesidad de mejorar la economía mundial, se requiere del diseño de nuevos métodos de transporte que no utilizan recursos naturales no renovables como agente energético. La ingeniería automotriz enfrenta así el mayor de los retos a que ha sido sometida.

9.3 CLASIFICACION GENERAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

a. Según el ciclo utilizado

- Otto
- Diesel
- Brayton

b. Por la posición del cilindro con respecto al cigueñal

- Horizontal
- Vertical
- Inclinado

c. Por la disposición de los cilindros dentro del motor

- En línea
- En V
- Radial
- En X

d. Por la forma de encendido

- Chispa
- Compresión
- Cabeza ardiente

e. Por el tipo de enfriamiento

- Aire
- Líquido

f. Por el tipo de lubricación

- Carter húmedo
- Carter seco

g. Por la forma de alimentación

- Aspiración natural
- Sobrealimentación

9.4 ANALISIS DEL CICLO TERMODINAMICO

9.4.1 DESCRIPCION DEL CICLO OTTO

Aún cuando el motor de combustión interna no funciona de acuerdo con un ciclo termodinámico teórico, el concepto de ciclo es muy útil para mostrar los efectos de los cambios en las condiciones de operación, mostrar el rendimiento máximo y comparar un motor con otro.

Para facilitar el estudio se supone que el aire es el fluído de trabajo y se considera como un gas ideal o sea que sus calores específicos son constantes. Otra suposición consiste en considerar que todos los procesos son reversibles. El ciclo basado en las anteriores consideraciones se denomina ciclo ideal o teórico.

El Ciclo Otto teórico es el ciclo ideal del motor encendido por chispa y se encuentra representado gráficamente en la figura 9.1 tanto en coordenadas P-v como T-s.

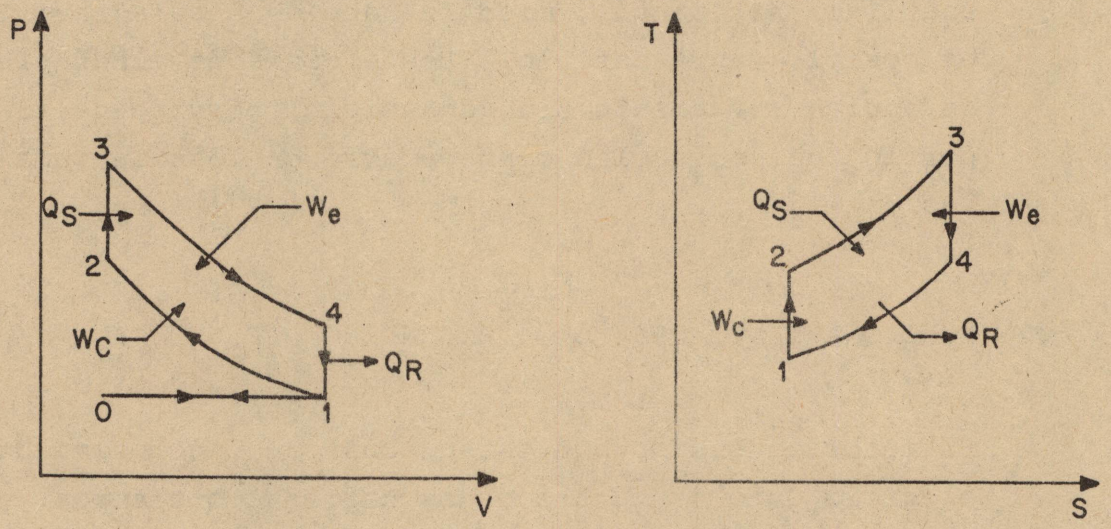


Figura 9.1

Las transformaciones termodinámicas que se verifican durante el ciclo son:

1-2 Compresión del fluido por medio del pistón que realiza un trabajo (W_c), y sin intercambio de calor (proceso adiabático o isentrópico).

2-3 Introducción instantánea de calor Q_s (proceso a volumen constante).

3-4 Expansión con el correspondiente trabajo W_e realizado por el fluido de trabajo (proceso adiabático e isentrópico).

4-1 Sustracción instantánea de calor Q_R (proceso a volumen constante).

En realidad en los motores de 4 tiempos la sustracción de calor se verifica durante la carrera de escape 1-0 y el fluido se introduce en la carrera de aspiración (0-1) lo cual se representa gráficamente en el diagrama P-v como una línea horizontal, mientras que en el diagrama T-s no es posible representarlo. Los efectos de ambos procesos se anulan mutuamente sin ganancia ni pérdida de trabajo por lo cual no suelen considerarse en los diagramas ideales.

9.4.2 FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

El motor encendido por chispa basa su funcionamiento en el ciclo Otto de cuatro o dos carreras o tiempos. Para efectuar prácticamente el ciclo, se requiere de un émbolo reciprocante, un cilindro y un mecanismo biela-manivela, tal como se muestra en la figura 9.2.

El émbolo o pistón tiene un movimiento reciprocante dentro del cilindro, alcanzando de esta manera dos posiciones extremas, que se les conoce como punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI). Cuando el émbolo se encuentra en el PMS, en el cilindro se tiene el menor volumen, correspondiente a la cámara de combustión, y cuando el pistón se encuentra en el PMI, se tiene el mayor volumen; al desplazamiento del émbolo del PMS al PMI o viceversa, se le conoce como carrera.

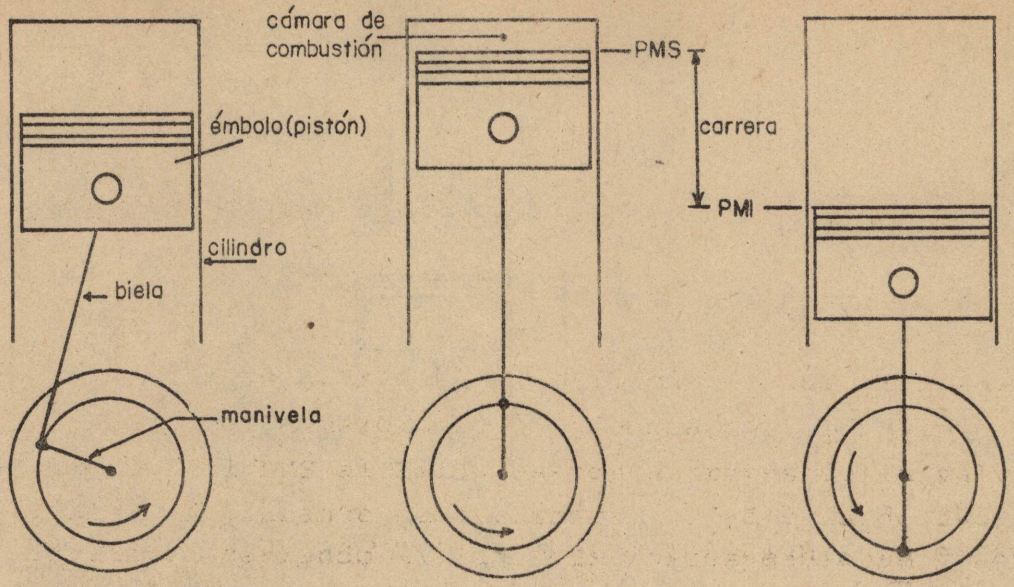


Figura 9.2

Las carreras en un motor de cuatro tiempos son las siguientes:

9.4.2.1 Carrera de admisión

Para que se lleve a cabo la secuencia de los cuatro tiempos en el motor, el cilindro está provisto de un par de electrodos (bujía) y dos válvulas, una de admisión y la otra de escape, colocadas en el extremo correspondiente al PMS. La mezcla aire-combustible porporcionada por el carburador fluye a través del múltiple de admisión hasta el cilindro; esta mezcla es succionada por el movimiento del pistón del PMS al PMI, pasando a través de la válvula de admisión. Durante esta carrera, la válvula de escape se encuentra cerrando la lumbrera correspondiente al escape, figura 9.3; en el diagrama presión-volumen del ciclo Otto, corresponde al proceso 0-1, figura 9.4.

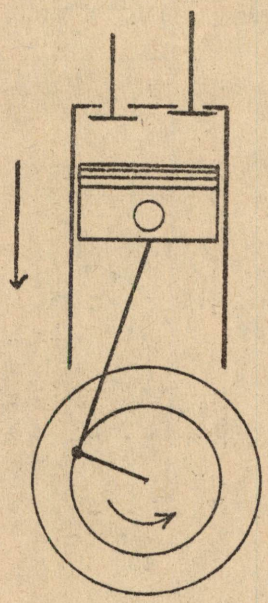


Figura 9.3

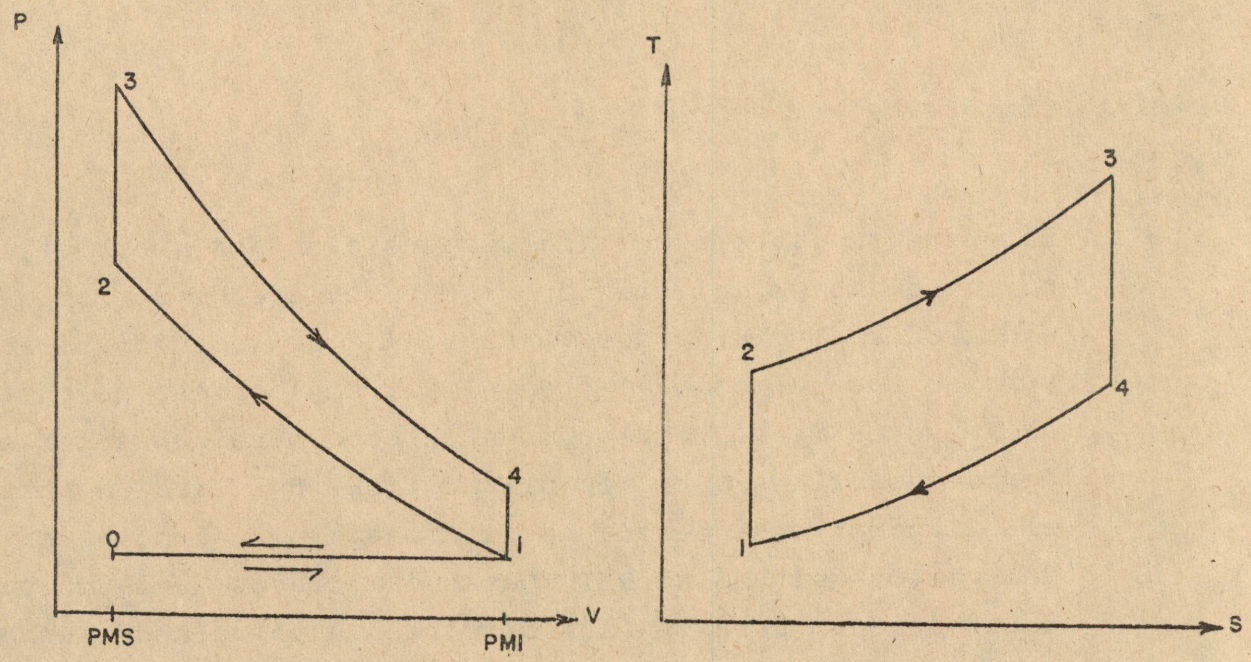


Figura 9.4

9.4.2.2 Carrera de compresión

Al llegar el pistón al PMI, durante la carrera de admisión se cierra la válvula de admisión, se invierte el movimiento del pistón desplazándose del PMI al PMS con la consiguiente disminución del volumen en el cilindro y un aumento de presión y temperatura de la mezcla; durante este movimiento del pistón, la válvula de escape continúa cerrada, figura 9.5. En la figura 9.4 esta carrera corresponde al proceso de 1-2.

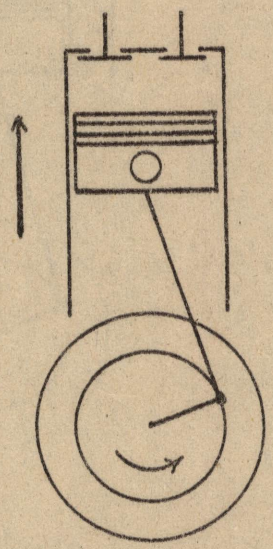


Figura 9.5

9.4.2.3 Carrera de expansión

Poco antes de que el pistón llegue al PMS durante la carrera de compresión, salta un arco eléctrico entre los electrodos de la bujía, iniciándose con ello la combustión de la mezcla. Al producirse la combustión, los gases tienden a expansionarse ejerciendo con ello una gran presión contra todas las caras de la cámara y, por consiguiente, contra la cara superior del pistón, haciendo que

de nuevo se invierta el movimiento del mismo, esta vez del PMS al PMI. Esta es la única carrera en la cual se obtiene trabajo, por lo que comúnmente se le conoce también como carrera de potencia. Durante esta carrera ambas válvulas permanecen cerradas, figura 9.6. En el diagrama del Ciclo Otto, este movimiento del pistón corresponde al proceso de 3-4, siendo un proceso isentrópico.

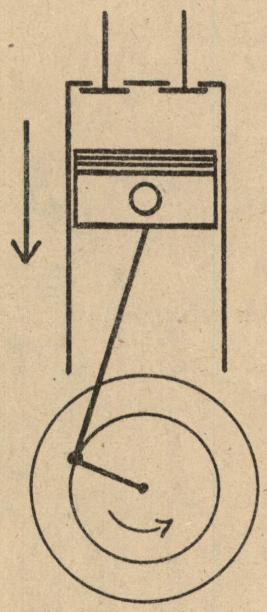


Figura 9.6

9.4.2.4 Carrera de expulsión o escape

Lograda la máxima expansión de los gases, esto es, hallándose el pistón en el PMI fin de la carrera de expansión y comienzo de la expulsión de los gases, se abre la válvula de escape para desalojar los gases producto de la combustión en el cilindro.

Durante esta carrera el pistón se desliza del PMI al PMS, concluyendo de esta manera el ciclo de cuatro tiempos figura 9.7. Lo que ocurre en el Ciclo Otto en este último

tiempo es lo siguiente: al llegar el pistón al PMI -punto 4- se abre la válvula de escape, habiendo un rechazo instantáneo hacia la atmósfera del calor de los gases, a volumen constante (proceso de 4 a 1).

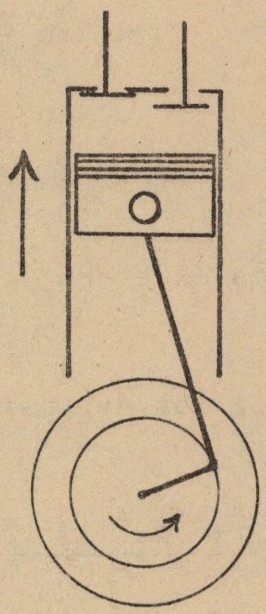


Figura 9.7

9.4.3 EFICIENCIA DEL CICLO OTTO

La eficiencia del Ciclo Otto está dada por:

$$\eta = \frac{Q_s - Q_r}{Q_s} \qquad (9.1)$$

donde:

Q_s - es el calor suministrado en kJ/h

Q_r - es el calor rechazado en kJ/h

Por otro lado:

$$Q_s = m_a\, c_v (T_3 - T_2)$$
$$Q_r = m_a\, c_v (T_4 - T_1)$$

m_a en $\frac{kg}{h}$

c_v en $\frac{kJ}{kg°C}$

T en °C

y además $Q_s - Q_r$ es el trabajo útil.

Sustituyendo en 9.1 las expresiones de Q_s y Q_r:

$$\eta = \frac{m_a\, c_v (T_3 - T_2) - m_a\, c_v (T_4 - T_1)}{m_a\, c_v (T_3 - T_2)}$$

Simplificando:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Sacando como factor común a T_1 en el numerador y a T_2 en el denominador:

$$\eta = 1 - \frac{T_1\left[\frac{T_4}{T_1} - 1\right]}{T_2\left[\frac{T_3}{T_2} - 1\right]}$$

Como se considera que se trabaja con un gas perfecto, las relaciones temperatura-volumen para los procesos isontró-

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_1}\right]^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{V_3}{V_4}\right]^{k-1}$$

Como $V_3 = V_2$ y $V_4 = V_1$, entonces:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \qquad \text{ó bien} \qquad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

por lo que:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left[\frac{V_2}{V_1}\right]^{k-1}$$

donde:

$$\frac{V_1}{V_2} = r = \text{relación de compresión}$$

Finalmente, la expresión para la eficiencia, queda:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

9.4.4 CICLO REAL

Para el ciclo ideal se considera que el aire es la substancia de trabajo, que sus calores específicos son cons-

tantes y que cumple con las leyes de los gases perfectos. Así mismo se supone que los procesos del ciclo son reversibles, eliminando como consecuencia todos los efectos producidos por los rozamientos.

El trabajo disponible de un ciclo real es menor que el trabajo del ciclo ideal de Otto. Algunas causas de esto se mencionan a continuación.

a. Se requiere de una presión negativa en la carrera de admisión que succione la mezcla aire-combustible.

b. En la carrera de escape es necesario ejercer una presión para evacuar los gases de la combustión con la consecuente reducción de la eficiencia volumétrica.

c. En la compresión y expansión se tiene una continua transferencia de calor hacia el medio ambiente a través del sistema de enfriamiento por las paredes del motor.

d. Existen fuerzas de fricción de todas las partes móviles del motor.

En el siguiente diagrama presión-volumen de la figura 9.8 pueden apreciarse las diferencias entre los ciclos ideal y real respectivamente.

Cabe hacer notar que en dicha figura los trabajos de los procesos reales de admisión y expulsión, no se anulan y forman un ciclo adicional cuyo trabajo neto es negativo y deberá restarse del trabajo del ciclo formado por el resto de los procesos termodinámicos.

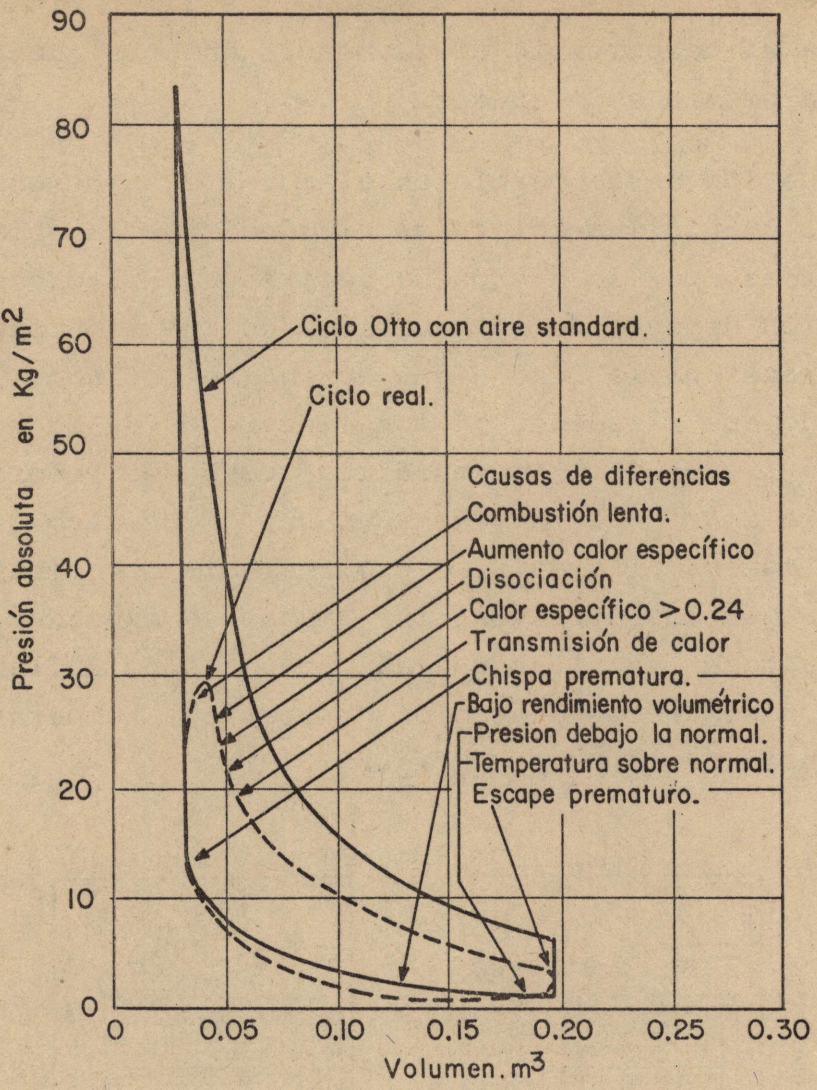


Figura 9.8

El área que forma el diagrama P-V representa el trabajo generado en el cilindro y puede observarse como al considerar las pérdidas en el ciclo real, el área se ve disminuida en comparación al ciclo teórico.

9.4.5 AUTOENCENDIDO

De la expresión de la eficiencia del Ciclo Otto se puede observar que cuanto mayor sea la relación de compresión, mayor será la eficiencia del ciclo; sin embargo, no es posible tener grandes relaciones de compresión en los moto-

res encendidos por chispa debido a las limitaciones que presenta el combustible de la mezcla gaseosa cuando se le somete a presiones elevadas.

La combustión de la mezcla en el motor debe comenzar en la bujía cuando las moléculas alrededor de la chispa son energizadas, por lo que puede decirse que el proceso de combustión depende de la habilidad de la llama para avanzar a través de la mezcla que aún no se inflama. Se ha observado que alrededor de los electrodos de la bujía se forma un frente de flama esférico que ha de recorrer toda la cámara de combustión, de aquí que el proceso de combustión no sea simultáneo sino progresivo. La combustión ocasiona que las moléculas inflamadas se expandan y compriman a todas aquéllas que aún no han sido inflamadas con la consiguiente elevación de presión, temperatura y turbulencia de la mezcla (figura 9.9).

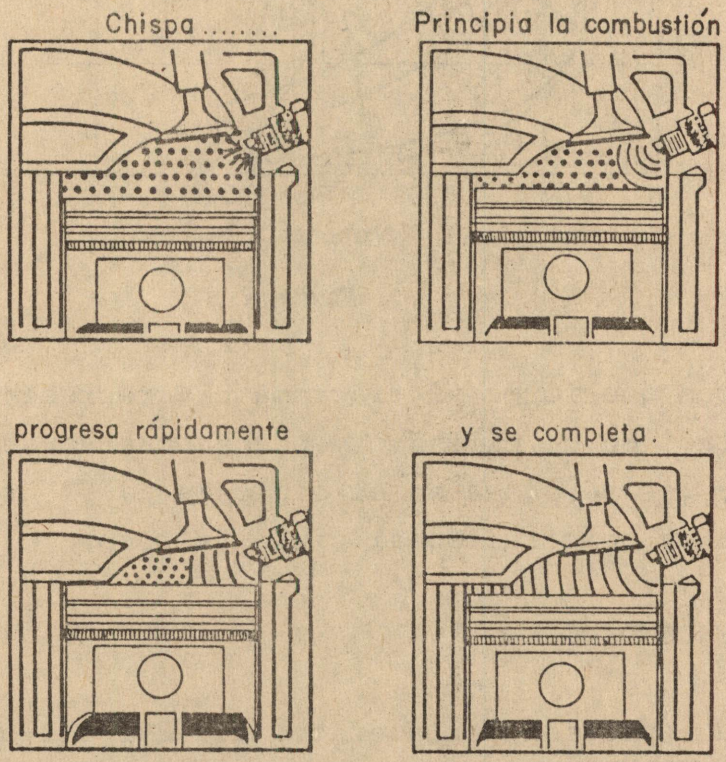


Figura 9.9 Combustión normal

Por otra parte la mezcla puede también inflamarse espontáneamente sin la necesidad de un agente exterior (el arco eléctrico) que provoque la combustión. Este fenómeno puede ocurrir debido a 2 causas diferentes; la primera es ocasionada por la formación de puntos calientes como depósitos de carbón incandescentes que producen la combustión de las mezclas. Esto se denomina preignición. La segunda causa de autoencendido es el incremento de la presión y temperatura a valores superiores a las condiciones de ignición del combustible utilizado. Esto se denomina detonación (figura 9.10).

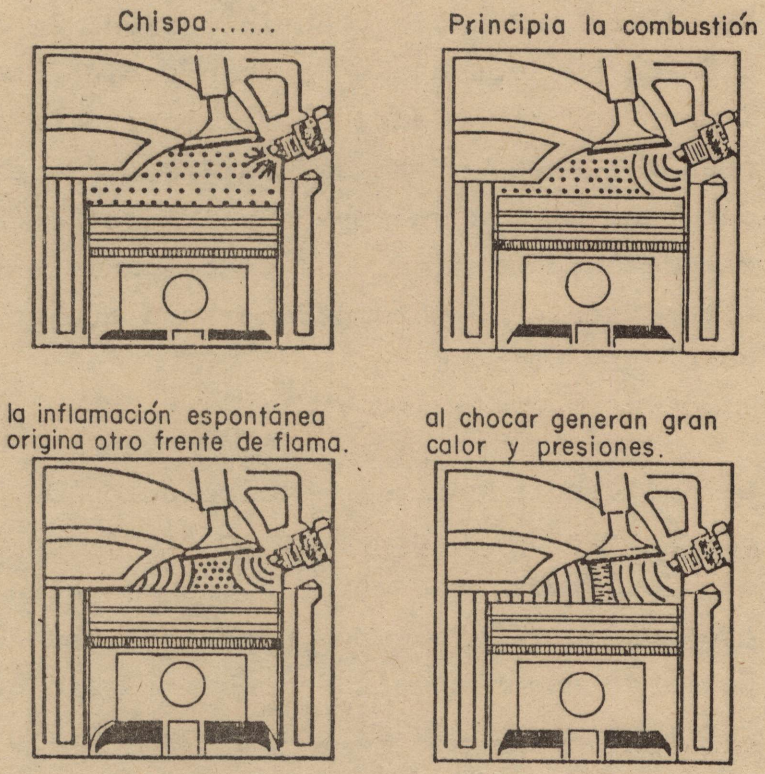


Figura 9.10 Autoencendido

El autoencendido produce una combustión incontrolable ya que por lo regular siempre ocurre en las regiones externas al frente de la flama, provocando con ello ondas de

presión. El choque de estas ondas de presión produce ruidos y vibraciones anormales en la estructura del motor ("cascabeleo").

Dada la naturaleza de los combustibles, habrá unos más y otros menos capaces de soportar elevadas presiones sin que se tenga el autoencendido, de ahí que un motor encendido por chispa con una alta relación de compresión -9:1 ó 10:1- necesite de un combustible que tenga algunas propiedades antidetonantes.

Cabe hacer notar que el golpeteo es un fenómeno subsecuente al autoencendido y su intensidad depende de la formación de núcleos que se autoincendian fuera del frente de flama; por otro lado, el autoencendido siempre ocurre cuando se han inflamado las 2/3 ó 3/4 partes de la mezcla gaseosa, por lo que puede afirmarse que el autoencendido se presenta al final del proceso de combustión dadas las altas presiones y temperaturas a que se encuentra sometido el gas no quemado.

La influencia que tiene la relación de compresión en la eficiencia del Ciclo Otto ocasionó que durante algunos años se produjeran motores con una alta relación de compresión, por lo que fue necesario obtener combustibles capaces de soportar altas presiones sin que se presente en forma considerable el golpeteo. Existen en la actualidad aditivos (agentes antidetonantes) que mejoran las propiedades de las gasolinas contra los efectos nocivos de la detonación; algunos de ellos son: el tetraetilo de plomo $Pb(C_2H_5)_4$, el carbonileno de hierro $Fe(CO)_5$, la anilina $C_6H_5NH_2$, etc. Algunos de estos aditivos producen severa contaminación del ambiente, por lo que su uso ha decaído en la actualidad.

9.4.6 MEJORAMIENTOS PRACTICOS DE LA EFICIENCIA

La eficiencia de un motor de combustión se puede mejorar introduciéndole algunas modificaciones prácticas como por ejemplo:

a. Rebajando cabezas para aumentar la relación de compresión.

b. Modificando el diseño del árbol de levas con el fin de que las válvulas -admisión escape- permanezcan el mayor tiempo posible abiertas.

c. Modificando válvulas y lumbreras de admisión para introducir al cilindro una mayor masa de mezcla fresca.

d. Un diseño apropiado del múltiple y del ducto de escape con el fin de crear una depresión en los mismos, de tal manera que exista un flujo natural de los gases de escape desde el cilindro hasta la atmósfera.

9.5 SISTEMAS PRINCIPALES EN LOS MOTORES

A continuación se explican en forma poco detallada los principales sistemas de un motor encendido por chispa.

9.5.1 SISTEMA DE ALIMENTACION DEL COMBUSTIBLE

Los elementos principales que constituyen el sistema de alimentación de combustible son: la bomba de combustible, el carburador y el múltiple de admisión; los elementos auxiliares que componen el sistema son: el depósito del combustible, el filtro del combustible, el filtro del aire y los conductos.

El recorrido del combustible desde el depósito hasta el cilindro es como sigue: el combustible es succionado y bombeado desde el depósito hasta el carburador por una bomba del tipo de diafragma; el combustible llega al carburador y es dosificado en una corriente de aire producida por la carrera de aspiración del pistón, pasando a través del múltiple de admisión donde la mezcla de aire-combustible es gasificada por la propia volatilidad de la gasolina y por la temperatura del múltiple, introduciéndose al cilindro a través de la lumbrera de admisión.

Las partes esenciales que componen el carburador son: la cámara del flotador, la tobera con orificio medidor, las válvulas de aceleración y de estrangulamiento, y un filtro de aire (figura 9.11).

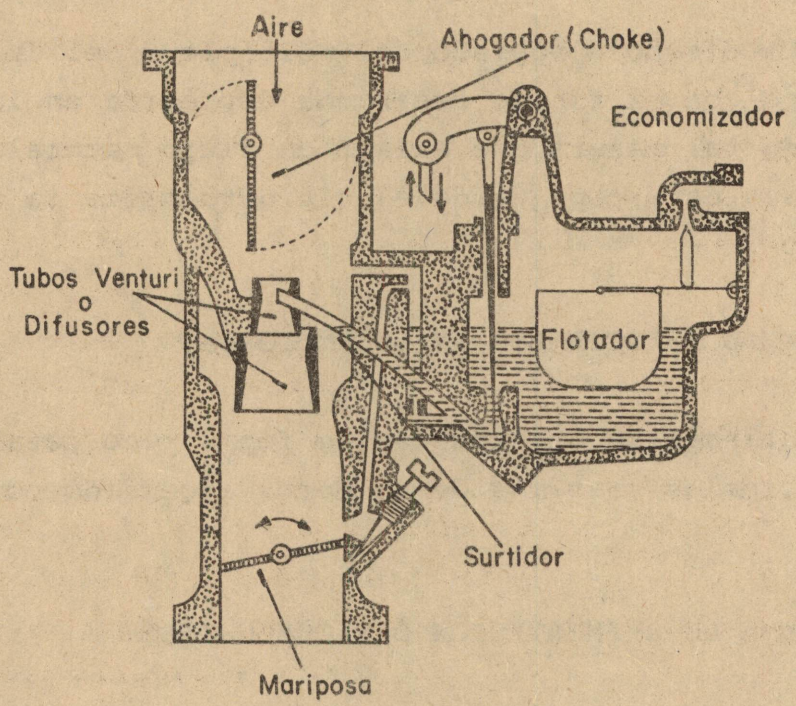


Figura 9.11

Las funciones principales que desempeña un carburador son:

a. Regular la cantidad de la mezcla aire-combustible.

b. Proporcionar una exacta relación de la mezcla para diversas velocidades y cargas.

c. Favorecer el mezclado del aire y el combustible.

El pistón, durante su carrera de admisión, aspira el aire de la atmósfera haciéndolo pasar por el venturi, creando de esta manera una depresión en la garganta del mismo. Como la cámara del flotador tiene un orificio que la conecta a la atmosfera, entonces la presión que existe en la cámara es mayor que la que existe en la garganta del venturi. En la garganta del venturi va colocada la tobera a través de la cual se derrama el combustible en la corriente de aire por la diferencia de presiones existentes entre la descarga de la tobera y la cámara del flotador.

9.5.2 SISTEMA DE IGNICION

9.5.2.1 Sistema convencional de encendido

La función del sistema de encendido es proporcionar impulsos de alto voltaje -de la magnitud de 20,000 volts- entre los electrodos de la bujía en el cilindro del motor. Estos impulsos producen arcos eléctricos en el espacio comprendido entre los electrodos de la bujía, chispas que inflaman la mezcla comprimida en la cámara de combustión. Cada arco eléctrico se sincroniza de manera que salte cuando el pistón se aproxima al punto muerto superior en la carrera de compresión.

Los elementos principales que constituyen el sistema de ignición son: una batería, una resistencia llamada resistencia de balastro, una bobina, un condensador, unos contactos o platinos y un conjunto de bujías.

Los elementos están conectados según se muestra en la figura 9.12. Los contactos o platinos únicamente tienen la función de abrir y cerrar el circuito.

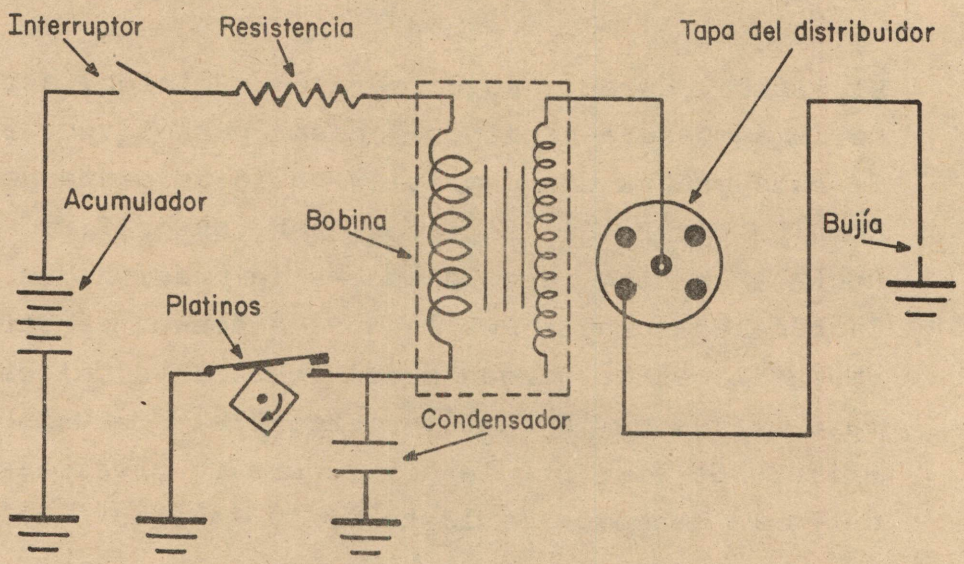


Figura 9.12

El funcionamiento de este sistema es como sigue: cuando los platinos se cierran, la corriente fluye desde el acumulador hasta los platinos pasando a través del devanado primario de la bobina (figura 9.13).

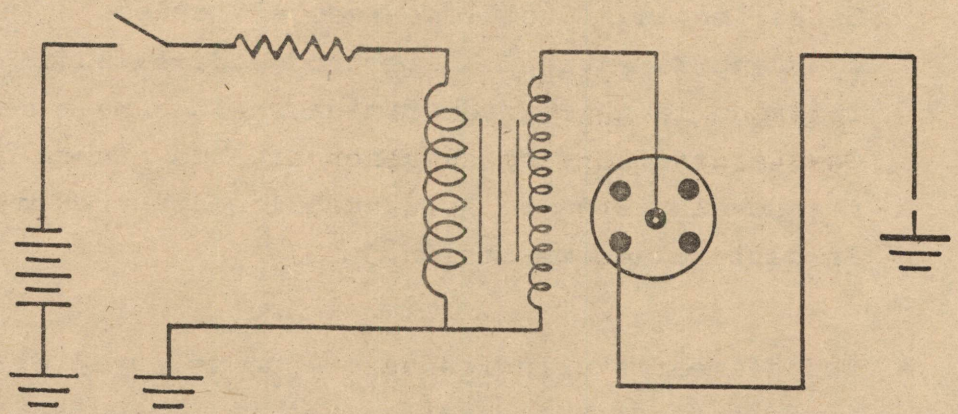


Figura 9.13

Inicialmente el flujo de corriente empieza a incrementarse rápidamente, apareciendo una fuerza electromotriz en el devanado primario que se opone a ella, hasta llegar a una corriente máxima tal como se muestra en la figura 9.14.

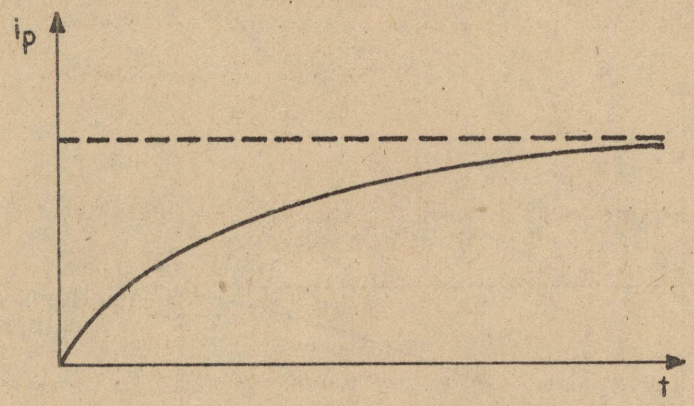


Figura 9.14

Una vez que la corriente fluye a través del devanado primario, se induce un campo magnético que corta al devanado secundario produciendo un voltaje en éste. Debido a que la fuerza electromotriz se opone al flujo de corriente, el voltaje en el primario es de baja intensidad, por lo que también en el secundario el voltaje inducido será bajo y no lo suficiente como para vencer el dieléctrico entre los electrodos y producir el arco eléctrico.

El sistema está diseñado de manera que la corriente en el primario alcance su máximo cuando los platinos se abren. Con el circuito primario abierto, el acumulador no proporciona corriente a través de aquél y el campo magnético de la bobina se corta; este corte induce una corriente en el primario que trata de formar un arco en el platino abierto, para mantener un flujo de corriente. Si este flujo se mantuviese, el campo decrecería lentamente y no podría inducirse suficiente voltaje a través del devanado.

Se requiere de un corte instantáneo del devanado primario para inducir un alto voltaje en el devanado secundario,

utilizándose para ello un condensador. El condensador absorbe la corriente que se induce cuando se abren los platinos, haciendo caer la corriente en el primario, repentinamente, hasta cero como se observa en la figura 9.15.

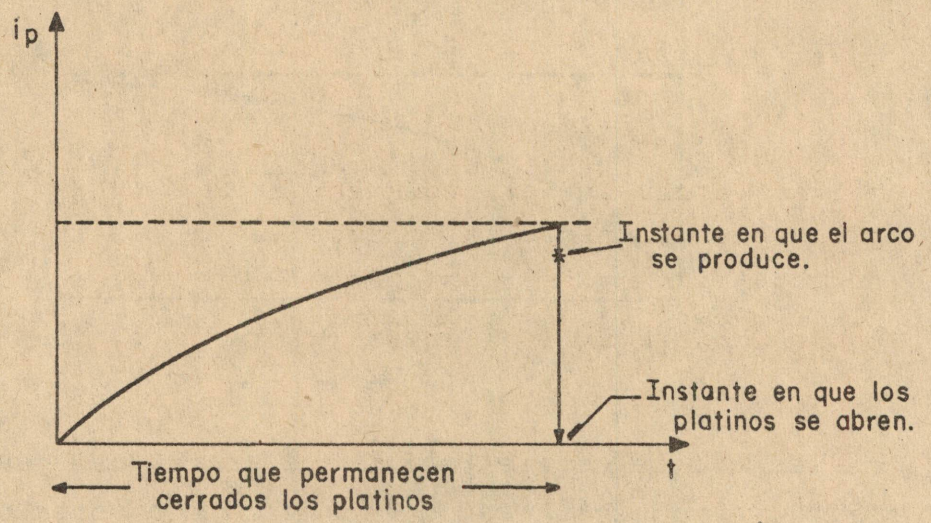


Figura 9.15

Uno de los factores que determinan el valor del voltaje inducido en el secundario es la rapidez del movimiento del campo magnético. Con el repentino corte de corriente en el primario, se tiene un rápido movimiento del campo que induce un alto voltaje transmitido al secundario, por la relación de transformación que llega a ser del orden de 20,000 volts. Este voltaje llega hasta los electrodos de la bujía donde vence el dieléctrico formado por la mezcla aire-combustible que hay entre ellos, saltando un arco eléctrico, que es precisamente la chispa que inflama dicha mezcla.

Antes de cerrarse de nuevo los platinos, la corriente primaria que fluye hacia el condensador se descargará en sentido contrario e inducirá un campo en el primario. Este campo es función de la energía almacenada en el condensa-

dor y su intensidad será menor que en el campo inicial inducido de la corriente original del acumulador. Después de que el condensador se descarga, no se puede mantener el campo y decae, cargándose ahora el condensador pero con polaridad opuesta. Cuando el campo ha sido completamente cortado, el condensador de nuevo se descarga y así sucesivamente, resultando de esta forma una oscilación periódica y amortiguada como se muestra en la figura 9.16. Esta acción oscilante en el primario ha provocado suficiente voltaje en el secundario para mantener la chispa.

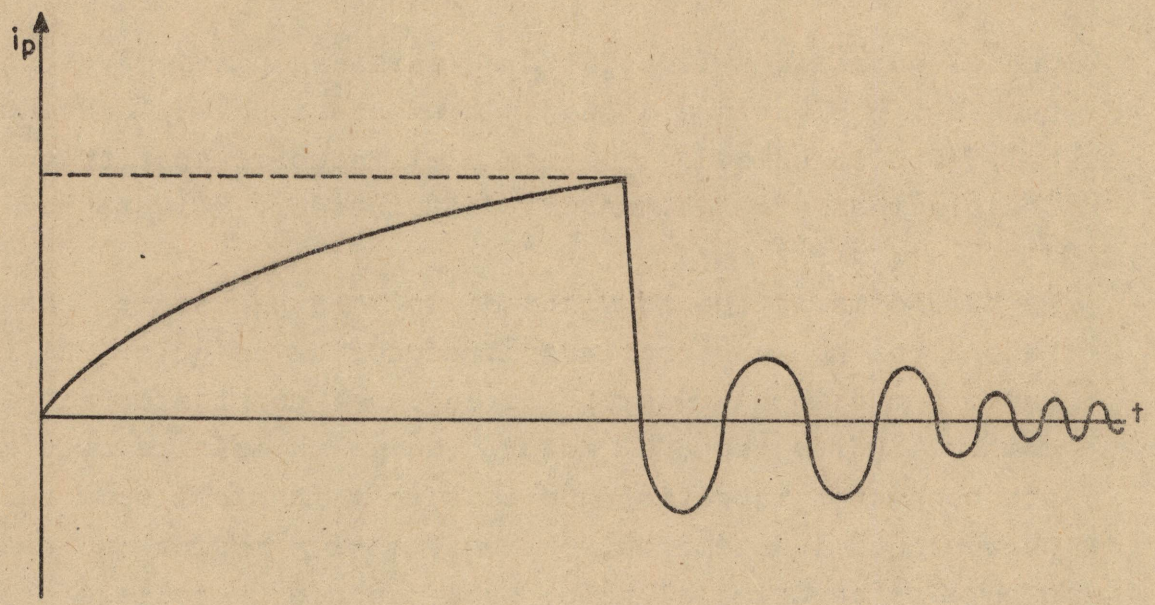


Figura 9.16

Sin embargo, como las oscilaciones se amortiguan, el arco se extingue. Los platinos están próximos a cerrarse y el ciclo a repetirse.

9.5.2.2 Encendido electrónico

El sistema convencional con platinos es un sistema mecánico que requiere de un mantenimiento periódico para su funcionamiento óptimo. Para ello se puede citar, por ejem-

plo, el caso de un automóvil impulsado por un motor de ocho cilindros con encendido convencional a una velocidad cercana a los 100 kpH; el juego de platinos se abre y cierra más de 12,000 veces por minuto. Al producirse el arco eléctrico se generan en los platinos altas temperaturas, razón por la cual se tienen puntos de tungsteno. Después de unas 250 horas de funcionamiento a temperaturas candentes, los platinos dejan de transmitir fielmente la corriente; además su desgaste altera la sincronización del encendido, lo que no sucede con el encendido electrónico.

Con el encendido electrónico se eliminan platinos y condensador y el avance sigue exactamente igual al convencional, pero la unidad magnética y el reductor sustituyen a los platinos y a la leva del distribuidor, (figura 9.17).

La unidad magnética consiste de un imán permanente conectado a una bobina arrollada alrededor de un polo. El reductor es como una especie de engrane, con tantos dientes como cilindros tenga el motor. No es un imán pero es mejor conductor magnético que el aire y funciona como un generador que induce impulsos magnéticos a medida que cada diente se aproxima al polo; esto produce un voltaje positivo en las terminales de la bobina. A medida que el diente se aleja del polo, la fuerza del campo magnético se reduce y se induce un voltaje negativo, generándose, de esta manera, impulsos eléctricos que se transmiten a la unidad de control electrónica.

Cuando el voltaje positivo es inducido, la unidad de control permite el paso de corriente por el devanado primario de la bobina. La unidad de control está conectada a tierra. Al alejarse el diente del polo, el voltaje se convierte en negativo y se neutralizan los circuitos de la unidad de control, entonces la corriente no va hacia

tierra y la corriente primaria de la bobina de encendido es interrumpida; esta interrupción induce suficiente voltaje en el secundario para que se produzca el arco entre los electrodos de la bujía.

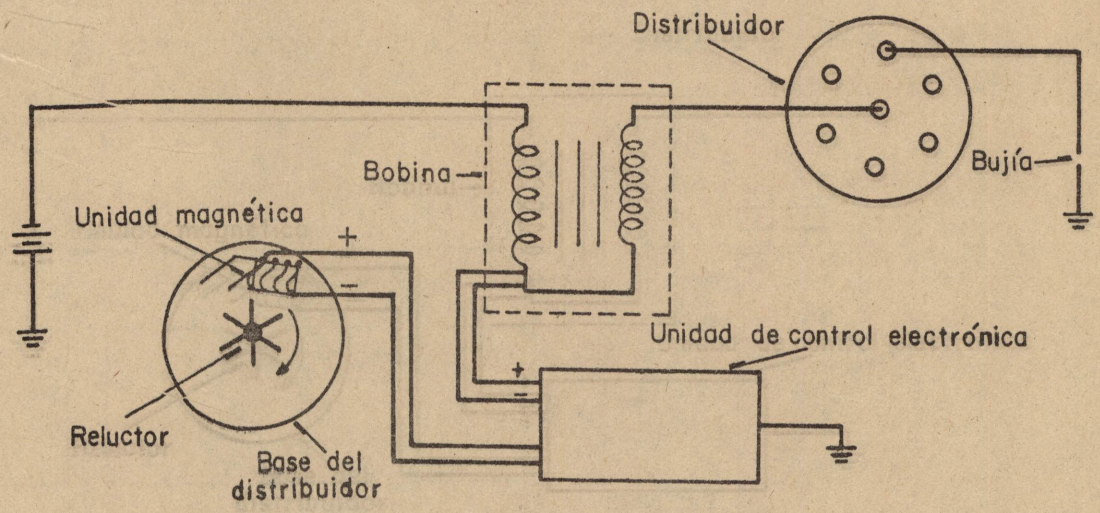


Figura 9.17

9.5.3 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El objeto de la refrigeración en los motores de combustión interna es el de reducir la temperatura en partes críticas, tales como los pistones, válvulas de escape y camisas de los cilindros.

Existen dos tipos de refrigeración:

a. Enfriamiento por agua
b. Enfriamiento por aire

El sistema de refrigeración por agua consta de una bomba, radiador, ventilador, termostato y los ductos (fig. 9.18)

El agua es succionada por la bomba de la parte inferior del radiador y es mandada al cuerpo del motor; el termostato sirve para regular la cantidad de agua que circula a través del motor y es una válvula térmica que abre o cierra dependiendo de la temperatura del mismo. El ventilador hace pasar aire a través del radiador, enfriando de esta manera el agua, este aire también enfria la estructura externa del motor.

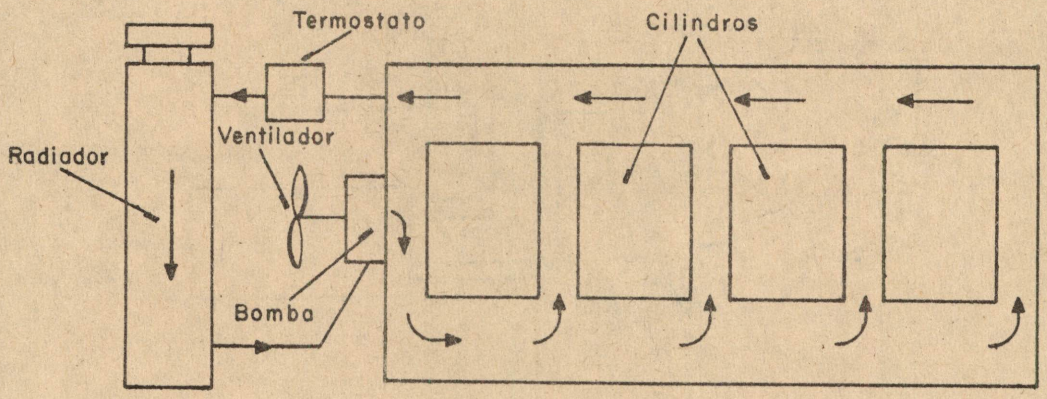


Figura 9.18

En los motores enfriados por aire, el flujo de este puede ser natural o forzado. Estos motores están dotados de una serie de aletas alojadas en la parte exterior del cilindro con el objeto de aumentar la superficie de radiación.

Cuando el flujo es natural, las aletas están expuestas directamente al aire ambiental, es decir, el medio ambiente absorbe el calor disipado por el motor. Cuando el flujo es forzado, el cuerpo del motor lleva una cubierta que lo aisla del medio ambiente y entonces se hace pasar un flujo de aire entre las aletas y la cubierta; el flujo de aire es proporcionado normalmente por un ventilador (figura 9.19).

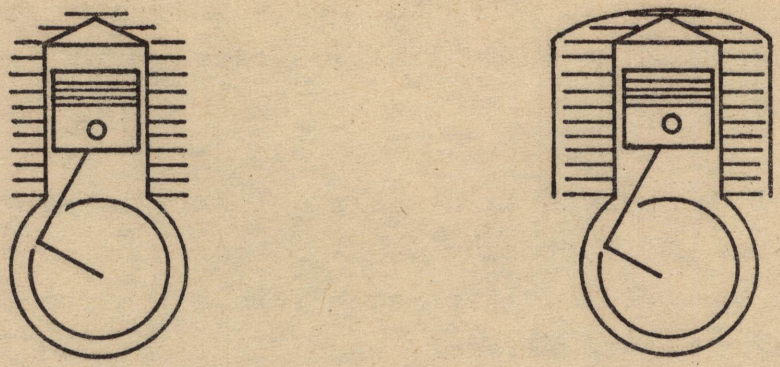


Figura 9.19

9.5.4 SISTEMA DE LUBRICACION

La lubricación en los motores tiene por objeto:

a. Reducir las fuerzas de fricción.
b. Evitar el contacto directo de metal con metal en las piezas en movimiento
c. Disminuir el desgaste
d. Impedir la oxidación de las piezas
e. Eliminar el carbón, polvo y piezas metálicas
f. Refrigerar internamente el motor

El aceite lubricante deberá tener las suficientes propiedades con el fin de que cumpla con todos los objetivos que implica una buena lubricación.

Los motores encendidos por chispa se pueden clasificar, también de acuerdo a la forma en que se lubriquen en:

a. Motores de cárter seco
b. Motores de cárter húmedo

En los motores de cárter seco el aceite lubricante va mezclado con el aire y la gasolina destinados a la combus-

tión. Por lo regular este tipo de motor se utiliza cuando la capacidad potencial que se requiere es mínima. El funcionamiento en general, de este tipo de motor es como sigue:

Cuando el pistón se desliza del PMI al PMS, figura 9.20, se crea una depresión en el cárter, con lo cual se introduce la mezcla de aire-combustible-lubricante, proporcionada por el carburador, hacia la cámara que contiene el cigueñal, muñones y biela, teniéndose con ésto un ambiente húmedo, viscoso, que sirve para lubricar los elementos antes mencionados. Por otra parte se observa que, la mezcla contendia en el cilindro es comprimida porque el pistón va en su carrera de compresión; poco antes de llegar el pistón al PMS salta la chispa en los electrodos de la bujía, inflamándose la mezcla y expandiéndose los gases.

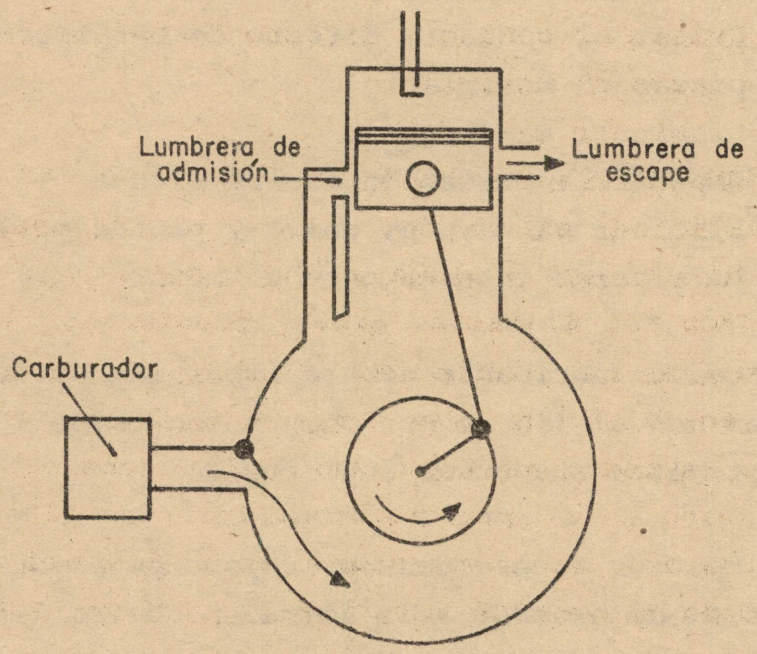


Figura 9.20

Cuando el pistón se desliza del PMS al PMI (carrera de potencia) se cierra la válvula que comunica al cárter con

el carburador y la mezcla contenida en el cárter es comprimida por el movimiento descendente del pistón hasta que éste descubre la lumbrera de admisión, pasando entonces la mezcla fresca del cárter al cilindro (figura 9.21).

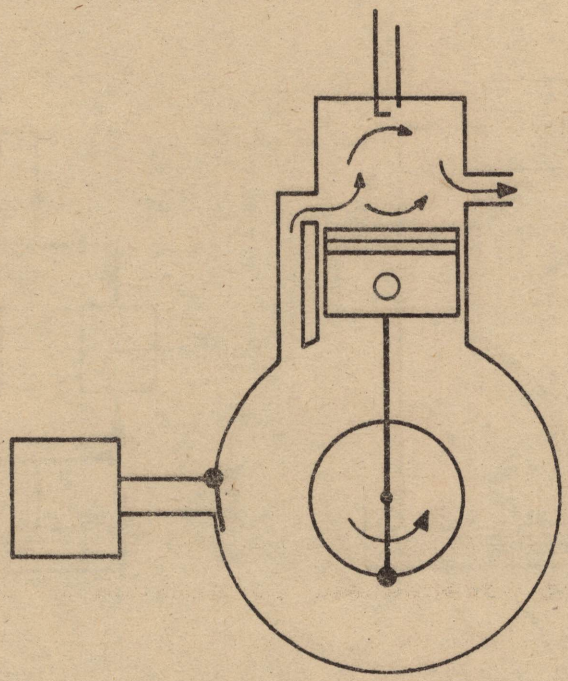


Figura 9.21

En el sistema de lubricación por cárter húmedo se pueden tener dos formas de lubricación: en serie y en paralelo. Las partes principales que componen este sistema son: el depósito, el cárter, el filtro, la bomba y los ductos. En forma esquemática, estos dos sistemas se presentan en la siguiente hoja en las figuras 9.22 y 9.23 junto con la figura 9.24 que representa el sistema de lubricación en serie por cárter húmedo de un motor V-8.

El funcionamiento de este sistema es como a continuación se describe: la boma de engranes succiona el aceite del cárter y lo hace pasar por un filtro para quitarle las posibles impurezas que trae consigo; después es mandado a presión a través de todos los ductos localizados en banca

das, cigüeñal, bielas. A través de este último, el aceite llega hasta el eje de balancines y una vez lubricadas todas las partes que lo requieran, el aceite regresa al cárter por la acción de la gravedad.

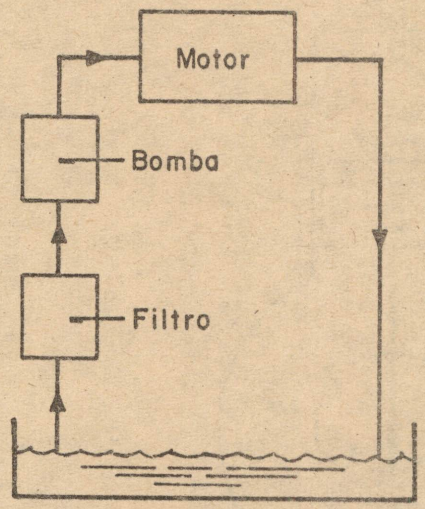


Figura 9.22

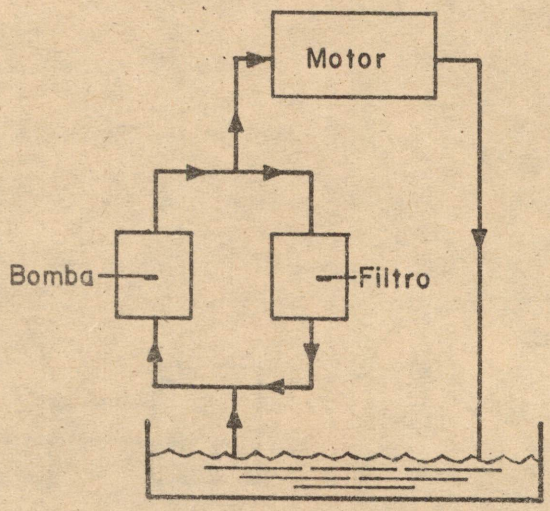


Figura 9.23

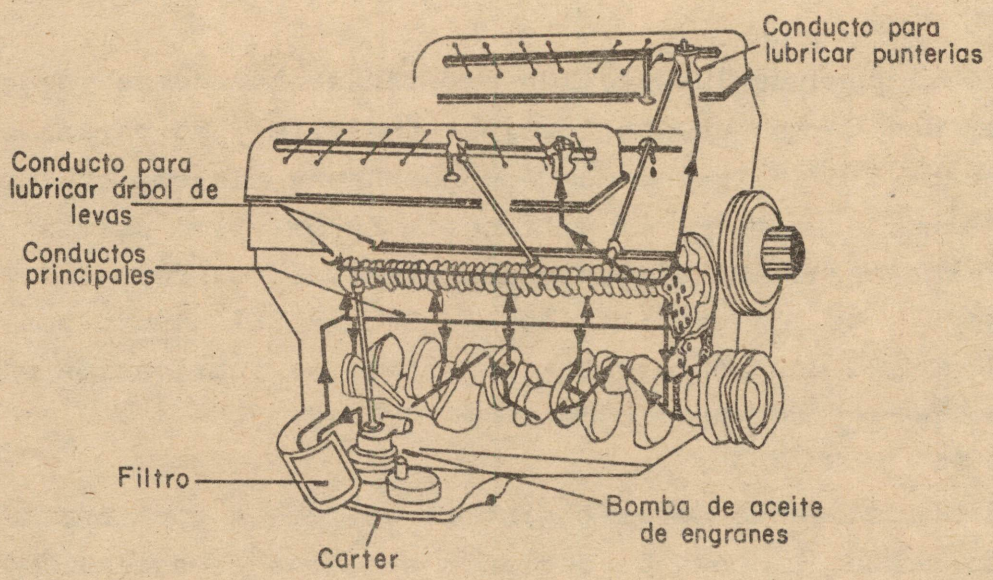


Figura 9.24

9.6 DEDUCCION DE LAS RELACIONES PARA OBTENER POTENCIAS Y EFICIENCIAS

9.6.1 POTENCIA AL FRENO

Es la cantidad de trabajo por unidad de tiempo que un motor entrega en la fecha y se obtiene de la siguiente relación:

$$\mathring{W}_b = Tw(Kw) \tag{9.1}$$

$$T = Fd(KN - m) \tag{9.2}$$

$$w = \frac{2\pi N}{60}(1/seg) \tag{9.3}$$

donde:

$\mathring{W}_b$ - potencia al freno (Kw)
T - par torsional (Kj)
w - velocidad angular (1/seg)
F - fuerza al freno (KN)
d - brazo de palanca (m)
N - revoluciones por minuto (rpm)

de (9.1), (9.2) y (9.3) se tiene:

$$\mathring{W}_b = \frac{F \cdot d \cdot 2\pi \cdot N}{60}$$

Si d = 0.6411 m

$$K = \frac{1}{\frac{d(2\pi)}{60}} = 14.8952 \text{ (constante del freno)}$$

$$\mathring{W}_b = \frac{F \cdot N}{60}$$

9.6.2 POTENCIA INDICADA

Es la producción de trabajo por unidad de tiempo desarrollado sobre los pistones del motor en la cámara de combustión.

$$\mathring{W}_i = \frac{Pmei \cdot L \cdot A \cdot N\left[\frac{n}{x}\right]}{9.5493} \quad (Kw) \qquad (9.4)$$

$$A = \frac{\pi \emptyset^2}{4}$$

donde:

$\mathring{W}_i$ - potencia indicada (Kw)
Pmei - presión media efectiva indicada (KN/m^2)
L - carrera (m)
A - área transversal del pistón (m^2)
N - revoluciones por minuto (rpm)
n - número de pistones del motor
x - número de revoluciones necesarias por carrera de potencia, x = 1 para motor de dos tiempos, x = 2 para motor de cuatro tiempos
$\emptyset$ - diámetro del pistón (m)

9.6.3 PERDIDAS POR FRICCION

Es la potencia necesaria para vencer la fricción en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor y se determina con la relación siguiente:

$$\mathring{W}_f = \mathring{W}_i - \mathring{W}_b \quad (Kw) \qquad (9.5)$$

9.6.4 GASTO DE COMBUSTIBLE

Es el consumo por unidad de tiempo de combustible que re-

quiere el motor en operación y se determina conociendo los parámetros que se muestran en la figura 9.25.

$$Gc = \frac{V \cdot \rho}{t} \quad (kg/seg)$$

donde:

Gc - gasto de combustible (kg/seg)
V - volumen consumido (dm^3)
ρ - densidad del combustible (kg/dm^3)
t - tiempo (seg)

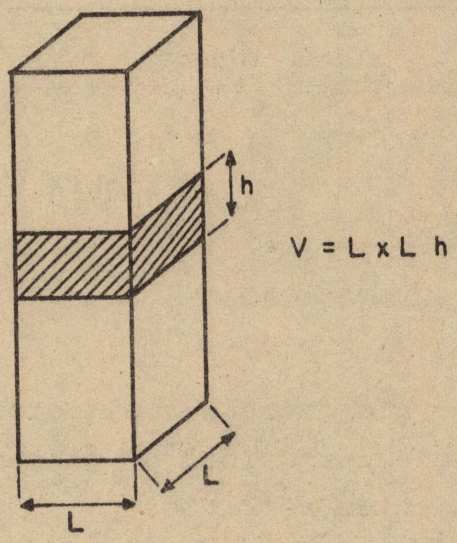


Figura 9.25 Depósito de combustible

9.6.5 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE

Es un parámetro que muestra con cuanta eficiencia un motor convierte el combustible en trabajo.

$$CEC = \frac{Gc}{\dot{W}_b} \quad (kg/seg - Kw)$$

9.6.6 LINEA WILLAN'S

Es una gráfica que nos relaciona el gasto de combustible bajo diferentes condiciones de carga en un motor, manteniendo constante la velocidad (figura 9.26).

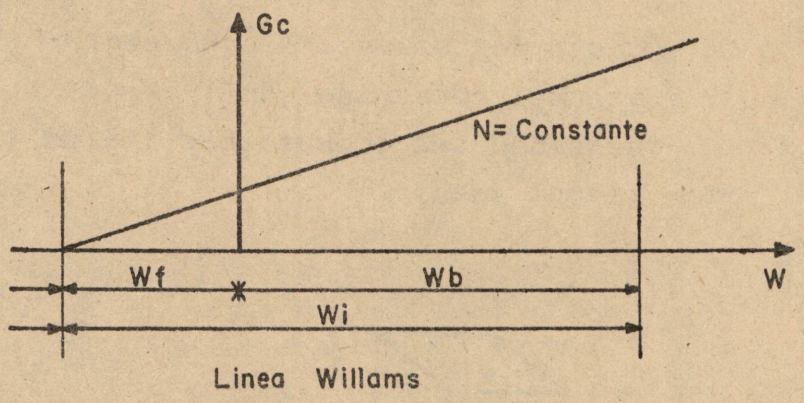


Figura 9.26

9.6.7 ENERGIA SUMINISTRADA

Es la energía entregada al motor a través del consumo del combustible por unidad de tiempo, esta se determina con los siguientes términos.

$$Es = Gc \cdot PCA \quad (kJ/seg) \Rightarrow Kw$$

Gc - gasto de combustible (kg/seg)
PCA - poder calorífico de combustible (kJ/kg)

9.6.8 PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO

Es la presión promedio que actuando sobre los pistones del motor desarrolla una potencia equivalente a la obteni

da en el freno, esta se calcula con la siguiente relación:

$$Pmeb = \frac{9.5493\ \mathring{W}_b}{LAN}\left[\frac{x}{n}\right] \quad (N/m^2)$$

$$A = \frac{\pi \emptyset^2}{4}$$

donde:

$\mathring{W}_b$ - potencia al freno (KW)
L - carrera del pistón (m)
A - área transversal del pistón (m^2)
N - revoluciones por minuto (rpm)
n - número de pistones del motor
x - número de revoluciones necesarias para una carrera de potencia x = 1 en un motor de 2 tiempos y x = 2 en un motor de cuatro tiempos
$\emptyset$ - diámetro del pistón (m)

9.6.9 PRESION MEDIA EFECTIVA INDICADA

Es la presión promedio que actuando sobre los pistones del motor desarrolla una presión equivalente a la potencia indicada.

$$Pmei = \frac{9.5493\ \mathring{W}_i}{LAN}\left[\frac{x}{n}\right] \quad (N/m^2)$$

$$A = \frac{\pi \emptyset^2}{4}$$

9.6.10 EFICIENCIA MECANICA DEL MOTOR

Es la relación entre la potencia al freno y la potencia

indicada.

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i}$$

9.6.11 EFICIENCIA INTERNA DEL MOTOR

Es la relación entre la potencia interna y la energía suministrada al motor.

$$\eta_{int} = \frac{\dot{W}_i}{Es}$$

9.6.12 EFICIENCIA TERMICA O TOTAL DEL MOTOR

Es la relación entre la potencia al freno y la energía suministrada.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_b}{Es} = \eta_{mec} \cdot \eta_{int}$$

9.6.13 EFICIENCIA DEL CICLO OTTO

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \qquad \begin{matrix} k = 1.4 \\ r_c = 8.2 \end{matrix}$$

9.7 DESARROLLO DE LA PRACTICA

9.7.1 PRUEBAS A VELOCIDAD VARIABLE

El motor en el cual se hace la práctica esta acoplado directamente a un freno hidráulico.

La práctica consiste en ir proporcionándole carga al motor mediante un freno hidráulico acoplado a la flecha motriz. Las pruebas que se le hacen son a velocidad variable ya que inicialmente se le da al motor una velocidad determinada, disminuyéndose ésta por la aplicación de la carga en el freno hidráulico; entonces a cada aplicación de carga se toman las lecturas de velocidad, gasto de combustible, presión de vacío, grados de avance y carga aplicada, para obtener de esta manera una serie de parámetros tales como potencia, par, eficiencia, etc.

Se dispone para la práctica de un probador electrónico de motores, el cual proporciona, entre otras cosas, los grados de avance tanto del motor como del distribuidor, la velocidad, presión de vacío del múltiple de admisión, etc., también está dotado de un osciloscopio que permite observar las variaciones del voltaje en el sistema de ignición.

9.7.2 PRUEBAS A VELOCIDAD CONSTANTE

A diferencia del inciso anterior, esta prueba se hace con el motor a velocidad constante con el objeto de obtener los datos necesarios para tratar la línea Willan's y encontrar así la potencia indicada, presión media efectiva, eficiencias, etc.

BIBLIOGRAFIA

1. GIACOSA, Dante Dr. Ing. Motores endotérmicos. Madrid, Editorial Dossat, S.A., 3ra. edición, 1980.

2. LICHTY, Lester C. Procesos de los motores de combustión.

3. OBERT, Edward F. Motores de combustión interna. México, Compañía Editorial Continental S.A. (CECSA), 11va. edición, 1979.

4. SEVERNS, W.H., DEGLER, H.E., MILES, J.C. Producción de energía mediante vapor, aire o gas.

5. TAYLOR, C.F., TAYLOR, E.S. The internal combustion engine.

I N D I C E

P R A C T I C A 10

COMPRESORES

		PAG.
10.1	OBJETIVOS	10.1
10.1.1	Generalidades	10.2
10.1.2	Clasificación de los compresores	10.2
10.2	CRITERIOS PARA SELECCIONAR UN COMPRESOR	10.6
10.3	FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y DE ALETAS DESLIZANTES	10.8
10.3.1	Compresores reciprocantes.....	10.8
10.3.2	Compresores de aletas deslizantes.....	10.13
10.4	ASPECTOS TEORICOS DE LA COMPRESION DE GASES.....	10.16
10.4.1	Ciclo ideal	10.16
10.4.2	Ciclo ideal con espacio perjudicial	10.20
10.4.3	Compresores de varios escalonamientos	10.23
10.4.4	Trabajo teórico del ciclo de compresión en dos etapas	10.28
10.4.5	Trabajo mínimo para la compresión en dos etapas ..	10.29
10.4.6	Indice politrópico	10.33
10.4.7	Capacidad	10.33
10.4.8	Desplazamiento	10.36
10.4.9	Eficiencia volumétrica	10.37
10.4.9.1	Real ($_{vr}$)	10.37
10.4.9.2	Teórica ($_{vr}$)	10.37
10.4.10	Diagrama real de indicador y trabajo real de un compresor	10.39

		PAG.
10.4.11	Potencias	10.43
10.4.11.1	Teórica	10.43
10.4.11.2	Potencia indicada	10.43
10.4.11.3	Potencia al freno	10.44
10.4.11.4	Potencia de rozamiento	10.44
10.4.12	Eficiencias	10.44
10.4.12.1	Eficiencia mecánica del compresor ($_m$)	10.45
10.4.12.2	Eficiencia de la compresión ($_c$)	10.45
10.4.12.3	Eficiencia general o del compresor ($_g$)	10.45
10.4.12.4	Eficiencia volumétrica ($_v$)	10.45
10.4.13	Curvas características de funcionamiento del compresor reciprocante	10.45
10.5	SISTEMAS PRINCIPALES	10.46
10.5.1	Lubricación	10.46
10.5.1.1	Introducción	10.46
10.5.1.2	Sistemas de lubricación	10.48
10.5.2	Control	10.49
10.5.2.1	Paro y arranque automático	10.50
10.5.2.2	Velocidad constante	10.50
10.5.2.3	Velocidad variable	10.53
10.6	INSTALACION TIPICA DE UN COMPRESOR	10.53
10.6.1	Diagrama	10.53
10.6.2	Filtros para el aire de entrada	10.54
10.6.3	Inter y Post enfriadores	10.55
10.6.3.1	Inter-enfriadores	10.55
10.6.3.2	Post-enfriadores	10.55
10.6.4	Separador de agua	10.55
10.6.5	Tanque recibidor	10.56
10.7	EJERCICIOS PRACTICOS	10.56
10.7.1	Características de los compresores del laboratorio.	10.56
10.7.1.1	Compresor Ingersoll Rand	10.56

PAG.

10.7.1.2 Compresor Worthington 10.56
10.7.1.3 Compresor Diro 10.57
10.7.2 Práctica con los compresores reciprocantes 10.57
10.7.3 Práctica con el compresor de altas deslizantes 10.57

BIBLIOGRAFIA 10.59

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 10

COMPRESORES

10.1 OBJETIVOS

a. Introducir al alumno al estudio de los compresores en general.

b. Familiarizarlo con los compresores para aire reciprocantes y de paletas deslizantes, tanto en aspectos teóricos como prácticos.

10.1.1 GENERALIDADES

Con el término compresores se designa toda una gama de máquinas que se utiliza para elevar la presión de los gases a un valor mayor que la presión atmosférica.

Los gases a presiones mayores que la atmosférica son de uso común en la industria. El proceso de compresión es parte integral de los ciclos de refrigeración y de los de turbinas de gas; se aplica también en las técnicas de obtención de oxígeno y nitrógeno a partir del aire, así como en la licuefacción de otros gases.

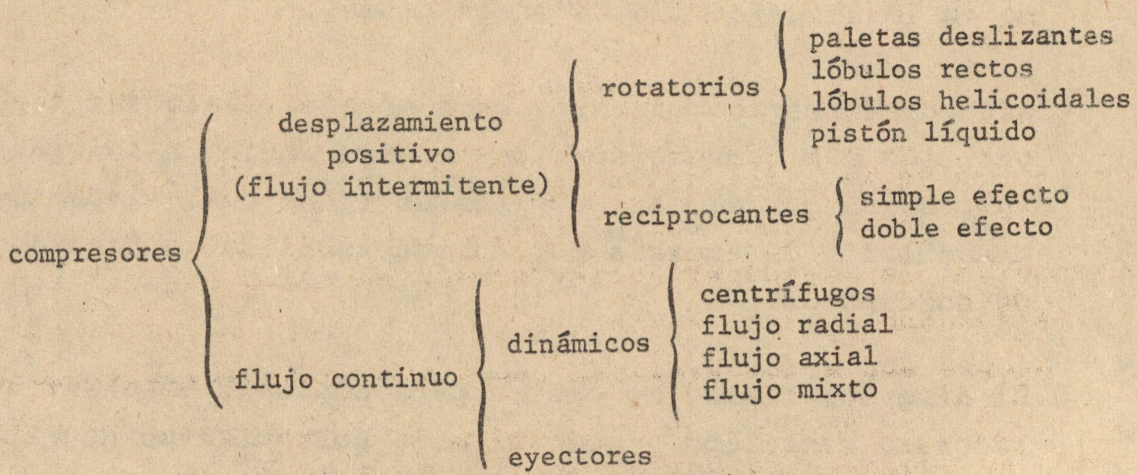
Aun cuando hay compresores para manejar cualquier tipo de gas, los más comunes son los de aire debido a la gran aplicación que el aire comprimido tiene como elemento de transmisión de energía por su adaptabilidad y facilidad de conducción.

El aire comprimido se emplea para accionar motores, perforadoras, martillos y todo tipo de herramientas neumáticas,

en el pulimento con chorros de arena, en el pintado y barnizado con pistola, en el esmerilado de vidrios, etc. Se utiliza además para activar la combustión en los altos hornos y en los convertidores donde se refina el acero y para la sobrealimentación y el barrido de los cilindros de los motores Diesel de gran capacidad. En las instalaciones con regulación automática se emplea extensamente para accionar los servomecanismos que operan sobre válvulas, cierres y otros dispositivos de control, así como elemento de medida, transmisión y control de los instrumentos de regulación.

10.1.2 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES

No existe un criterio único a partir del cual se pueda hacer una clasificación general de los compresores. Para hacerlo, se toman en cuenta varios factores: el incremento de presión que producen, la forma física fundamental como efectúan la compresión, la trayectoria que siguen las partículas gaseosas en el interior de la máquina, etc. A continuación se presentan los principales tipos de compresores de acuerdo con la forma en que realizan la compresión de los gases. Las bombas a compresores de leva, de diafragma o de difusión no se muestran dado lo especializado de sus aplicaciones.



Las unidades de desplazamiento positivo son aquéllas en las que volúmenes sucesivos de gas se confinan dentro de un espacio cerrado y se elevan a mayores presiones.

Los compresores de desplazamiento positivo rotatorios son máquinas en las que la compresión y el desplazamiento se efecúan por la acción positiva de elementos rotatorios.

Los compresores de paletas deslizantes son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales unas paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor montado excéntricamente dentro de una carcaza cilíndrica. El gas atratpado entre las paletas se comprime y desaloja.

Los compresores de lóbulos rectos son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos (o tres) impulsores rectos de forma lobular atrapan al gas llevándolo de la admisión a la descarga. Durante el giro de los rotores no hay compresión o reducción en el volumen del gas. Los impulsores sólo mueven el gas de la admisión a la descarga. La compresión se efectúa por contraflujo de la línea de descarga a la carcasa en el momento en que se abre el puerto de descarga.

Los compresores de lóbulos helicoidales o en espiral son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos rotores engranados, cada uno de forma helicoidal, comprimen y desplazan el gas.

Los compresores de pistón líquido son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales se utiliza agua o algún otro líquido como pistón para comprimir y desalojar el gas que se está manejando.

Los compresores reciprocantes son máquinas de desplazamiento positivo en las que un émbolo con movimiento reci-

procante dentro de un cilindro comprime y desaloja al gas.

Los compresores dinámicos son máquinas de flujo continuo en las cuales el rápido giro de un elemento rotatorio acelera el gas conforme pasa a través del elemento convirtiendo la carga de velocidad en presión, parcialmente en el elemento rotatorio y parcialmente en difusores o álabes estacionarios.

Los compresores centrífugos son máquinas dinámicas en las cuales uno o más impulsores rotatorios generalmente cerrados aceleran el gas. El flujo es radial. Los compresores axiales son máquinas dinámicas en las que la aceleración del gas se obtiene por la acción de un rotor. Los compresores de flujo mixto son máquinas dinámicas con un impulsor cuya forma reúne características de los tipos axial y centrífugo.

Los eyectores son dispositivos que emplean un chorro de gas o vapor a alta velocidad. Considerando el incremento de presión que producen, los compresores se clasifican de la siguiente manera:

a. Ventiladores: Son aparatos que elevan la presión de los gases hasta aproximadamente 0.07 Bars sobre la presión atmosférica. Son máquinas de tipo dinámico y forman parte de la familia de las turbomáquinas generatrices, y dentro de ellas ocupan un puesto intermedio entre el de los turbocompresores y el de las bombas centrífugas para líquidos. En los ventiladores el fenómeno de compresión es de tan poca importancia que puede despreciarse, ya que la densidad del gas raramente se incrementa a más del 7%.

   Según su acción sobre el fluido pueden ser centrífugos, axiales o de flujo mixto. Se utilizan para

transportar partículas en suspensión en las corrientes de aire; en las instalaciones de tiro inducido y tiro forzado también se emplean para la extracción de gases de combustión e inyección de aire puro en hornos de calcinación, estufas, hogares de calderas, aire acondicionado y ventilación, etc.

b. Sopladores y turbosopladores: Son las máquinas que elevan la presión hasta aproximadamente unos 2.8 Bars sobre la presión atmosférica; los sopladores son de desplazamiento positivo y pueden ser alternativos o rotatorios, los turbosopladores son de acción dinámica y pueden ser centrífugos, axiales o de flujo mixto.

   Se utilizan para suministrar tiro forzado a los altos hornos, con vertidores Bessemer y cubilotes, para la sobrealimentación de motores de combustión interna de gran capacidad, y en general en todas las aplicaciones donde se necesita reforzar la presión de los gases.

c. Compresores y turbocompresores: Son máquinas con las que se alcanzan presiones relativas desde 2.8 Bars aproximadamente hasta prácticamente cualquier presión requerida logrando presiones hasta de 400 Bars mediante unidades de desplazamiento positivo de varias etapas.

   Debido a su amplio rango de operación, los compresores y turbocompresores son aplicables a casi cualquier uso. Se prefieren unos tipos a otros dependiendo de sus características particulares que los hacen más adecuados para alguna aplicación específica.

   En términos generales todos los compresores de desplazamiento positivo son máquinas de elevada eficiencia

volumétrica que generan altas presiones; sin embargo, su capacidad se ve limitada por su desplazamiento, y en el caso de los reciprocantes por la máxima velocidad de deslizamiento permisible del émbolo en el cilindro.

Por su parte, los turbocompresores, al igual que todas las máquinas dinámicas, tienen una construcción compacta que les permite resistir grandes esfuerzos, de manera que pueden acoplarse directamente a máquinas propulsoras de elevada velocidad de rotación como turbinas de gas y de vapor.

Los turbocompresores se emplean para la compresión de aire, vapor y otros gases, cuando el caudal en m^3/hora en la aspiración es como mínimo igual a 800 - 1,200 veces la relación de compresión requerida. En el caso de caudales menores generalmente se prefieren los compresores de desplazamiento positivo, los cuales presentan un mayor rendimiento y economía.

10.2 CRITERIOS PARA SELECCIONAR UN COMPRESOR

La selección de un compresor depende de un conjunto de factores a analizar pues seguramente existen varios tipos o arreglos que satisfacen una misma necesidad, aunque ocasionalmente sólo un tipo de compresor pueda cubrir determinados requerimientos. Los puntos más importantes que influyen en la selección de un compresor son la capacidad y el rango de presiones que se deben alcanzar. En la figura 10.1 se muestra cómo la capacidad y el incremento de presión pueden determinar la selección de uno u otro tipo de compresor.

También debe tomarse en cuenta si el aire comprimido se utilizará para transmisión de potencia o como componente

para un proceso. Dependiendo de los factores ya mencionados se deben considerar factores como espacio disponible para la instalación, control de la capacidad, limpieza del aire, nivel de ruido, mantenimiento, etc.

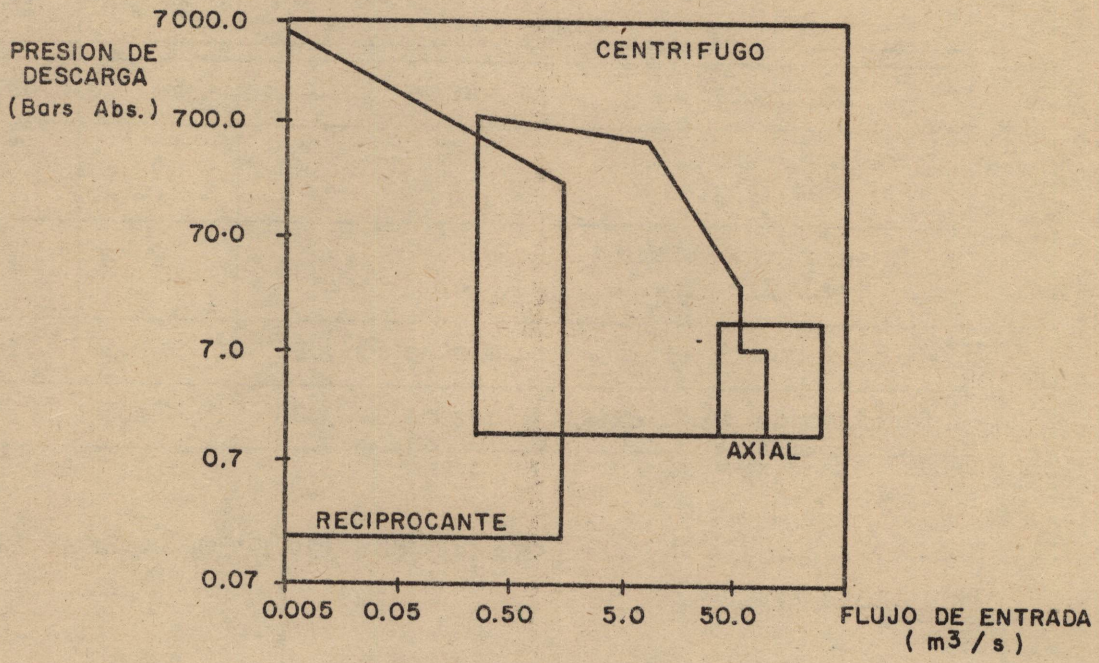


Figura 1.10 Zonas típicas de operación de los compresores

La aplicación más importante de los compresores es la compresión de aire para la transmisión de potencia. La mayoría de los tipos de compresores (reciprocantes, dinámicos, rotatorios, de paletas deslizantes y lóbulos helicoidales) se emplean para este servicio y su selección dependerá en gran parte de su capacidad. Por ejemplo, el reciprocante tiene una capacidad máxima de alrededor de 7 Bars y 5 m^3/s pero se puede construir hasta de aproximadamente 13 m^3/s. El rotatorio de paletas deslizantes tiene una capacidad máxima de alrededor de 2 m^3/s como una unidad doble, y el rotatorio de lóbulos helicoidales puede manejar hasta 10 m^3/s aproximadamente.

Para dar una idea somera de los principales tipos de compresores, y sus rangos de operación se presenta la siguiente tabla general:

Tipo de compresor	Máximos HP freno aproximado	Máxima presión aproximada	
		Bars	Psig
Reciprocantes	más de 12,000	6,897	100,000
Rotatorio de paletas deslizantes	860	27.6	400
Rotatorio de lóbulos helicoidales	6,000	17.2	250
Dinámico centrífugo	más de 35,000	379.3	5,500
Dinámico de flujo axial	más de 100,000	34.5	500

10.3 FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y DE ALETAS DESLIZANTES

10.3.1 COMPRESORES RECIPROCANTES

Los compresores reciprocantes constituyen una de las dos ramas en que se dividen los compresores de desplazamiento positivo. En su forma más sencilla, un compresor reciprocante está constituído por un cilindro dentro del cual un émbolo se desplaza con movimiento alternativo, aspirando el gas cuando se mueve en una dirección y comprimiéndolo cuando se desplaza en el sen ido opuesto. La entrada y la salida del gas al cilindro se regula por medio de válvulas que pueden ser del tipo que abre y cierra automáticamente mediante una diferencia de presiones, o pueden ser de las que se operan mecánicamente con levas y varillas en forma análoga a como trabajan las válvulas en un motor de gasolina. En la figura 10.2 se ilustra gráficamente el funcionamiento de un compresor reciprocante.

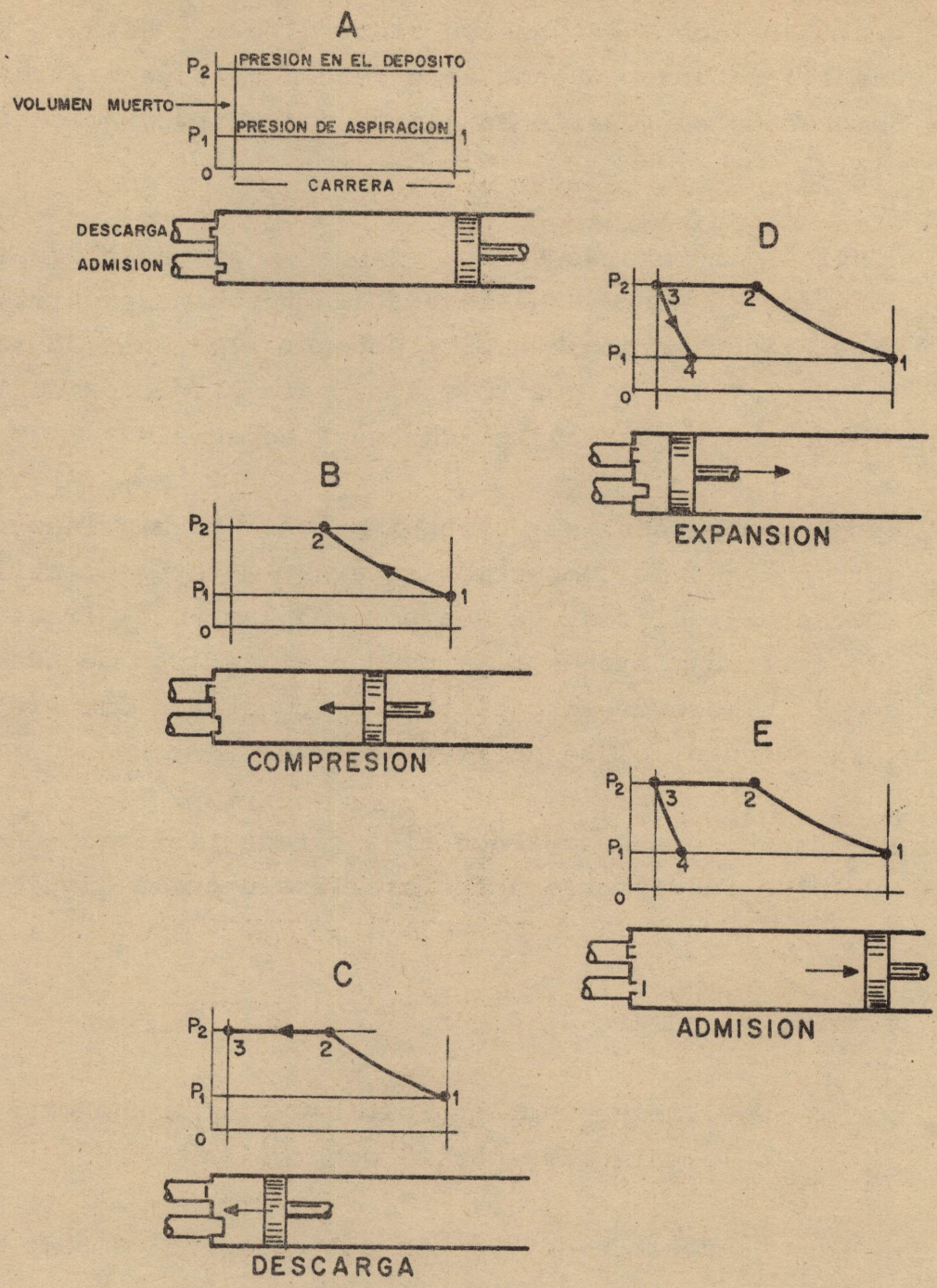


FIG. 10.2 CICLO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Los compresores de pistones se contruyen para obtener presiones de descarga tan bajas como aproximadamente 0.07 Bars sobre la presión atmosférica, o hasta 9 Bars en una sola etapa. Cuando se desean presiones mayores, la compresión se reparte en etapas con refrigeración intermedia.

Con los compresores de dos etapas se alcanzan presiones de descarga desde 9 hasta 35 Bars aproximadamente, los de tres etapas se emplean para obtener presiones de hasta 175 Bars y los de cuatro etapas para presiones de 175 Bars a 350 Bars y aún mayores en casos especiales.

Estos compresores se pueden impulsar por máquinas de vapor, motores de combustión interna, motores eléctricos y ruedas hidráulicas, ya sea por acoplamiento directo o mediante transmisiones. Se pueden clasificar de acuerdo con el número de etapas, tipo de construcción, sistema de enfriamiento, clase de válvulas, etc.

De acuerdo con sus principales características constructivas y de funcionamiento se clasifican de la siguiente manera:

a. Por el número de efectos:

- De simple efecto: Solo se utiliza una cara del émbolo para efectuar la compresión.

- De doble efecto: Las dos caras del émbolo se emplean para efectuar la compresión.

b. Por la disposición de los émbolos y los cilindros:

- Verticales
- Horizontales

- En V
- En ángulo
- Tipo duplex
- En tándem
- Semirradiales

En la figura 10.3 se muestran esquemáticamente los arreglos mencionados.

c. Por el número de etapas:

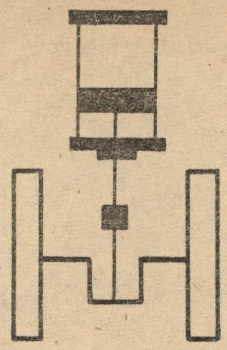
- De una etapa: Cuando el incremento total de la presión del gas se efectúa en un solo cilindro.

- De dos o más etapas: Cuando la compresión se efectua en dos o más cilindros separados. En las unidades multietapas, el gas comprimido que sale de una etapa antes de ser admitido en la siguiente pasa por un dispositivo enfriador que le quita el calor generado durante la fase de compresión anterior.

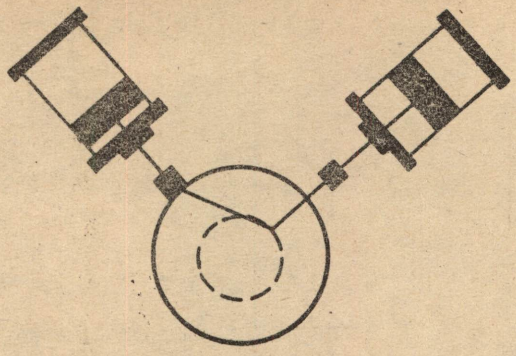
d. Por el tipo de enfriamiento:

- Enfriados por aire: El enfriamiento de estos compresores se realiza mediante aletas adheridas a la superficie exterior de los cilindros, los cuales por su gran superficie de exposición disipan a la atmósfera el calor que se genera en la compresión.

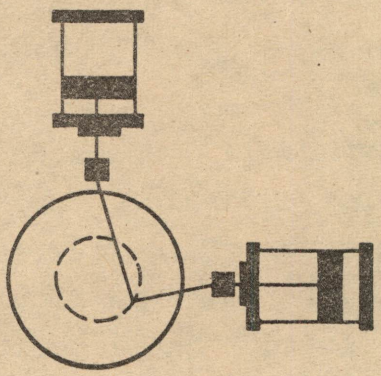
- Enfriados por agua: Cuando el sistema de enfriamiento por aire es insuficiente, se provee a los cilindros de chaquetas de enfriamiento por las que se hace circular agua fría, la cual absorbe el calor de la compresión. Las unidades equipadas con este sistema suelen contar con dispositivos para



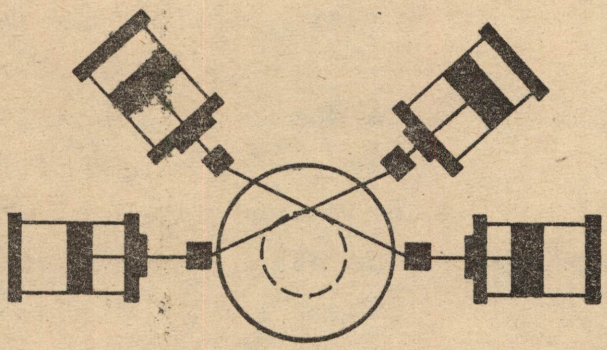
(a) VERTICAL



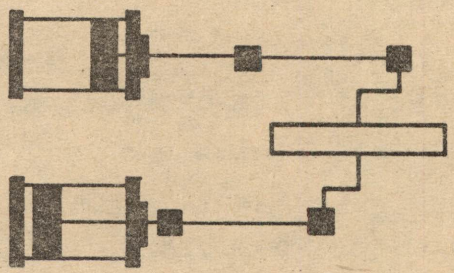
(b) EN "V" o "Y"



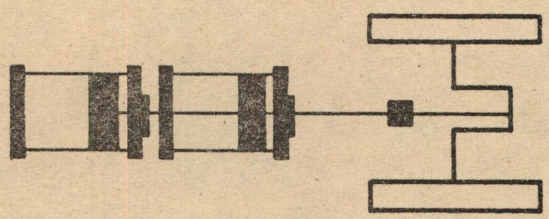
(c) EN ANGULO



(d) SEMI RADIAL



(e) DUPLEX



(f) EN TANDEM

FIG. 10.3 ESQUEMA DE LAS DISPOSICIONES DE LOS CILINDROS QUE SE USAN EN COMPRESORES MODERNOS.

el bombeo y refrigeración del agua de enfriamiento.

e. Por el tipo de lubricación:

- Compresores lubricados: A este tipo pertenece la gran mayoría de los compresores. Mediante un sistema que puede ser parecido al empleado en los motores de combustión interna se lubrica la superficie interior de los cilindros empleando por lo general lubricantes derivados del petróleo.

- Compresores no lubricados: Este tipo de compresores se emplea para aquellas aplicaciones especiales en que se requiere aire libre de aceite. No se aplica ningún aceite lubricante a los cilindros, pero éstos y los anillos tienen un recubrimiento de grafito, material que tiene un bajo coeficiente de razonamiento. Se usan, por ejemplo, en sistemas de control donde el aire tiene que entrar en aparatos muy precisos.

10.3.2 COMPRESORES DE ALETAS DESLIZANTES

En general, los compresores rotatorios son máquinas en las cuales la compresión se realiza mediante la acción positiva de elementos que giran dentro de un cilindro o carcasa. Estos compresores tienen una elevada capacidad en relación con sus dimensiones así como todas las ventajas de las máquinas rotativas, pudiendo adaptarse directamente a motores eléctricos de alta velocidad; a esta categoría pertenecen los compresores de aletas deslizantes. Un compresor de aletas deslizantes es en muchos aspectos igual a un compresor reciprocante y termodinámicamente puede tratarse como tal. Estos compresores se construyen en muchos tamaños, con capacidad hasta de 2.5 m^3/s y presión de descarga de 3.5 Bars aproximadamente con una eta-

pa, utilizando unidades de dos etapas para obtener presiones mayores; se calculan para trabajar a las velocidades normales de los motores eléctricos, que varían desde 3,600 rpm en los modelos pequeños a 450 rpm en los modelos más grandes. Como desventaja, se debe mencionar que estos compresores son excesivamente ruidosos. En la figura 10.4 se muestra un corte esquemático de un compresor de aletas deslizantes.

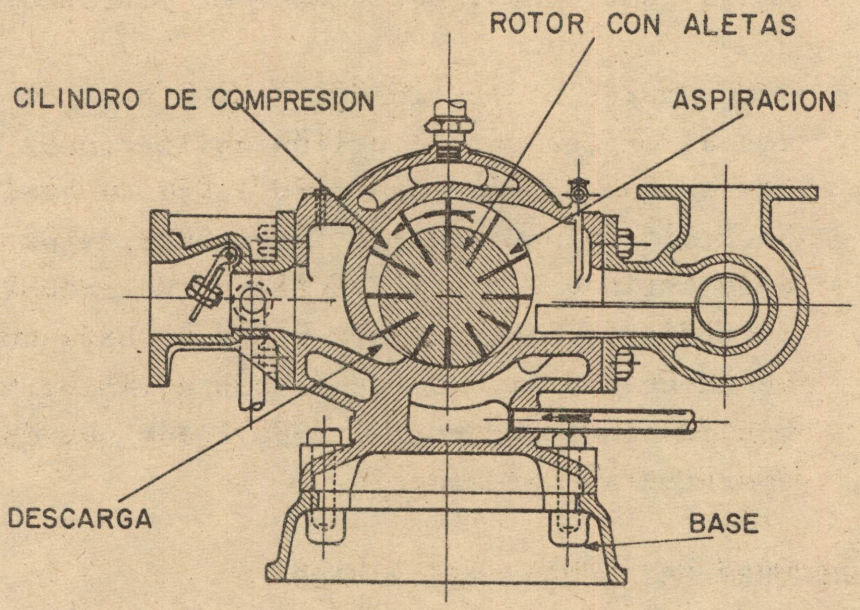


Figura 10.4 Esquema de un compresor rotatorio de aletas deslizantes

Cada etapa de compresión consiste de un rotor encerrado en un cilindro sellado; el rotor tiene ranuras donde se insertan radialmente aletas de material antifricción, y como baquelita, los cuales pueden deslizarse libremente en las ranuras. El rotor está dispuesto en posición excéntrica con el cilindro, de modo que al girar, por efecto de la fuerza centrífuga, las aletas se proyectan contra la superficie interna del cilindro de compresión, creando sectores herméticos que aumentan o disminuyen de

volumen conforme las aspas deslizantes siguen al contorno interno del cilindro. Las lumbreras de admisión están colocadas de manera que el gas entra a los sectores en el punto en que la distancia entre el rotor y la pared del cilindro es máxima, estando las aletas totalmente extendidas y siendo máximo el volumen de los sectores. Al girar el rotor, los sectores que se van llenando de gas se aislan de las lumbreras de admisión, y a medida que los sectores giran hacia las lumbreras de descarga su volumen disminuye por la convergencia entre la superficie interna del cilindro y el cuerpo del rotor; tal disminución de volumen es la que produce el aumento de presión. Al pasar los sectores por las lumbreras de descarga, el gas comprimido se libera y empiezan nuevos ciclos de compresión. En la figura 10.5 se muestra gráficamente el funcionamiento de un compresor de altas deslizantes.

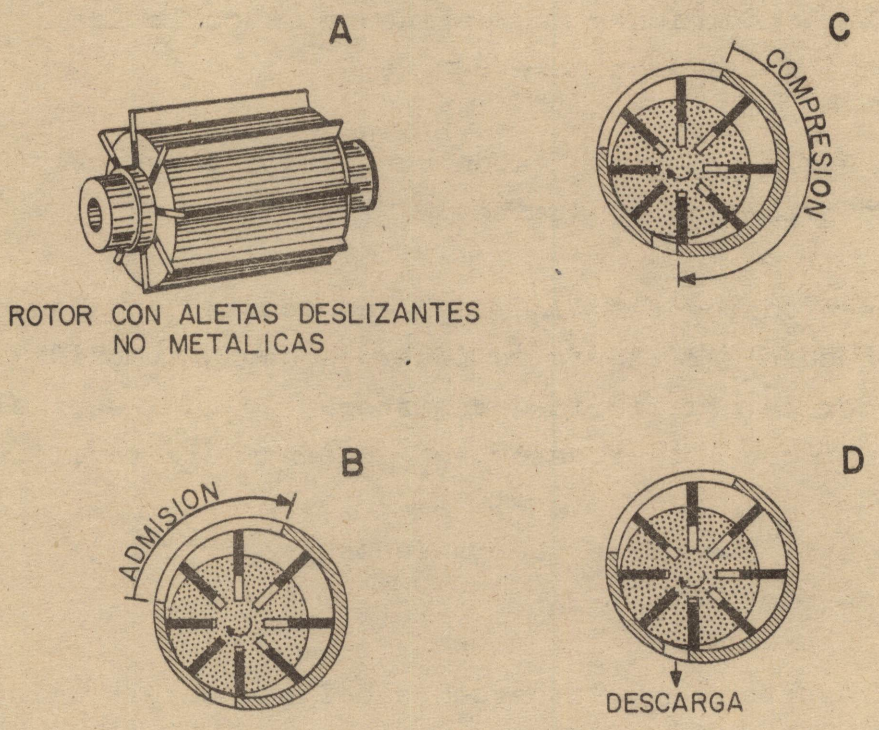


Figura 10.5 Diferentes pasos en la compresión con un compresor rotatorio de aletas deslizantes

Aunque pudiera parecer que la fuga de uno a otro sector a través de las aletas es apreciable, en realidad es de escasa importancia; ésto se debe a que el gas se comprime en un número grande de cámaras pequeñas entre las cuales solo hay una ligera diferencia de presión ya que el aceite de lubricación sirve además de sello entre un sector y otro.

10.4 ASPECTOS TEORICOS DE LA COMPRESION DE GASES

10.4.1 CICLO IDEAL

El ciclo ideal de compresión es un modelo que facilita el análisis de los eventos reales que ocurren en un compresor a la vez que permite deducir expresiones para calcular el trabajo teórico que se requiere para comprimir un gas. Las condiciones que definen a un ciclo ideal de compresión son las siguientes:

a. El gas a comprimir es un gas ideal, y sus calores específicos son constantes.

b. Los procesos temodinámicos que ocurren en el ciclo son cuasiestáticos; es decir, son una sucesión de estados de equilibrio del sistema, lo cual equivale a decir que los procesos son internamente reversibles.

c. No existe espacio muerto (espacio perjudicial) en el compresor.

d. La aspiración y la descarga del gas en el cilindro se efectúan a presión constante, esto es, se considera que no existen fluctuaciones de la presión las cuales normalmente se originan por la inercia y vibración de las válvulas.

Considerando el caso más general en que el proceso de compresión propiamente dicho (de 1 a 2) es de tipo politrópico*, el trabajo teórico del ciclo con compresión politrópica será:

$$W_n = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1 \qquad (10.2)$$

$$W_n = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} + P_2(V_3 - V_2) + 0 + P_1(V_1 - V_4) \qquad (10.3)$$

$$W_n = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} - (P_2V_2 - P_1V_1)$$

$$W_n = \frac{n\,P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} \qquad (10.4)$$

ya que $V_3 = V_4 = 0$

De las relaciones politrópicas se tiene que:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}^{1/n} \qquad (10.5)$$

con lo que la ecuación precedente se podrá escribir como:

$$W_n = \frac{n\,P_1V_1}{1 - n}\left[\frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \qquad (10.6)$$

---

* Un proceso politrópico es un proceso reversible que cumple la relación $PV^n = C$, donde teóricamente el exponente n llamado índice politrópico puede tomar cualquier valor real. No obstante, en la práctica el valor de n para los procesos politrópicos varía sólo entre 1 y k, siendo $k = C_p/C_v$.

En la figura 10.6 se ilustra en los ejes P-V el diagrama de los eventos que ocurren en el cilindro de un compresor sin espacio perjudicial durante un ciclo ideal de compresión.

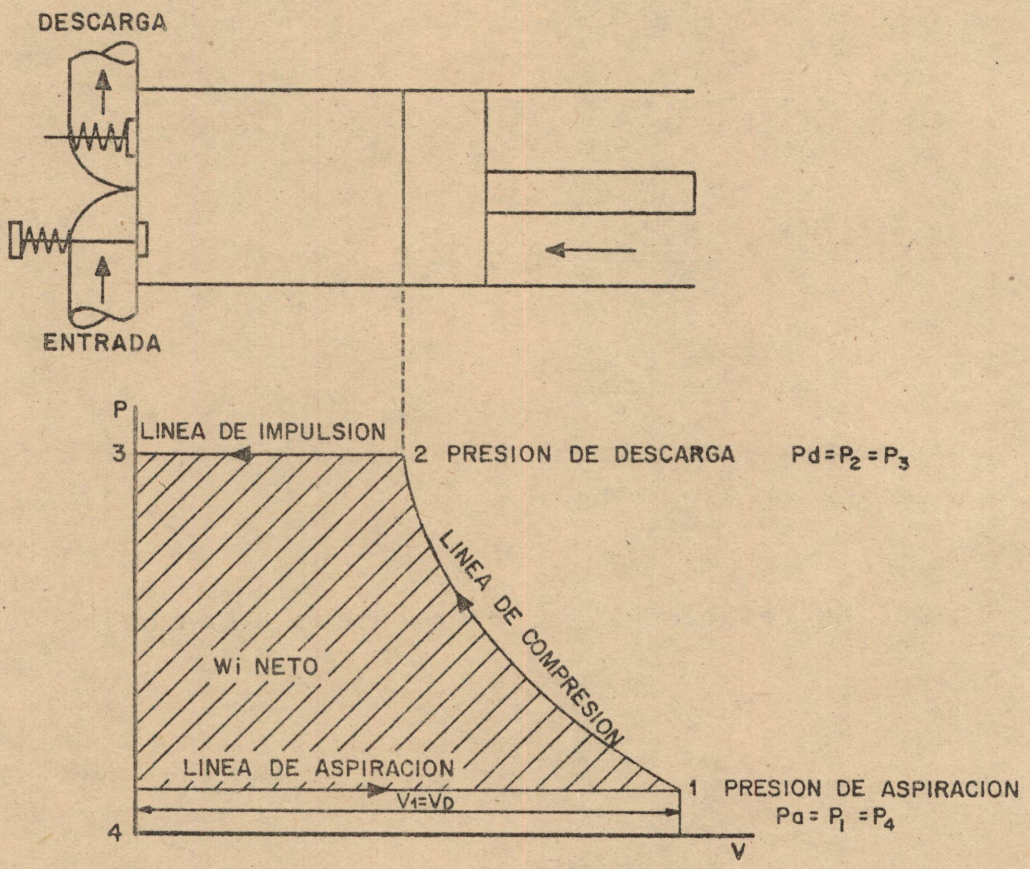


Figura 10.6 Diagrama convencional de un compresor sin espacio muerto

De la termodinámica elemental se sabe que el trabajo neto del ciclo está representado por el área 1-2-3-4-1 del diagrama P-V; su valor es igual a la suma algebráica de los trabajos realizados en todos los procesos del ciclo. Por consiguiente:

$$W_{ciclo} = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1 \qquad (10.1)$$

Debido a que para un gas perfecto se verifica que $PV = mRT$, la ecuación del trabajo también se suele expresar como:

$$W_n = \frac{n\ mRT_1}{1 - n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \qquad (10.7)$$

Si el proceso de compresión (de 1 a 2) es isoentrópico**, las expresiones que evalúan el trabajo neto del ciclo con compresión isoentrópica se obtienen de las correspondientes al caso politrópico con sólo cambiar n por k.

Por lo anterior:

$$W_k = \frac{k\ P_1 V_1}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \qquad (10.8)$$

o bien:

$$W_k = \frac{k\ mRT_1}{1 - k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \qquad (10.9)$$

La compresión isoentrópica, aunque ideal, es una de las que más se acerca al tipo de compresión que ocurre en la realidad en los compresores modernos de alta velocidad. La relación entre la presión y el volumen de un sistema de gas ideal con calores respecíficos constantes durante un proceso isoentrópico es la ecuación:

$$PV^K = C \qquad (10.10)$$

** Un proceso isoentrópico o de entropía constante es un proceso adiabático reversible.

donde K = CP/Cv

Aunque las ecuaciones para evaluar el trabajo teórico generalmente se decucen en la base de un ciclo, su aplicación es general y no está limitada a un solo ciclo. Las ecuaciones para trabajo de compresores que aquí se establecen darán una cantidad negativa ya que se deducen sobre una base convencional que considera negativo el trabajo realizado sobre un sistema.

10.4.2 CICLO IDEAL CON ESPACIO PERJUDICIAL

Un compresor no puede operar sin espacio perjudicial; para tener un funcionamiento libre de perturbaciones mecánicas es necesario que haya un cierto espacio entre la tapa del cilindro y la cara del pistón cuando éste se encuentra en su punto muerto superior. El diagrama convencional del ciclo de compresión correspondiente a un compresor con espacio perjudicial se muestra en la figura 10.7.

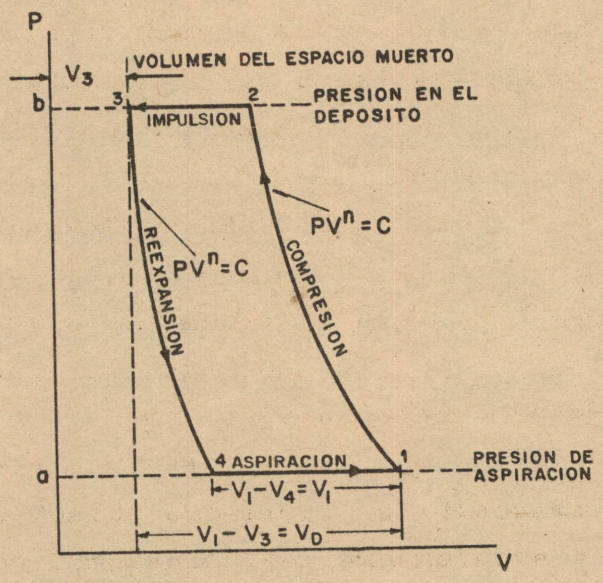


Figura 10.7 Diagrama convencional de un compresor con espacio perjudicial

En esencia, los eventos que ocurren en un compresor con espacio perjudicial son los mismos que en el caso sin dicho espacio, excepto que como el pistón no impulsa fuera del cilindro todo el gas a la presión P_2 de descarga, el que queda en el espacio perjuficial V_3, se reexpansiona a lo largo de la trayectoria 3-4 hasta que su presión disminuye a un valor igual a la presión de admisión para permitir la entrada de una nueva cantidad de gas al cilindro. La reexpansión da lugar a que el volumen útil del cilindro se reduzca a $V_1 = V_1 - V_4$. Sin espacio muerto, el volumen de gas admitido en el cilindro en cada ciclo es igual al volumen barrido; con espacio muerto el volumen de gas admitido es menor que el volumen barrido.

Para determinar el trabajo del ciclo teórico con espacio perjudicial, puede considerarse que el diagrama de la figura 10.7 está formado por dos diagramas: el a-1-2-b-a y el a-4-3-b-a. Cada uno de estos diagramas es similar en todos aspectos al diagrama del ciclo sin espacio perjudicial de la figura 10.6.

Considerando compresión politrópica, el trabajo del ciclo teórico con espacio perjudicial será por tanto:

$$W_n = \frac{n\ P_1V_1}{1-n}\left(\frac{P_2}{\ }\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 - \frac{n\ P_4V_4}{1-n}\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.10)$$

como $P_4 = P_1$ y $P_3 = P_2$, la ecuación anterior se reduce a:

$$W_n = \frac{n\ P_1\ V_1 - V_4}{1-n}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.11)$$

Si se hace $V_1 - V_4 = V_1'$ se tiene finalmente que:

$$W_n = \frac{n}{1-n} P_1 V_1' \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.12)$$

o en función de la masa y la temperatura

$$W_n = \frac{n}{1-n} m' R T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.13)$$

siendo m' la masa correspondiente al volumen aspirado V_1'.

El trabajo teórico del ciclo con compresión isoentrópica se obtiene de las expresiones anteriores para el caso de compresión politrópica sustituyendo n por k.

El trabajo teórico del ciclo con compresión isotérmica se obtiene de la siguiente expresión:

$$W_T = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (10.14)$$

Teóricamente el trabajo requerido para comprimir un gas es independiente del espacio perjudicial del compresor; esto se debe a que se supone la reversibilidad de los procesos, con lo cual el gas que queda en el espacio perjudicial actúa como un muelle perfecto que devuelve toda la energía que se le aplica.

Sin embargo, los procesos reales presentan un porcentaje de irreversibilidad, lo cual origina que el gas del espacio perjudicial no devuelva toda la energía que se le suministra. Además, para una capacidad dada de un compre-

sor, el desplazamiento o cilindrado debe ser mayor a medida que el espacio perjudicial aumenta, lo cual exige una máquina mayor y más costosa. El espacio perjudicial, por tanto, debe ser de un tamaño adecuado, conviniendo que sea el mínimo posible.

10.4.3 COMPRESORES DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

Para obtener presiones alrededor de 4 a 7 Bars con capacidades superiores a 0.14 m^3/s aproximadamente se ha encontrado conveniente efectuar la compresión de los gases en varias etapas o escalonamientos de compresión cuyo número dependerá en dado caso de la presión final requerida.

Así, por ejemplo, para presiones de salida entre 7 y 35 Bars se utilizan compresores de dos etapas; de tres etapas para presiones de salida entre 35 y 175 Bars y de cuatro etapas para presiones de salida entre 175 y 350 Bars. Las principales razones para efectuar la compresión de los gases por etapas cuando se requieren presiones elevadas son las siguientes:

a. La eficiencia volumétrica de un compresor se ve afectada no sólo por el espacio muerto, sino también por la relación entre las presiones de descarga y de admisión. Por tanto, si la compresión se realiza en dos o más cilindros trabajando en igual intervalo de presiones el rendimiento volumétrico de la máquina multicilíndrica será mayor que el de la máquina monocilíndrica, teniendo ambos el mismo desplazamiento y porcentaje de espacio muerto.

b. Los gases se calientan excesivamente cuando se comprimen a altas presiones en una sola etapa, pudiendo llegar a ser tan elevadas las temperaturas finales que originan perturbaciones en el sistema de lubricación.

Surge por consiguiente la necesidad de dividir en etapas la compresión, intercalando entre una y otra un sistema de refrigeración para controlar la temperatura de los gases.

c. Si la presión final está por arriba de 4 a 7 Bars se puede ahorrar una considerable cantidad de energía utilizando dos o más etapas con inter-enfriadores en vez de una sola etapa.

En relación con el ahorro de trabajo que representa la compresión en varias etapas sobre la de una sola etapa, se hace el siguiente razonamiento demostrativo de tal hecho:

De la ecuación 10.13 que evalúa el trabajo teórico requerido para comprimir una masa particular de gas, se observa que dicho trabajo es en esencia función de tres factores:

a. El proceso de compresión (n)
b. La relación de presiones
c. La temperatura inicial del gas

La magnitud del primer factor viene limitada por la velocidad másica de gas, sin que se pueda tener mucha influencia sobre él.

La relación de presiones no puede cambiarse, pues la fija el proceso que demanda el fluido que se desea comprimir.

Sin embargo, el tercer factor, es decir, la temperatura inicial del gas, puede disminuirse con el objeto de ahorrar trabajo.

En el caso de un compresor de aire, éste tendrá a la entrada la temperatura de la atmósfera, temperatura que no

podrá disminuirse mediante agua (de un río o de un lago, que es el medio refrigerante más barato que se conoce) puesto que el agua y el aire estarán casi a la misma temperatura. Supóngase ahora que en lugar de un sólo compresor se utilizan dos en serie para obtener el mismo resultado. Teóricamente, esta disposición en serie tiene el mismo consumo de energía que el compresor de una sola etapa, y en la práctica el consumo será un poco mayor por elevarse las pérdidas debidas al rozamiento en un mecanismo más complicado. Sin embargo, el aire comprimido a la salida del primer compresor (primera etapa), tendrá una temperatura bastante más elevada que la del agua o aire disponible como refrigerante, por lo que puede realizarse un enfriamiento efectivo del aire en un cambiador de calor intermedio, con la consiguiente reducción en el trabajo en la segunda etapa (figura 10.8).

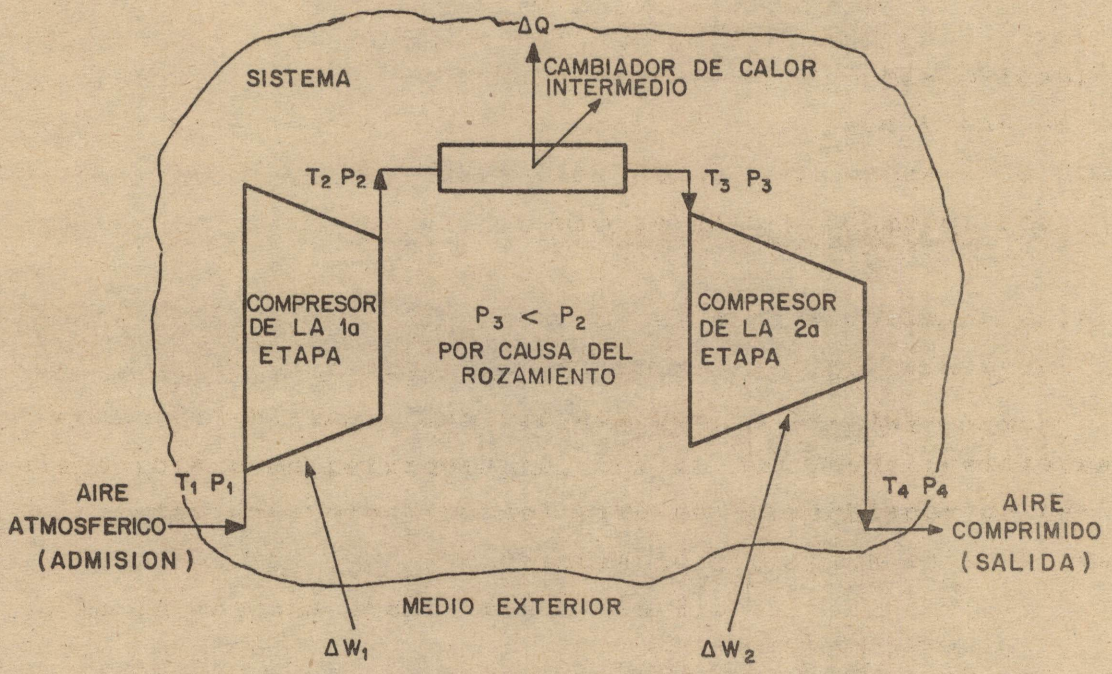


Figura 10.8 Sistema formado por dos compresores y un cambiador de calor intermedio

Las figuras 10.9 y 10.10 son los diagramas convencionales en los planos P-V y T-S respectivamente, de los eventos que ocurren en un compresor de dos etapas con refrigeración intermedia. Con estos diagramas y la siguiente explicación que se hace de ellos, se logra una comprensión más objetiva de todos los aspectos relacionados con los compresores de varias etapas.

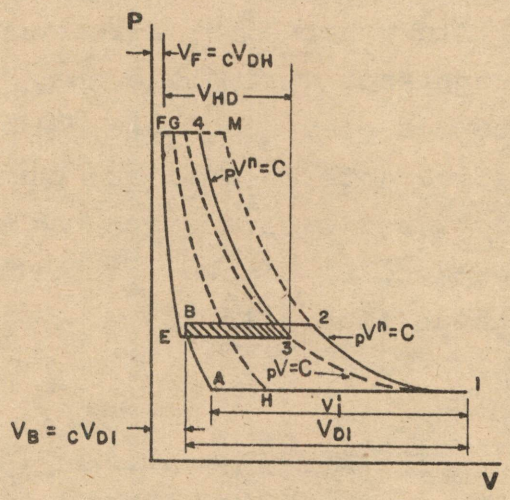


Figura 10.9

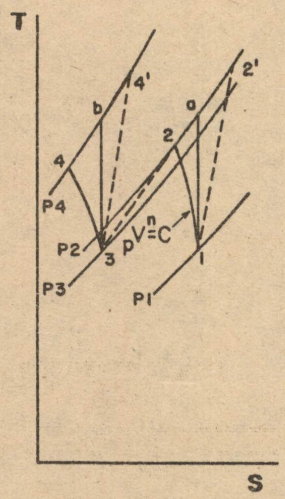


Figura 10.10

Cabe hacer la aclaración de que sólo se analizará en detalle una máquina de dos escalonamientos, ya que un compresor de 3 o más escalonamientos es una sucesión de los dispositivos y procesos de que consta uno de dos etapas.

En el plano P-V de la figura 10.9 se muestran dibujados con líneas contínuas los diagramas convencionales de un compresor de dos etapas con inter-enfriador; el diagrama 3-4-F-E-3, correspondiente a la etapa de alta presión (AP) se encuentra superpuesto al diagrama 1-2-B-A-1 que corresponde a la etapa de baja presión (BP).

La aspiración en el cilindro de BP da principio en A y termina en 1, admitiéndose en dicho cilindro un volumen V_1' de gas. La compresión, que se supone politrópica, se efectúa a lo largo de la trayectoria 1-2 hasta alcanzar la presión intermedia. A continuación el gas se evacúa del cilindro de BP a lo largo de 2-B; y por último tiene lugar la reexpansión politrópica del gas del espacio perjudicial según la trayectoria B-A.

El gas una vez evacuado del cilindro de BP pasa enseguida por el refrigerador intermedio, enfriándose mediante agua fría circulante. La temperatura hasta la cual se enfría el gas la determina la temperatura del agua refrigerante disponible; es factible obtener una temperatura con una diferencia de aproximadamente 10° C. En el análisis teórico se supone que la transformación en el cambiador de calor es ideal o perfecta, lo cual implica que no hay caída de presión a través de él y que el enfriamiento del gas es perfecto; es decir, se supone que no hay rozamiento y que la temperatura T_3 del gas al entrar al cilindro de AP es igual a la temperatura T_1 que tenía a la entrada de la etapa de BP. Esta última suposición sitúa al punto 3, final de la carrera de aspiración E-3 en el cilindro de AP, sobre la misma isoterma que pasa por 1. Para fi-

nes ilustrativos, en este caso sí se considerará la caída de presión que ocurre en la realidad en el inter-enfriador, la cual en el diagrama viene representada por $P_2 - P_3$.

A la salida del cambiador de calor el gas se admite en el cilindro de AP según la trayectoria E-3. La compresión, que se supone con el mismo índice politrópico que el de la etapa de BP, se lleva a cabo a lo largo de 3-4 hasta alcanzar la presión final. Por último, el gas se impulsa a lo largo de 4-F, después de lo cual se produce la reexpansión por la trayectoria F-E.

La misma masa de gas es la que interviene en los puntos 1, 2, 3 y 4; si se desprecian las fugas y se ha alcanzado un funcionamiento estacionario del compresor, la masa de gas descargada en 4-F a la presión P_4, debe ser igual a la masa de gas aspirada en A-1 a la presión P_1.

El trabajo total está representado por la suma de las áreas de los diagramas de BP y AP. El área rayada entre B y 3 representa la "pérdida" de trabajo, o sea trabajo realizado dos veces debido a que el rozamiento en el inter-refrigerador origina una "pérdida" en la energía del flujo del gas, la que evidentemente aparece en forma de calor.

10.4.4 TRABAJO TEORICO DEL CICLO DE COMPRESION EN DOS ETAPAS

El trabajo del ciclo de compresión en dos etapas es igual al trabajo de la etapa de BP más el trabajo de la etapa

de AP. Haciendo referencia a la figura 10.9 se tiene que:

$$W_{n\ total} = W_{BP} + WAP = \frac{n\ P_1(V_1 - V_A)}{1 - n}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1$$

$$+ \frac{n\ P_3(V_3 - V_E)}{1 - n}\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.15)$$

Suponiendo que m es la masa del gas admitido, la cual es igual en cada cilindro, se tendrá que:

$$P_1(V_1 - V_A) = m\ RT_1 \text{ y } P_3(V_3 - V_E) = m\ RT_3 \qquad (10.16)$$

Con lo anterior, el trabajo total del ciclo de compresión en dos etapas viene dado por la siguiente ecuación:

$$W_{n\ total} = \frac{n\ m\ RT_1}{1 - n}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 + \frac{n\ m\ RT_3}{1 - n}\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad (10.17)$$

Para simplificar la ecuación anterior y los consiguientes cálculos, se considera que la transformación en el interrefrigerador es perfecta, con lo que $P_2 = P_3 = P_i$ = presión intermedia y $T_3 = T_T$, por lo que la ecuación 10.17 se conviernte en:

$$W_{n\ total} = \frac{n\ m\ RT_1}{1 - n}\left(\frac{P_i}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_4}{P_i}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \qquad (10.18)$$

10.4.5 TRABAJO MINIMO PARA LA COMPRESION EN DOS ETAPAS

En la ecuación 10.18 se observa que para unas condiciones

definidas de compresión de una masa particular de un gas, el trabajo requerido para llevarla a cabo es función únicamente de la presión intermedia (P_i), ya que los valores de los demás parámetros son los que definen el tipo de compresión y permanecen invariables. Se puede pensar por tanto en un valor particular para la presión intermedia que haga que el trabajo de la compresión sea el mínimo. Este valor de P_i se determina aplicando a la ecuación 10.18 la teoría de los máximos y mínimos de una función de una variable.

Así se tiene que W es mínimo cuando $\frac{dW}{dP_i} = 0$

Con base en la expresión anterior y con la ecuación 10.18 se efectúa el siguiente desarrollo para encontrar el valor óptimo de P_i:

$$\text{W mínimo} \rightarrow \frac{d}{dP_i} \frac{n\ m\ RT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] = 0$$

Como el término $\frac{n\ m\ RT_1}{1-n}$ es constante para el compresor, se puede escribir que:

$$\text{W mínimo} \rightarrow \frac{d}{dP_i} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] = 0$$

Haciendo $\frac{n-1}{n} = a$ y derivando, se tiene que:

$$\text{W mínimo} \rightarrow \frac{d}{dP_i} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{a} + \left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{a} - 2 \right] = \frac{d}{dP_i} \left(P_i^{\,a} \cdot P_1^{\,-a} \right)$$

$$+ \left(P_4^{\,a} \cdot P_i^{\,-a} \right) - 2 = 0$$

$$W \text{ mínimo} \longrightarrow \quad (AP_i^{a-1} \cdot P_1^{-a}) - (aP_i^{-a-1} \cdot P_4^{a}) = 0$$

$$W \text{ mínimo} \longrightarrow \quad \frac{P_i^{a}}{P_i} \cdot \frac{1}{P_1^{a}} = \frac{P_4^{a}}{P_i^{a} \cdot P_i}$$

$$W \text{ mínimo} \longrightarrow \quad \frac{P_i}{P_1} = \frac{P_4}{P_i} \qquad (10.19)$$

Se ha encontrado pues, que para que el trabajo sea mínimo, la relación de presiones absolutas debe ser la misma en cada etapa. Si la ecuación 10.19 se escribe en la forma:

$$P_i = P_1 \cdot P_4 \qquad (10.20)$$

se dispone de un medio para calcular el valor óptimo de la presión intermedia de un compresor de dos etapas en función de las presiones inicial (P_1) y final (P_4).

La presión intermedia en un compresor se puede controlar haciendo variar en forma relativa el desplazamiento de las etapas, lo cual se logra aumentando o disminuyendo la velocidad de rotación (rpm) de sus unidades impulsoras respectivas. En el caso de unidades de dos etapas del tipo duplex en que los émbolos de las dos etapas se accionan con el mismo motor, la presión intermedia queda determinada por la relación de tamaños de los émbolos de AP y BP y no puede alterarse.

Sustituyendo el valor de P_i de la ecuación 10.20 en la ecuación 10.18, se obtiene la expresión del trabajo mínimo en función de las presiones inicial (P_1) y final (P_4).

Así:

$$W \text{ mínimo} = \frac{n\,m\,RT_1}{1-n}\left[\frac{(P_1 \cdot P_4)^{1/2}}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} + \frac{P_4}{(P_1 \cdot P_4)^{1/2}}^{\frac{n-1}{n}} - 2\right]$$

Al simplificar se convierte en:

$$W \text{ mínimo} = \frac{n\,m\,RT_1}{1-n}\,2\left[\frac{P_4}{P_1}^{\frac{n-1}{2n}} - 2\right] = \frac{2n\,m\,RT_1}{1-n}\left[\frac{P_4}{P_1}^{\frac{n-1}{2n}} - 1\right] \qquad (10.21)$$

Los resultados anteriores también se suelen expresar diciendo que el trabajo de un compresor de dos escalonamientos es mínimo cuando en cada una de las etapas se hace la misma cantidad de trabajo.

Para tres o más etapas de compresión, el método de análisis es similar al que se utiliza en los compresores de dos etapas. Para tres etapas de compresión con presiones intermedias P' y P", siendo P_1 la presión de aspiración y P_F la presión final de descarga, la condición para trabajo mínimo de compresión es:

$$\frac{P'}{P_1} = \frac{P''}{P'} = \frac{P_F}{P''} = \frac{P_F}{P_1}^{\frac{1}{3}} \qquad (10.22)$$

o bien:

$$P' = P_1^2 \cdot P_F^{\frac{1}{3}} \quad \text{y} \quad P'' = P_1 \cdot P_F^{2\,\frac{1}{3}} \qquad (10.23)$$

El trabajo mínimo de compresión para este caso lo evalúa la ecuación:

$$W \text{ mínimo} = \frac{3\,n\,m\,RT_1}{1-n}\left[\frac{P_F}{P_1}^{\frac{n-1}{3n}} - 1\right] \qquad (10.24)$$

Generalizando, para una compresión con un número x de etapas, siendo P_1 y P_F las presiones inicial y final respectivamente, el trabajo mínimo se evalúa mediante la siguiente expresión:

$$W \text{ mínimo} = \frac{x\ n\ m\ RT_1}{1 - n} \left(\frac{P_F}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{xn}} - 1 \qquad (10.25)$$

10.4.6 INDICE POLITROPICO

Un proceso politrópico es aquel proceso, internamente reversible, que cumpla la relación $PV^n = Cte$. Donde "n" es el índice politrópico, y su valor para un proceso de compresión normalmente varía entre 1 - n - k.

Para determinar el valor de "n" en un proceso dado, es necesario conocer dos condiciones de estado iniciales y dos finales (presión, volumen o temperatura) mediante las siguientes expresiones:

$$n = \log(P_1/P_2)/\log(V_2/V_1) = 1 + \log(T_1/T_2)/\log(V_2/V_1) \qquad (10.26)$$

ó

$$(n-1)/n = \log(T_1/T_2)/\log(P_1/P_2) \qquad (10.27)$$

donde los valores de temperatura y presión deberán darse en unidades absolutas.

10.4.7 CAPACIDAD

La capacidad de un compresor se define como el volumen de gas que realmente aspira la máquina en la unidad de tiempo, medido en las condiciones de presión y temperatura

existentes en la aspiración. Tratándose de compresores para aire las condiciones existentes en la aspiración normalmente son las atmosféricas.

La capacidad se puede determinar por medio de alguno de los dispositivos de medición siguientes: tubo de Pitot, tubo de Venturi, orificio de pared delgada, orificio redondeado, tubo corto o tobera, depósitos de capacidad conocida y contadores o registradores.-

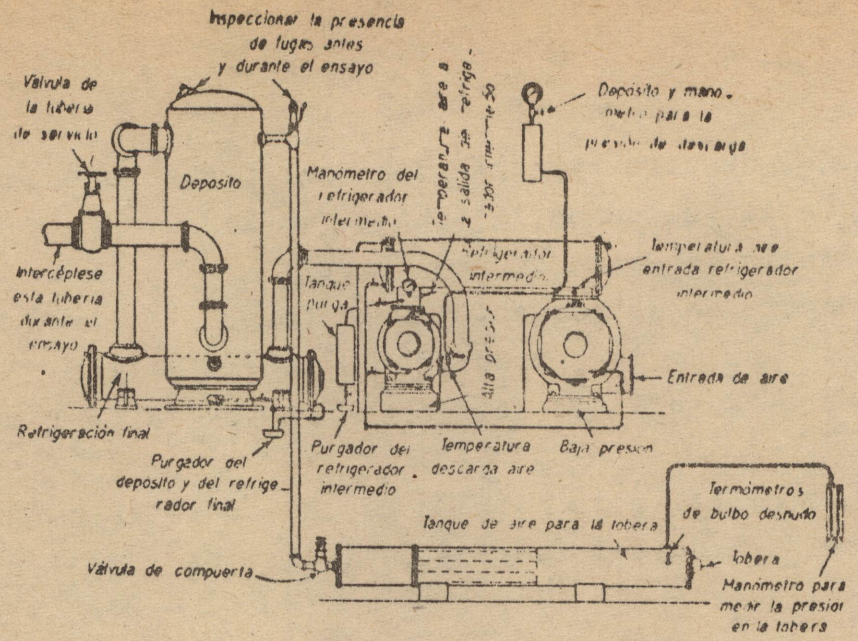
En este laboratorio se emplea el procedimiento de la tobera de baja presión que recomienda la ASME y el "Compressed Air and Gas Institute" para medir el caudal de un compresor. En la figura 10.11 se muestra una instalación típica.

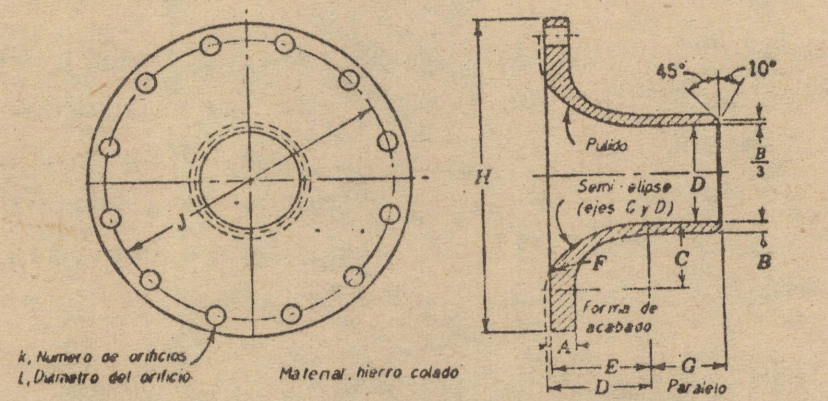
La tobera consiste de un orificio en comunicación con la atmósfera con su borde inferior curvo, y de tamaño tal que la presión relativa en el tanque en donde está instalada no pase de 0.103 Bars cuando por el orificio pasa la máxima cantidad de aire.

La presión exacta se mide con un manómetro de agua, y la temperatura del aire que circula con un termómetro que atraviesa la pared del depósito situado a una distancia de 4 diamétros de dicha tobera. Conociendo estas lecturas, la presión barométrica y temperatura del lugar y las dimensiones de la tobera (recomendadas por ASME de acuerdo con la capacidad) es posible determinar la cantidad de aire que pasa a través de la tobera.

Cuando las lecturas del manómetro están comprendidas entre 25.4 y 101.6 cm de agua, el caudal de aire se puede calcular por la siguiente expresión:

$$Q = (19/10^4)K \cdot D^2 \cdot T_{t2} \quad (P_{t1} - P_{t2})/P_{t2}T_{t1} \qquad (10.28)$$





D		A	B	C	E	F	G	H	J	K	L	Caudal en litros/min	
Pulg.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	Mín.	Máx.
1,000	25,40	23,81	0,635	17,01	24,61	1,27	22,22	228,6	190,50	8	19,05	1 756	3 598
1,375	34,92	25,40	6,35	23,36	33,83	1,77	27,00	279,4	241,30	8	22,22	3 371	6 204
2,000	50,80	25,40	7,95	33,78	49,22	2,54	38,10	279,4	241,30	8	22,22	7 167	14 335
2,500	63,50	25,40	9,52	42,41	61,51	3,30	47,62	279,4	241,30	8	22,22	11 247	22 381
3,000	76,20	25,40	9,52	50,80	73,81	3,81	57,15	279,4	241,30	8	22,22	16 006	31 928
4,000	101,60	28,57	11,12	67,81	98,42	5,08	76,20	342,9	298,45	8	22,22	28 613	57 226
5,000	127,00	30,17	12,70	84,58	123,03	6,35	95,25	406,4	361,95	12	25,40	45 045	89 523
6,000	152,40	31,75	12,70	101,60	147,62	7,62	114,30	482,6	431,80	12	25,40	64 029	127 768
8,000	203,20	36,52	15,87	135,38	196,85	10,16	152,40	596,9	539,75	16	28,57	114 736	229 473
10,000	254,00	42,87	15,87	169,41	246,07	12,70	190,50	698,5	635,00	20	31,75	179 895	356 958
12,000	304,80	47,62	19,05	203,20	295,27	15,24	228,60	812,8	749,30	20	34,92	257 803	515 606

Figura 10.11 Medición de flujo con toberas de baja presión: (a) instalación típica y (b) dimensiones normalizadas por ASME.

donde:

Q = caudal de aire a la presión y temperatura observadas a la salida de la tobera (m^3/s)
K = coeficiente de la tobera (0.982)
D = diámetro de la garganta de la tobera (cm) = 2.54 cm
T_{t1} = temp. abs. a la entrada de la tobera (°K)
T_{t2} = temp. abs. a la salida de la tobera (°K) = T ambiente
P_{t1} = presión abs. a la entrada de la tobera (Bars)
P_{t2} = presión abs. a la salida de la tobera (Bars) = P atmosf.

10.4.8 DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento de un compresor es el volumen que barre el pistón en la unidad de tiempo. En los compresores de dos o más escalonamientos el cálculo del desplazamiento se basa solo en el cilindro o cilindros de la etapa de baja presión, ya que en ésta se determina la cantidad de gas que pasa por las demás etapas.

Para un compresor monocilíndrico de simple efecto el desplazamiento en m^3/s vale:

$$V_D = (\ \cdot D^2 \cdot L \cdot N)/(4 \cdot 60) \qquad (10.29)$$

Cuando el compresor es de doble efecto la expresión queda:

$$V_D = (2D^2 - D_V^2)\ LN/(4 \cdot 60) \qquad (10.30)$$

donde:

V_D = desplazamiento o cilindrada (m^3/s)
D = diámetro del cilindro (m)

D_v = diámetro del vástago (m)
L = longitud de la carrera (m)
N = revoluciones por minuto del compresor

10.4.9 EFICIENCIA VOLUMETRICA

10.4.9.1 Real ($_{vr}$)

La eficiencia volumétrica real de un compresor se define como:

$$_{vr} = Q(m^3/s)/VD(m^3/s) \qquad (10.31)$$

El rendimiento volumétrico real siempre es menor que el rendimiento volumétrico teórico, debido a la turbulencia del flujo originada por la menor presión en el cilindro que en la atmósfera durante la admisión; además, como el cilindro está relativamente caliente, eleva la temperatura del aire en el momento de ser aspirado, lo que da lugar a que su densidad sea en esas condiciones menor que la del aire atmosférico.

10.4.9.2 Teórica ($_{vt}$)

A partir del diagrama teórico del ciclo con espacio perjudicial (figura 10.8) se puede obtener una expresión teórica para el rendimiento volumétrico de un compresor, la cual sirve para apreciar algunos de los factores de los cuales depende dicho rendimiento en la realidad. En el citado diagrama convencional se puede observar que cuando se produce un desplazamiento $V_D(m^3)$, el volumen del gas aspirado dentro del cilindro es $V_1 = V_1 - V_4$; por lo tanto, el rendimiento volumétrico teórico de un compresor ($_{vt}$) viene dado por:

$$_{vt} = V_1(m^3)/V_D(m^3) = (V_1 - V_4)/V_D \qquad (10.32)$$

De las relaciones politrópicas del proceso 3-4 se tiene que:

$$V_4 = V_3(P_3/P_4)^{(1/n)} = CV_D(P_2/P_1)^{(1/n)} = CV_D(V_1/V_2)$$

en donde:

$$C = \text{porcentaje de espacio muerto} = V_3/V_D$$

También se verifica que:

$$V_1 = V_D + CV_D$$

en donde:

$$vt = \frac{((V_D + CV_D) - CV_D(P_2/P_1)^{(1/n)})}{V_D}$$

por lo que:

$$vt = 1 + C - C(P_2/P_1)^{(1/n)} = 1 + C - C(V_1/V_2) \qquad (10.33)$$

Analizando la fórmula para el rendimiento volumétrico teórico se infiere que como P_2 es siempre mayor que P_1, el rendimiento volumétrico disminuye a medida que el espacio perjudicial aumenta; y a medida que el rendimiento volumétrico de un compresor se reduce, también disminuye su capacidad para un desplazamiento dado. Además se aprecia que para un cierto espacio perjudicial, si la presión de aspiración se mantiene constante como en el caso más común, el rendimiento volumétrico de un compresor disminuye al aumentar la presión de descarga y viceversa. El espacio perjudicial de un compresor puede hacerse tan grande

que el compresor no descargue aire; esto se utiliza para controlar la producción de algunos compresores incrementando el espacio muerto cuando se desea una producción reducida.

10.4.10 DIAGRAMA REAL DE INDICADOR Y TRABAJO REAL DE UN COMPRESOR

El diagrama P-V real de un compresor reciprocante difiere notablemente de los diagramas teóricos convencionales que hasta ahora se han considerado. Su obtención se efectúa con un aparato llamado Indicador que se adapta fácilmente al cilindro de la máquina, por lo que a un diagrama real se le llama también diagrama real de Indicador.

El diagrama que se obtiene por medio del Indicador en una máquina reciprocante es una gráfica de la presión en función de la posición del pistón de la máquina, o de la presión en función del volumen por lo que el área de este diagrama es una medida del trabajo realmente cedido por el pistón a la substancia de trabajo como en el caso de un compresor; o por la substancia de trabajo al pistón en el caso de un motor.

El trabajo real de un compresor determinado a partir de un diagrama real de Indicador es sensiblemente mayor que el obtenido a partir de un diagrama convencional considerando condiciones ideales. Esto se debe a que el compresor real requiere una mayor cantidad de trabajo que el compresor ideal; las razones de lo anterior son las siguientes:

a) Acción imperfecta de las válvulas del compresor
b) Pérdidas por rozamiento en la aspiración y en la descarga
c) El gas del espacio perjudicial no devuelve toda la energía que se le ha aplicado.

d) Refrigeración insuficiente y resistencia al flujo del gas en los interrefrigeradores en el caso de compresores de varias etapas.

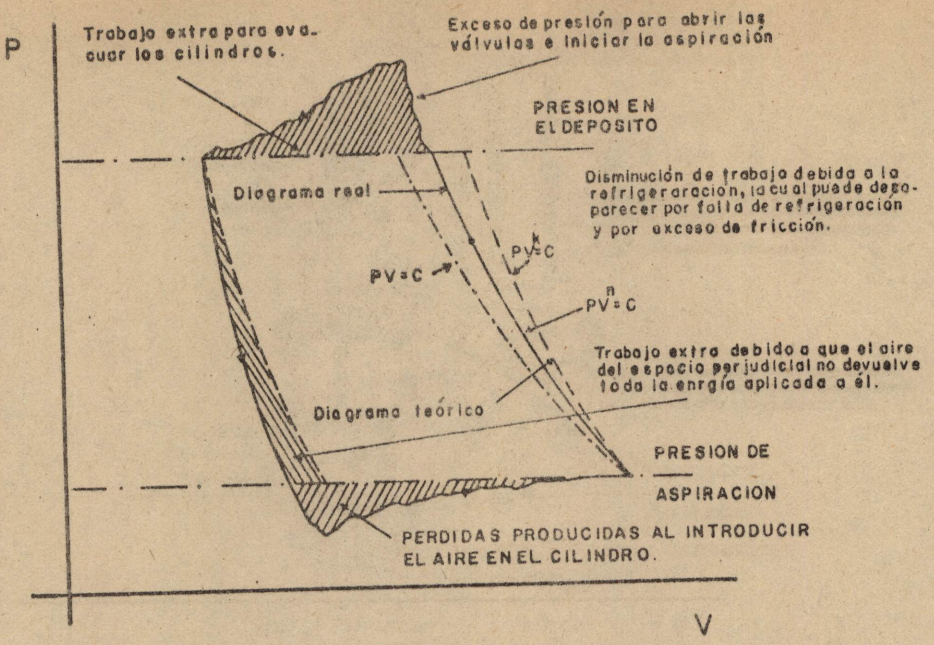
En las figuras 10.12 se muestran en forma combinada los diagramas convencional y de Indicador correspondientes a compresores de una y dos etapas. En ellos se indican las diferencias entre los trabajos teórico y real por medio de zonas sombreadas, señalándose las causas que originan cada una de esas diferencias.

En la figura 10.13 se muestra un aparato de indicador, un diagrama típico obtenido de dicho indicador y un aparato para medir el área total del diagrama llamado Planímetro. El diagrama de indicador se ajusta con un resorte para que dé las presiones a cierta escala. En los Indicadores Métricos cada resorte lleva estampada una indicación que comprende: la presión máxima a que puede trabajar y la escala u ordenada del diagrama en milímetros que corresponde a una atmósfera efectiva de presión. A fin de obtener la presión media efectiva indicada, primero se mide con un planímetro el área del diagrama; dicha área se divide entre la longitud del diagrama, y esto dará por resultado la altura media del diagrama, la cual se multiplicará por la escala del resorte del indicador obteniendo la presión media efectiva indicada (P_{mi}):

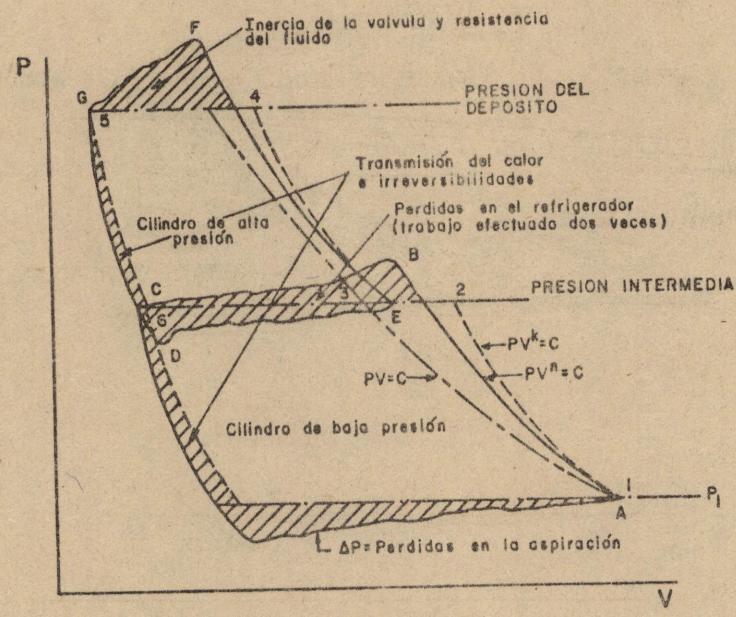
$$P_{mi} = \frac{(\text{área del diag. del indicador en cm})\,(\text{escala resorte } \frac{\text{Bars}}{\text{cm}})}{(\text{longitud del diagrama del indicador en cm})} \qquad (10.34)$$

El trabajo indicado de un compresor se obtiene a partir de la presión media efectiva indicada de la siguiente manera:

$$W_i = 10^2 \, P_{mi} \cdot L \cdot A \qquad (10.35)$$

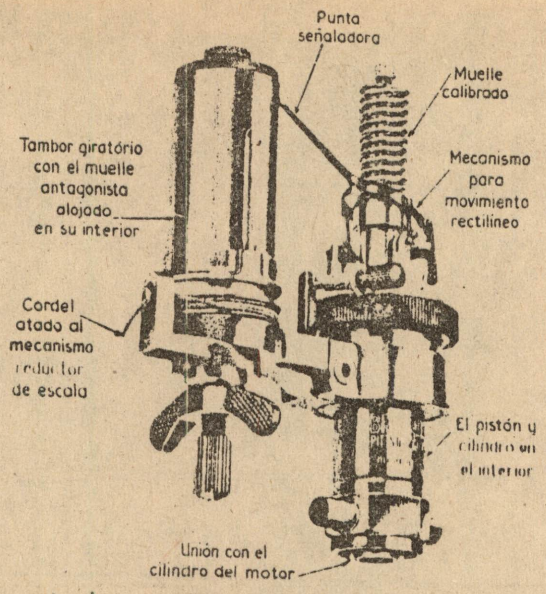


(a)

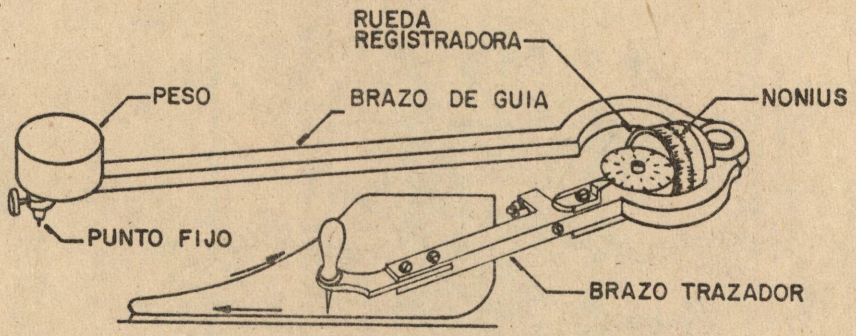


(b)

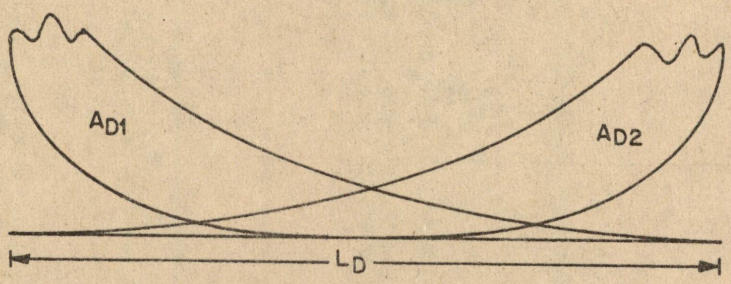
Figura 10.12: (a) Diagramas real y teórico de un compresor monocilíndrico
(b) Diagramas real y teórico combinados de un compresor de dos etapas con refrigeración intermedia



(a). Registrador de diagramas Maihak construido por Bacharach



(b)



(c)

Figura 10.13: (a) Aparato de indicador
(b) Medidor de áreas (planímetro)
(c) Diagrama real de indicador de un compresor de doble efecto

donde:

W_i - trabajo real indicado (kJ)
P_{mi} - presión media efectiva indicada (Bars)
L - carrera del pistón (m)
A - área del pistón (m^2)

10.4.11 POTENCIAS

10.4.11.1 Teórica

La potencia teórica se obtiene a partir del diagrama convencional; este tema ya se trató en los incisos 10.4.1 y 10.4.2 y se indicó que pueden considerarse de tres maneras las potencias: isentrópica, politrópica o isotérmica según como se suponga el proceso ideal de compresión.

Las expresiones para el cálculo de la potencia teórica son las mismas que las del trabajo teórico sustituyendo únicamente el volumen por el flujo volumétrico de entrada o la masa por el flujo másico.

10.4.11.2 Potencia indicada

La potencia indicada es la potencia real obtenida a partir del diagrama real o diagrama del indicador y es la que se genera o consume dentro de los cilindros de una máquina reciprocante. En las máquinas de vapor y en los motores de combustión interna la substancia activa ejerce una fuerza neta sobre los pistones a medida que éstos se mueven y se desarrolla potencia a costa de la energía de la citada substancia; en cambio, en los compresores y en las bombas recírpocantes se suministra potencia a la máquina mediante su eje y se transmite a los pistones, los cuales a su vez la ceden a la substancia de trabajo. El trabajo realizado por los pistones o sobre ellos en la

unidad de tiempo en cada uno de los casos es lo que se denomina potencia indicada de la máquina en cuestión. La potencia indicada de un compresor reciprocante de un solo cilindro está dada por la expresión:

$$\dot{W}_i = \frac{W_i \cdot N}{60} = \frac{10^2 \cdot P_{mi} \cdot L \cdot A \cdot N}{60} \qquad (10.36)$$

donde:

$\dot{W}_i$ - potencia indicada (KW)
W_i - trabajo indicado (kJ)
N - número de revoluciones por minuto del compresor
Los demás parámetros ya han sido definidos anteriormente.

10.4.11.3 Potencia al freno

Los términos de potencia al freno o potencia en el eje se utilizan para determinar la potencia que entrega una máquina al exterior en el caso de los elementos motores, o bien la potencia que toma del exterior una máquina cuando ésta la consume, como es el caso de un compresor. La potencia al freno se determina mediante algún tipo de dinàmómetro.

10.4.11.4 Potencia de rozamiento

La potencia de rozamiento en una máquina es la potencia que se requiere para vencer la fricción mecánica de los elementos que la constituyen. La potencia de rozamiento en un compresor es la diferencia entre la potencia al freno y la indicada.

10.4.12 EFICIENCIAS

El concepto de eficiencia o rendimiento aplicado a una má

quina es un parámetro que sirve para expresar en forma numérica el grado en el que se aproximan al límite ideal las transformaciones o eventos que tienen lugar en dicha máquina. Las eficiencias que se consideran en relación con los compresores son las siguientes:

10.4.12.1 Eficiencia mecánica del compresor ($_m$)

$$_m = \frac{\text{potencia indicada}}{\text{potencia al freno}} \qquad (10.37)$$

10.4.12.2 Eficiencia de la compresión ($_c$)

$$_c = \frac{\text{potencia teórica requerida para la compresión}}{\text{potencia indicada}} \qquad (10.38)$$

La eficiencia de la compresión puede ser isentrópica, politrópica o isotérmica según la potencia teórica que se utilice en la expresión anterior.

10.4.12.3 Eficiencia general o del compresor ($_g$)

$$_g = _m \cdot _c \qquad (10.39)$$

$$_g = \frac{\text{potencia teórica requerida para la compresión}}{\text{potencia al freno}} \qquad (10.40)$$

10.4.12.4 Eficiencia volumétrica ($_v$)

Esta eficiencia ya fue analizada en el punto 10.4.9.

10.4.13 CURVAS CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR RECIPROCANTE

Los parámetros que normalmente pueden variar en forma in-

dependiente durante la operación de un compresor reciprocante de características constructivas dadas aparte de las condiciones atmosféricas que prácticamente permanecen constantes son dos: la presión de descarga y la velocidad de rotación, las cuales determinan con sus valores para cualquier condición de funcionamiento las siguientes magnitudes: el desplazamiento, la capacidad, la eficiencia volumétrica y la potencia al freno. Las características de funcionamiento del compresor son las relaciones que existen entre los valores de estas magnitudes dependientes con cada una de las posibles condiciones de presión de descarga y velocidad en que puede operar el compresor.

En la mayoría de los casos, los compresores reciprocantes son impulsados por motores eléctricos cuya velocidad apenas varía entre pequeños límites para cualquier condición de carga, por lo que las curvas características de los compresores suelen ser de velocidad constante. En la figura 10.14 se muestran las curvas características de un compresor obtenidas experimentalmente; en ellas se indica cómo se modifica la eficiencia volumétrica, la capacidad y la potencia al freno al variar la presión de descarga. Nótese que el desplazamiento permanece constante, lo cual se debe a que la velocidad de rotación se mantuvo invariable para todos los valores de la presión de descarga.

10.5 SISTEMAS PRINCIPALES

10.5.1 LUBRICACION

10.5.1.1 Introducción

Quizás el punto más importante en lo que a operación se refiere al hablar de la compresión de gases es una lubricación adecuada, lo cual sólo requiere cuidado y atención. Una buena lubricación incluye la selección de lubricantes

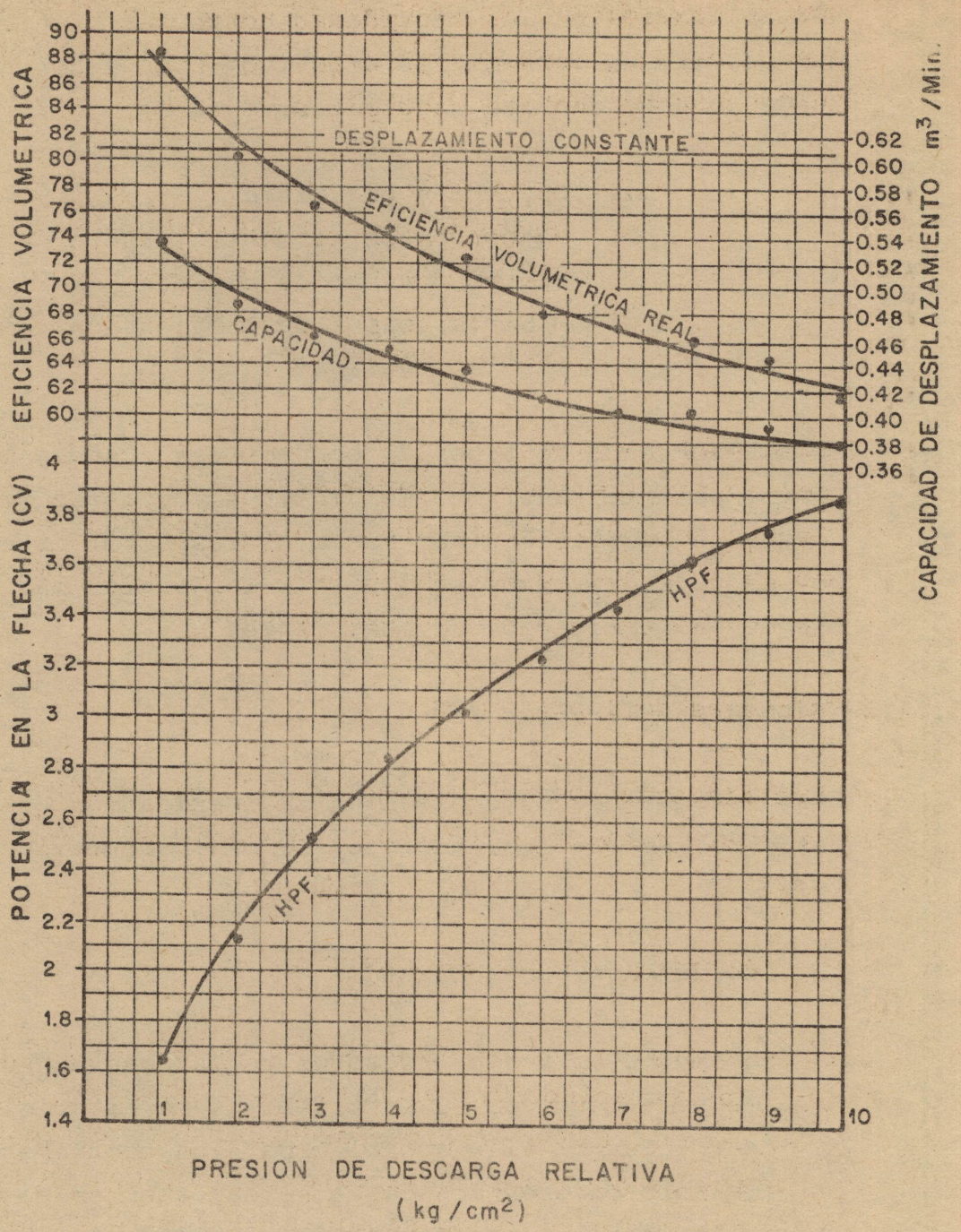


Figura 10.14 Curvas características del funcionamiento del compresor, en la etapa de baja presión.

de calidad adecuados a las condiciones particulares de servicio, limpieza en su distribución y almacenamiento, y una aplicación en las cantidades correctas y en forma tal que permita un rendimiento efectivo. Una lubricación adecuada proporciona las siguientes ventajas:

a. Operación confiable
b. Bajos costos de mantenimiento
c. Mínimo consumo de energía
d. Mínimos costos de lubricación
e. Máxima seguridad

El amplio rango de tipos de compresores y sus aplicaciones no permite tener recomendaciones muy específicas, por lo que se podría escribir mucho al respecto; en este inciso se pretende solamente destacar los puntos más importantes de la lubricación de compresores.

10.5.1.2 Sistemas de lubricación

Los sistemas que se emplean en la lubricación de compresores para recircular el aceite son básicamente los siguientes:

a. Lubricación por salpicado

Se emplea en los compresores reciprocantes horizontales para lubricar el bastidor, ciqueñal, biela y cruceta. Cuando el cigueñal gira, los comtrapesos y/o los salpicadores de aceite se sumergen en el aceite del carter y luego salpican el aceite en toda la parte interior del bastidor.

b. Lubricación por gravedad o distribución por chorro

Este sistema también se emplea en los compresores re-

ciprocantes. El aceite lo lleva el ciqueñal desde el carter hasta una artesa colocada en la parte superior de donde cae por gravedad a los diferentes puntos que se van a lubricar.

Ninguno de estos dos sistemas permite el filtrado de aceite. En algunos casos, el carter suele contener un enfriador a base de agua para remover parte del calor generado.

c. Circulación forzada o a presión

Es el método más usual para la lubricación de rodamientos, excepto en el caso de compresores pequeños. Las bombas de aceite son de diferentes tipos, predominando las de engranes y centrífugas. En unidades grandes es muy común filtrar el aceite cuando circula y enfriarlo.

10.5.2 CONTROL

Los métodos de control que se aplican en los compresores son muyco muy variados y dependerán del tipo y tamaño del compresor, del sistema motriz que el compresor tenga, del uso que se le vaya a dar al aire, de la frecuencia de su uso, etc.

En general, los métodos básicos de control son:

a. Paro y arranque automático
b. Velocidad constante
c. Velocidad variable

Existe además el tipo dual, en el cual con un selector se escoge entre el primer y segundo métodos.

10.5.2.1 Paro y arranque automático

Este método esta prácticamente limitado a usarse en compresores cuyos sistemas motrices son a base de motores eléctricos. El compresor opera a carga plena y cuando la presión del aire alcanza un valor predeterminado para automáticamente. Estas unidades por lo general mantienen una presión relativamente constante en el tanque de almacenamiento, en un sistema de aire. Este sistema se emplea normalmente en unidades pequeñas y cuando la frecuencia de arranques no es grande. Se utiliza un interruptor eléctrico que controla la operación del motor, además, descargadores de arranque que se pueden operar eléctricamente o accionar por otros medios tales como dispositivos centrífugos.

El interruptor eléctrico opera por lo general con una señal de presión del tanque de almacenamiento.

10.5.2.2 Velocidad constante

Este tipo de control se usa para cualquier compresor sin importar el tipo de sistema motriz. Con este control, el compresor opera a velocidad constante, una parte del tiempo a plena carga y la otra en vacío o parcialmente sin carga.

Los métodos que se emplean para regular la cantidad de aire comprimido con este sistema son muy variados; los principales son:

a. Bloqueando la admisión de aire

Se cierra una válvula en la línea de entrada cuando la presión llega a la de trabajo y se abre cuando ésta cae a cierta presión predeterminada.

b. Regulando la admisión de aire

Este sistema permite una infinidad de pasos intermedios entre los puntos de plena carga y vacío. Los cambios en la capacidad los causa la reducción de la densidad del aire cuando éste es estrangulado a la entrada; la eficiencia volumétrica se reduce, aumentando la relación de compresión.

c. Recirculando exteriormente el aire a la línea de admisión

Este sistema permite gran flexibilidad en la regulación de la capacidad, pero implica que el compresor trabaje a plena carga y capacidad todo el tiempo. No es un método económico ya que el consumo de energía es mayor en relación con los otros sistemas, y es necesario enfriar el aire recirculado a la temperatura normal del aire de admisión para evitar altas temperaturas en la descarga.

d. Abriendo las válvulas de admisión

Es el sistema más común en el control a velocidad constante. Consiste simplemente en mantener las válvulas de admisión abiertas tanto durante la carrera de succión como de descarga, de tal manera que todo el aire que toma el cilindro en la carrera de succión se desaloja a través de las válvulas de admisión en la carrera de descarga.

e. Empleando cámaras auxiliares i.e. aumentando el claro o volumen muerto

Es el segundo método más usado en el control a velocidad constante y se utiliza principalmente en compreso

res de émbolo. En compresores de doble efecto se emplean dos cámaras auxiliares en cada extremo del cilindro, los cuales están dimensionadas de tal manera que la eficiencia volumétrica en cualquier extremo se reduce a la mitad con una cámara auxiliar abierta y a cero con ambas cámaras abiertas.

Las cámaras se pueden abrir y cerrar manual o automáticamente. Estas cámaras permiten tener puntos de plena carga, media carga y vacío para cualquier extremo del cilindro. Considerando los dos efectos y el doble desplazamiento del pistón se obtienen las siguientes capacidades: plena carga, 3/4, 1/2, 1/4 de carga y vacío, como puede verse en la figura 10.15.

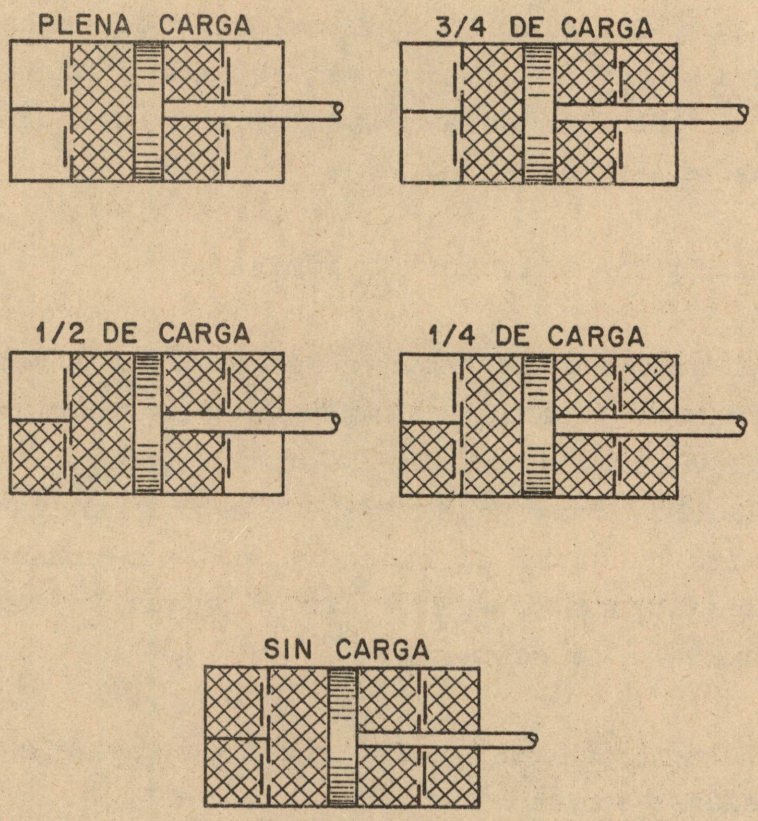


Figura 10.15

10.5.2.3 Velocidad variable

Se emplea cuando se tiene un sistema motriz capaz de operar a una velocidad adecuada que siempre satisfaga la demanda de aire comprimido. Se usa principalmente en compresores centrífugos y rotativos. Los sistemas motrices que se emplean por lo general son motores de gas o vapor. Los motores de vapor permiten un amplio margen de control de velocidad y operan suavemente en un rango de 100 a 20% de velocidad. Los motores de gas permiten una variación en la velocidad entre 100 y 50%. Este sistema de control es el ideal cuando es posible tenerlo, ya que la salida de aire y la demanda se relacionan directamente.

10.6 INSTALACION TIPICA DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

10.6.1 DIAGRAMA

La figura 10.16 muestra una instalación típica industrial empleando un compresor reciprocante de dos pasos.

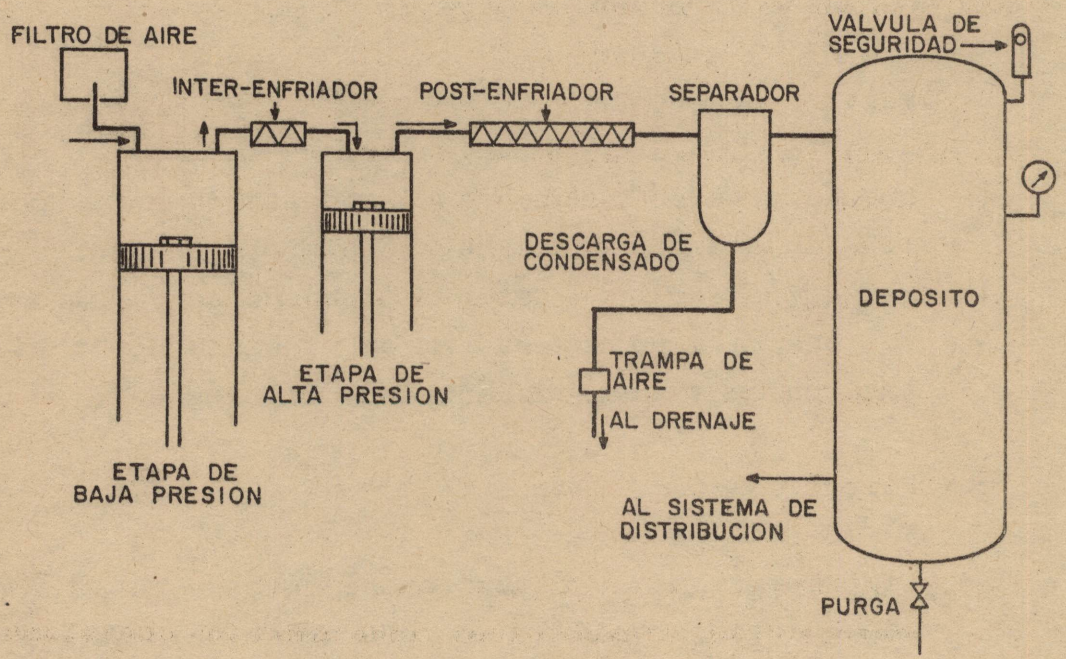


Figura 10.16

10.6.2 FILTROS PARA EL AIRE DE ENTRADA

Aún en el aire atmosférico más limpio existe una gran cantidad de polvo. Ese polvo puede causar un desgaste innecesario, acelera la acumulación de sedimentos y puede llegar a producir condiciones peligrosas.

Existen básicamente tres tipos de filtros de aire.

a. Tipo seco

El medio filtrante puede ser un lienzo de filtro o un papel especial ligeramente cubierto de aceite. Estos son excelentes cuando las pulsaciones no son severas, como en el caso de compresores reciprocantes con un amortiguador o unidades rotatorias. El fieltro es el medio más resistente y ocasionalmente se puede lavar en seco o en vacío. Sin embargo, el fieltro puede encoger bajo condiciones de humedad, mientras que el papel simplemente se cambia cuando se ensucia. Estos filtros funcionan bien con flujos de aire que no sean demasiado grandes.

b. Filtros de choque viscoso

Los filtros de choque viscoso están formados por mallas de alambre cubiertas totalmente de aceite para retener el polvo. Estos filtros no se recomiendan en regiones muy polvorosas ni en máquinas no lubricadas, las cuales siempre deben tener filtros de tipo seco.

c. Filtro con baño de aceite

El tercer tipo de filtro tiene un baño de aceite que remueve el polvo del aire por fricción. El polvo se acumula en el aceite, en el fondo del filtro.

La selección de un filtro depende en gran parte de la localización, el tipo y cantidad de polvo en el aire.

En cuanto a su mantenimiento, los filtros se deben limpiar o cambiar periodicamente. Un filtro sucio puede acarrear serias consecuencias ya que se reduce la cantidad de aire por comprimir, se produce sobrecalentamiento y, en casos extremos, puede llegar a romperse e introducirse al compresor.

10.6.3 INTER Y POST ENFRIADORES

10.6.3.1 Inter-enfriadores

Con atnerioridad se estudió la importancia de los enfriadores intermedios los cuales ahorran trabajo para efectuar la compresión del aire al emplear unidades de 2 o más pasos.

10.6.3.2 Post-enfriadores

Por lo general un post-enfriador es una buena inversión. Condensa y remueve la humedad del aire comprimido antes de que este último pase a los sistemas de distribución, produciendo corrosión, desgaste y problemas de operación. Las unidades pequeñas se enfrían con aire y las grandes con agua, para lo cual se debe tener agua fría suavizada, esto último para evitar incrustaciones en las tuberías. Los sistemas de agua pueden ser abiertos (de un solo paso) o cerrados (bajando la temperatura del agua, por ejemplo, en torres de enfriamiento) dependiendo de la humedad relativa del aire, de la contaminación térmica, etc.

10.6.4 SEPARADOR DE AGUA

El agua que se obtiene en el post-enfriador como resulta-

do de la condensación de la humedad, se remueve empleando un separador que por lo general está formado por una cámara ciclónica y una trampa para remover el condensado.

10.6.5 TANQUE RECIBIDOR

Todos los compresores reciprocantes y la mayoría de las máquinas de desplazamiento positivo deben tener un tanque recibidor de aire, ya que la descarga es por pulsos y el tanque ayuda a amortiguar y así reducir las variaciones de presión. Además, los tanques permiten almacenar aire para demandas repentinas y actúan como separadores secundarios, después de post-enfriadores, removiendo más aceite y condensado.

Los compresores dinámicos no requieren tanques recibidores ya que tienen un control de capacidad que siempre iguala la salida de la línea con la demanda.

10.7 EJERCICIOS PRACTICOS

10.7.1 CARACTERISTICAS DE LOS COMPRESORES DEL LABORATORIO

10.7.1.1 Compresor Ingersoll Rand

Reciprocante de doble efecto y un paso
Cilindro horizontal
Enfriado por agua circulante
Longitud de la carrera = 152 mm (6")
Diámetro del pistón = 178 mm (7")
Diámetro del vástago = 35 mm (1 3/8")

10.7.1.2 Compresor Worthington

Reciprocante de doble efecto y un paso
Cilindro horizontal

Enfriado por agua circulante
Longitud de la carrera = 228 mm (9")
Diámetro del pistón = 203 mm (8")
Diámetro del vástago = 41 mm (1 5/8")

10.7.1.3 Compresor Diro

Compresor de desplazamiento positivo, rotatorio, de paletas deslizantes. De dos pasos con doble refrigeración intermedia a base de aire.

10.7.2 PRACTICA CON LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

Calcular:

a. El índice politrópico del proceso
b. La capacidad (m^3/s) y (kgm/s)
c. El desplazamiento (m^3/s)
d. La eficiencia volumétrica real (%)
e. La potencia teórica de accionamiento del compresor (kW)
f. La presión media indicada (Pmei) (con respecto al tiempo) (Bars)
g. La potencia indicada (kW)
h. La eficiencia de la compresión (%)

10.7.3 PRACTICA CON EL COMPRESOR DE ALETAS DESLIZANTES

Calcular:

a. Determinar el índice politrópico en cada etapa
b. Construir a escala tomando como referencia un kg de aire, el diagrama presión-volumen del ciclo de compresión
c. Calcular el trabajo teórico para comprimir un kg de aire en las condiciones de funcionamiento del compre-

sor

d. Calcular el trabajo que sería necesario para comprimir un kg de aire desde la presión de aspiración hasta la presión de descarga con una sola etapa, tomando para n el valor de n_1.

e. Calcular el ahorro teórico de trabajo por kg que se obtiene al utilizar compresión en dos etapas con refrigeración intermedia.

BIBLIOGRAFIA

a. Compressed Air and Gas Data. Ingersoll-Rand Co. Charles W. Gibbs, editor. Second Edition. 1971.

b. CONTRERAS L. Enrique A. Estudio teórico de los compresores reciprocantes y elaboración de un manual de prácticas de laboratorio. Tesis Profesional, Universidad de Guadalajara. Facultad de Ingeniería. 1974.

I N D I C E

P R A C T I C A 1 1

VENTILADORES

		PAG.
	OBJETIVOS	11.1
11.1	INTRODUCCION	11.1
11.2	DEFINICION DE VENTILADOR	11.2
11.3	CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES	11.4
11.3.1	Por la trayectoria que sigue el gas	11.4
11.3.2	Por la forma de los álabes	11.5
11.3.3	Por la presión de descarga	11.6
11.4	TEORIA ELEMENTAL DE LOS VENTILADORES	11.6
11.4.1	Planos de representación de una turbonáquina, triangulos de velocidades y notación	11.7
11.5	ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LOS VENTILADORES	11.9
11.6	PRESION TOTAL, ESTATICA Y DINAMICA DE UN VENTILADOR	11.14
11.6.1	Presión estática	11.15
11.6.2	Presión dinámica	11.15
11.6.3	Presión total	11.16
11.7	POTENCIAS Y RENDIMIENTO DE UN VENTILADOR	11.17
11.8	PRUEBA ELEMENTAL DE UN VENTILADOR. CURVAS CARACTERISTICAS	11.18

PAG.

11.9 DESCRIPCION DEL VENTILADOR DEL LABORATORIO..... 11.21

11.10 PROCEDIMIENTO PARA EFECTUAR EL ENSAYO DEL VENTILADOR 11.23
11.10.1 Regulación del caudal 11.23
11.10.2 Medición del caudal de aire 11.23
11.10.3 Determinación de la presión total del ventilador 11.28
11.10.4 Determinación de la presión estática del ventilador 11.29
11.10.5 Determinación de la potencia de la flecha del ventilador 11.31
11.10.6 Toma de lecturas 11.31
11.10.7 Tabla de resultados 11.32
11.10.8 Hacer las gráficas de las siguientes curvas características del ventilador 11.33

BIBLIOGRAFIA 11.33

LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

P R A C T I C A 11

VENTILADORES

OBJETIVOS

I. Introducir al alumno al estudio de los ventiladores, considerándolos como un caso especial de los compresores.
II. Realizar la prueba elemental a un ventilador para determinar sus características de comportamiento y expresarlas mediante gráficas.

11.1 INTRODUCCION

Una máquina de fluido es un dispositivo en el que un fluido proporciona energía que absorbe la máquina, o bien a esta se le suministra energía mecánica y la máquina le proporciona energía al fluido.

Las máquinas de fluido se clasifican en hidráulica y térmicas; en las primeras, el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente su peso específico, y en las segundas el fluido al pasar a través de la máquina sí varía su peso específico.

Los ventiladores son un ejemplo de máquina térmica. En ellos el fluido es un gas, y por lo tanto es compresible, por lo que su volumen específico varía; sin embargo, la relación de compresión es pequeña (menor a 1000 mm CA.), por lo que puede considerarse constante su volumen específico.

Todos los ventiladores y compresores tienen el objeto de mover aire, pero a muy diferentes presiones. Los primeros usan bajas presiones hasta aproximadamente 0.07 bars y los segundos manejan presiones de 2.5 bars en adelante aproximadamente.

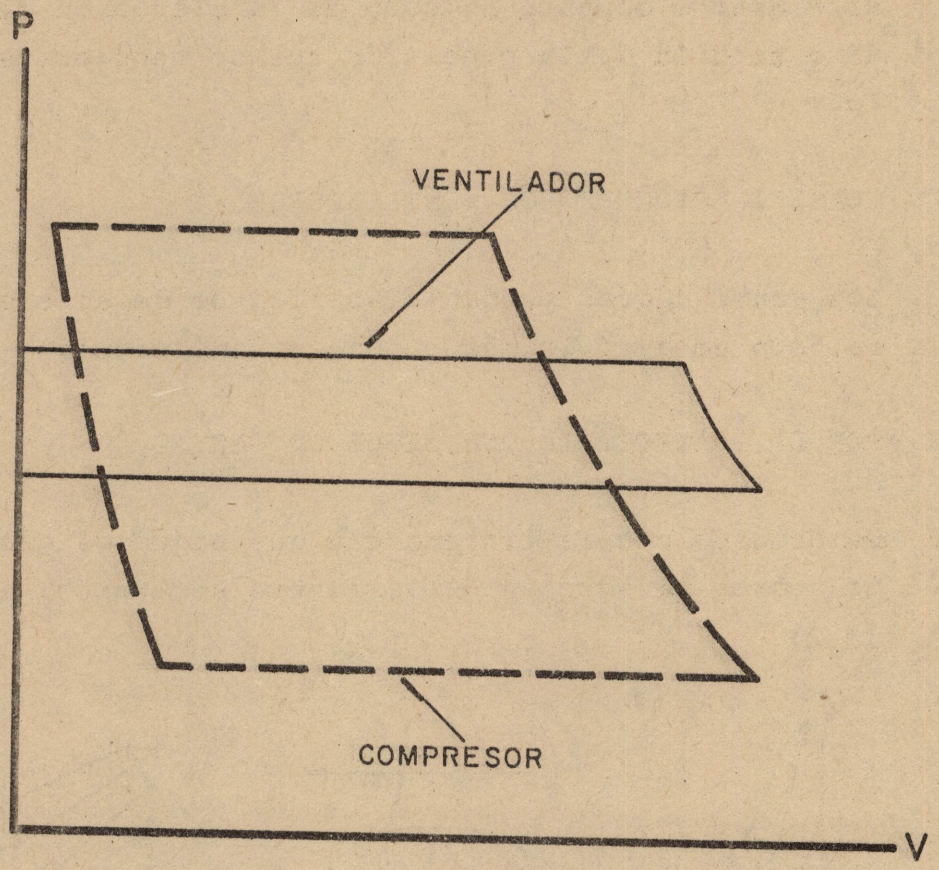
11.2 DEFINICION DE VENTILADOR

Un ventilador es la turbomáquina que absorbe energía mecánica y la transfiere a un gas, proporcionándole un incremento de presión no mayor de 1000 mm de columna de agua aproximadamente.

En energía, los ventiladores se usan principalmente para producir un flujo de gases de un punto a otro; es posible que la conducción del propio gas sea lo esencial, pero también en muchos casos, el gas actúa sólo como medio de transporte de calor, humedad, etc; o de material sólido, como cenizas, polvos, etc.

Entre los ventiladores y compresores existen diferencias (ver fig. 11.1). El objeto fundamental de los primeros es mover un flujo de gas, a menudo en grandes cantidades, pero a bajas presiones; mientras que los segundos están diseñados principalmente para producir grandes presiones, y flujos de gas relativamente pequeños. En el caso de los ventiladores, el aumento de presión es generalmente tan insignificante comparado con la presión absoluta del gas, que la densidad de éste puede considerarse inalterada durante el proceso de la operación; de este modo, el gas se considera incompresible como si fuera un líquido. Por consiguiente en principio no hay diferencia entre la

forma de operación de un ventilador y de una bomba de - construcción similar, lo que significa que matemática-- mente se pueden tratar en forma análoga.



Comparación de los diagramas PV de un compresor y un ventilador.

Fig. 11.1

En lo que se refiere a compresores, el aumento de presión es de tal magnitud que produce variaciones en la densi-

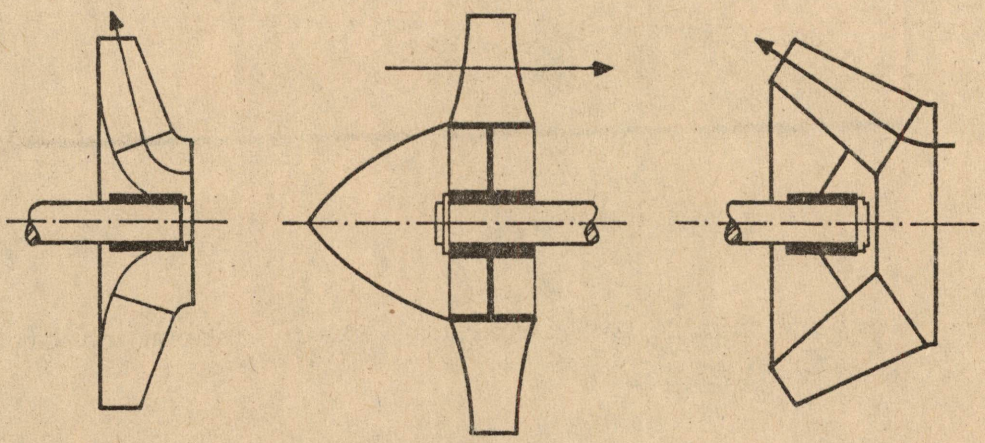
dad y en la temperatura del gas, las cuales no se pueden ignorar, ya que es necesario considerar su compresibilidad, y el método de cálculo se debe basar en las leyes de la termodinámica para un gas ideal. El límite entre ventiladores se determina normalmente por esta diferencia en la metodología de cálculo. Por supuesto, el límite exacto depende no solo de la elevación de presión, sino también de la precisión que se requiere en el cálculo.

11.3 CLASIFICACION DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores pueden clasificarse de diferente manera, sin embargo lo más común es como sigue.

11.3.1 POR LA TRAYECTORIA QUE SIGUE EL GAS:

De acuerdo con la trayectoria que sigue el gas los ventiladores se agrupan de la manera siguiente: (ver figura 11.2)



VENTILADOR CENTRIFUGO

VENTILADOR AXIAL

VENTILADOR DE FLUJO MIXTO

Fig. 11.2

- Ventiladores centrífugos
- Ventiladores axiales
- Ventiladores de flujo mixto

En general el ventilador axial se presta para aplicaciones de baja resistencia (baja carga) y los centrífugos usualmente responden mejor en sistemas de alta resistencia.

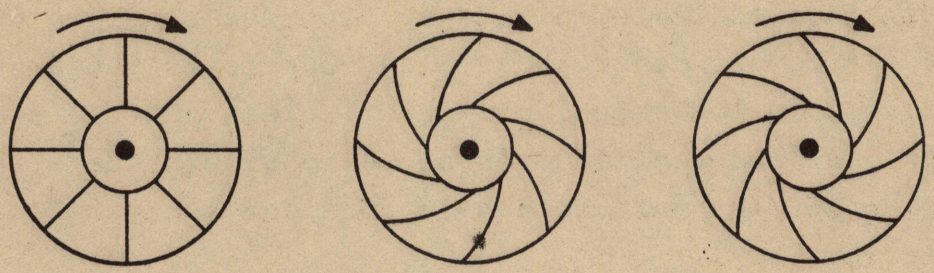
El ventilador axial mueve el gas paralelamente al eje de rotación y el centrífugo lo mueve perpendicularmente.

11.3.2 POR LA FORMA DE LOS ALABES:

La forma de los álabes es la característica principal que afecta el comportamiento de un ventilador centrífugo.

De acuerdo con la forma de los álabes, los ventiladores centrífugos se clasifican de la siguiente manera.

- Ventiladores de álabes rectos o radiales.
- Ventiladores con los álabes hacia delante
- Ventiladores con álabes hacia atrás



ALABES RECTOS | ALABES HACIA ADELANTE | ALABES HACIA ATRAS

Fig. 11.3

Existen ventiladores centrífugos que son una combinación de esta clasificación básica.

Las figuras 11.8, 11.9 y 11.10 muestran las curvas características de ventiladores con álabes hacia atrás, hacia adelante y álabes rectos respectivamente. Estas curvas muestran la presión estática y total, la potencia H.P. y la eficiencia estática y total respecto al volumen en %.

11.3.3 POR LA PRESION DE DESCARGA

- Ventiladores de baja presión, cuando la presión generada es inferior a aproximadamente 100 mm C.A.

- Ventiladores de presión media, cuando la presión está entre 100 y 300 mm C.A.

- Ventiladores de alta presión, cuando la presión es superior a 300 mm C.A. e inferior a aproximadamente 1000 mm C.A.

11.4 TEORIA ELEMENTAL DE LOS VENTILADORES

El principio de funcionamiento de todos los ventiladores, independientemente de su tipo, es el mismo que el de las bombas centrífugas; las ecuaciones fundamentales tales como las establecidas por Euler y Rateu, son válidas para los ventiladores si se considera que a bajas presiones las variaciones de densidad son despreciables.

11.4.1 PLANOS DE REPRESENTACION DE UNA TURBOMAQUINA, TRIANGULOS DE VELOCIDADES Y NOTACION

Los dos planos de representación de una turbomáquina - son el plano meridional y el transversal, los cuales se muestran en las figuras 11.4 y 11.5 respectivamente. En el meridional se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies anterior y posterior del rodete; también se aprecian las aristas de entrada y de salida de los álabes, los cuales intercambian energía con el fluído. El plano transversal es perpendicular al eje de la máquina; en él se ve el álabe del rodete en su verdadera forma. Para referencia posterior, en este último plano se han dibujado los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida, los cuales aparecen en la fig. 11.6.

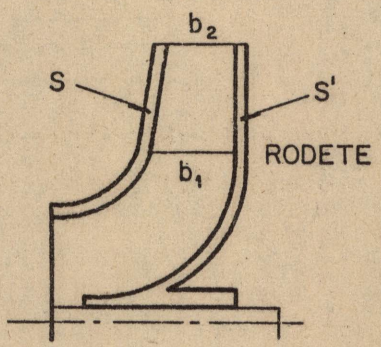


Fig. 11.4 Corte Meridional

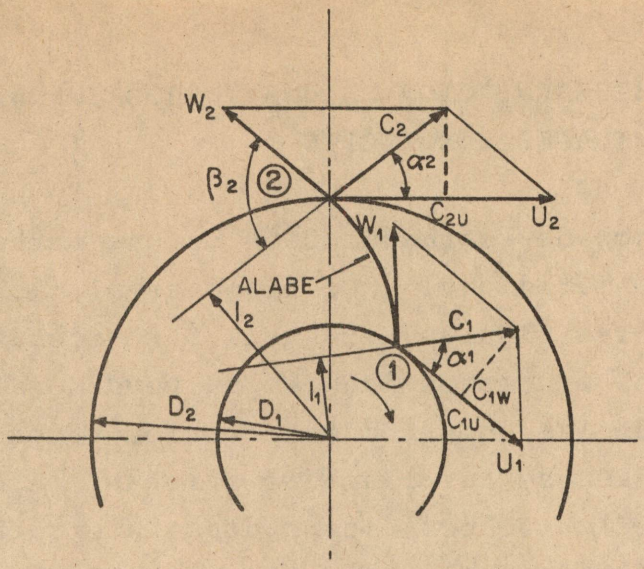


Fig. 11.5 Corte Transversal

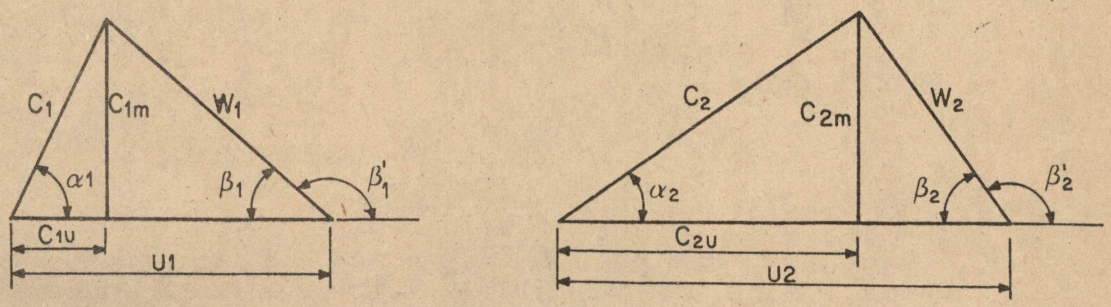


Fig. 11. 6 Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de un rodete generalizado de una turbomáquina (bomba, ventilador, etc.), con la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades, la cual generalmente se emplea en el estudio de todas las turbomáquinas.

Notación para los triángulos de velocidades:

U = velocidad absoluta del álabe
c = velocidad absoluta del fluido
w = velocidad del fluido con respecto al álabe
c_m = componente meridional de la velocidad absoluta del fluido.
c_u = componente circunferencial de la velocidad absoluta del fluido
α = ángulo que forman las velocidades c y u
β = ángulo que forma w con u.

11.5 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LOS VENTILADORES

Las ecuaciones que se introducen a continuación se basan en un número infinito de álabes sin fricción, lo cual significa que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación. Esta hipótesis recibe el nombre de teoría unidimensional o teoría de los hilos de corriente. Mientras menor es el número de álabes, resulta más difícil que se cumpla la condición (prevista al deducirse las ecuaciones), de que las líneas de flujo del gas siguen por completo el canal de los álabes y que el vector que representa la velocidad relativa del gas en la boca de descarga tiene la misma dirección que la hoja del álabe.

Al aplicar el teorema del momento de la cantidad de movimiento, se demuestra fácilmente que el momento total aplicado al gas por el rodete del ventilador es:

$$M = Q\,\delta\,(r_2\,c_2\cos\alpha_2 - r_1\,c_1\cos\alpha_1) \qquad (11.1)$$

o también:

$$M = \dot{m}\,(r_2\,c_{2u} - r_1\,c_{1u}) \qquad (11.2)$$

en donde:

Q - caudal de gas que maneja el ventilador $\left[\frac{M^3}{s}\right]$

δ - densidad del gas $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

$\dot{m}$ - gasto másico del gas $\left[\frac{Kg}{s}\right]$

r_1, r_2 - radio del impulsor en la aspiración y en la descarga, respectivamente. (m).

M.- Momento total aplicado al fluido. (Nt-m).
El momento M es igual al momento motor, el cual multiplicado por la velocidad angular del rodete será igual a la potencia de accionamiento del ventilador en ausencia de pérdidas mecánicas, (toda la potencial del eje se transmite íntegramente al rodete y al gas). Por consiguiente:

$$N = M\,\Omega = \dot{m}\,\Omega\,(r_2\,c_{2u} - r_1\,c_{1u}) \qquad (11.3)$$

$$\Omega = \frac{2\Pi n}{60} \qquad (11.4)$$

en donde:

N.- potencia ejercida por el rodete sobre el gas. (Watts.)
Ω.- velocidad angular del rodete. $(\frac{rad}{seg.})$.

n.- velocidad de giro del rodete. (r.p.m.).

Puesto que $u_1 = \Omega r_1$ y $u_2 = \Omega r_2$, de (3):

$$N = \dot{m} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad (11.5)$$

Al dividir la Ec. 11.5 por $\dot{m}$, se obtiene la expresión que representa el incremento de energía específica (E), que sufre el gas al pasar por el rodete; esto es:

$$E = \frac{N}{\dot{m}} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad (11.6)$$

E.- incremento de la energía específica del gas. $(\frac{Joule}{Kg})$.

En condiciones ideales, la energía potencial gravitatoria por masa unitaria del gas podría ser incrementada en una cantidad igual al incremento de energía específica (E) que le produce el rodete. Si se denota por H_t la - altura a la cual se elevaría el gas al incrementarse su energía potencial gravitoria específica en una cantidad igual a E, entonces:

$$E = gH_t \qquad (11.7)$$

en donde:

H_t.- Altura teórica a la cual el ventilador sería capaz de elevar el gas. (m_1).

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

De las ecuaciones 11.6 y 11.7 se infiere que:

$$H_t = \frac{1}{g}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad (11.8)$$

Las ecuaciones 11.6 y 11.8 son dos expresiones diferentes de la fórmula fundamental de Euler para las turbomáquinas generatrices en general. Aplicadas a los ventiladores, la primera denota la energía transferida al gas por unidad de masa y la segunda representa la energía transferida al gas por unidad de peso.

En la realidad un ventilador no tiene como función elevar el gas de un nivel inferior a otro superior, como puede ser el caso con una bomba que maneja un líquido, por lo cual la forma de la ecuación de Euler dada por 11.8 no es muy aplicable en el caso de los ventiladores; es mas útil considerar el incremento de presión que se le produciría al gas, si el incremento de energía específica E que sufre al pasar por el rodete se convirtiera íntegramente en energía de presión. Denotando por $(LP)_I$ el incremento de presión que sufriría el gas al incrementarse su energía de presión en una cantidad igual a E, entonces:

$$E = \frac{1}{\rho} (\Delta P)_I \qquad (11.9)$$

En donde:

$(\Delta P)_I$.- incremento ideal de presión que el ventilador sería capaz de producirle al gas. $(\frac{Nt}{m^2})$.

De las ecuaciones (6) y (9) se deduce que:

$$(\Delta P)_I = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \qquad (11.10)$$

Esta última ecuación recibe el nombre de ecuación de Euler para los ventiladores.

Por otra parte, del triángulo de velocidades a la entrada se deduce trigonométricamente que:

$$W_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1\, c_1 \cos \alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1\, c_{1u}$$

de donde:

$$u_1\, c_{1u} = \frac{1}{2}\,(u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \qquad (11.11)$$

Asímismo, del triángulo de velocidades a la salida se tiene que:

$$u_2\, c_{2u} = \frac{1}{2}\,(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \qquad (11.12)$$

Substituyendo las ecuaciones (11) y (12) en la ecuación de Euler (expresiones 8 a 10), se obtiene que:

$$\text{de 11.8} \quad H_t = \frac{1}{2g}\left[(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)\right] \qquad (11.13)$$

$$\text{de 11.10} \quad (\Delta P)_I = \frac{\rho}{2}\left[(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)\right] \qquad (11.14)$$

Las expresiones 11.13 y 11.14, son dos maneras diferentes en que se puede escribir la llamada segunda forma de la ecuación de Euler; en particular, la Ec. (14) se aplica con mas frecuencia en el estudio de los ventiladores.

El primer término del segundo miembro de la Ec. 11.14 representa el incremento en la presión dinámica que el rodete produce sobre el gas. La aplicación de la ecuación de Bernouilli entre la entrada y la salida del ro-

dete, permite analizar el significado de los dos últimos términos.

La ecuación de Bernouilli escrita entre la entrada y la salida del rodete del ventilador es:

$$P_1 + \frac{\rho c_1^2}{2} + \gamma Z_1 + (\Delta P)_I = P_2 + \frac{\rho c_2^2}{2} + \gamma Z_2$$

Despreciando el término $\gamma (Z_2 - Z_1)$ por ser relativamente muy pequeño en el caso de un ventilador, se tiene de la expresión anterior que:

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (u_1^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) \qquad (11.15)$$

11.6 PRESION TOTAL, ESTATICA Y DINAMINCA DE UN VENTILADOR

Como anteriormente se mencionó el objeto de un ventilador es mover aire o gas de un lugar a otro, esto significa vencer la resistencia al flujo o sea realizar trabajo. El ventilador proporciona energía al fluido para moverse. La energía mecánica que se suministra al ventilador es transferida al fluido para incrementar su presión y velocidad de modo que se venza la resistencia y cause flujo.

Tomando como referencia la fig. 11.7 se pueden leer tres presiones diferentes dependiendo como se instalan los manómetros en un ducto, estas tres presiones se conocen como presión estática, presión de velocidad o dinámica y presión total.

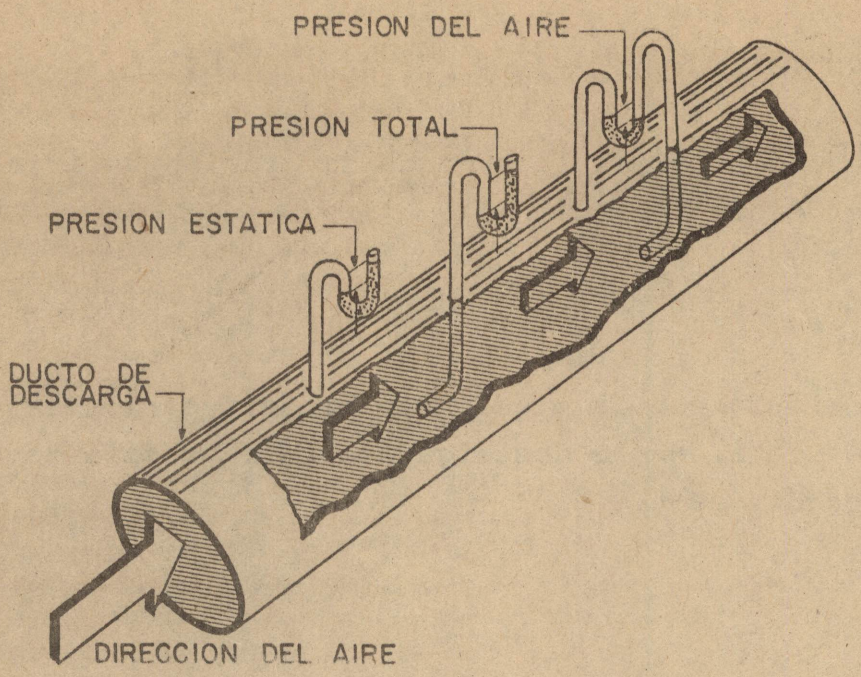


Fig. 11. 7

11.6.1 PRESION ESTATICA

La presión estática es la que se ejerce sobre la pared de un ducto.

11.6.2 PRESION DINAMICA

La presión dinámica es causada por el impacto del flujo

de aire o gas.

11.6.3 PRESION TOTAL

La presión total es la suma de la presión estática y la presión dinámica.

$$P_t = P_E + P_D \qquad (11.16)$$

Considerando que la presión total del ventilador es la presión total en la descarga menos la presión total en la succión, se tiene:

$$P_{tV} = P_{tD} - P_{ts} \qquad (11.17)$$

$$P_{EV} = P_{ED} - P_{ES} \qquad (11.18)$$

$$P_{DV} = P_{DD} - P_{DS} \qquad (11.19)$$

en donde:

P_{tV} - Presión total del ventilador

P_{tD} - Presión total en la descarga

P_{ts} - Presión total en la succión

P_{EV} - Presión estática del ventilador

P_{ED} - Presión estática en la descarga

P_{ES} - Presión estática en la succión

P_{DV} - Presión dinámica del ventilador

P_{DD} - Presión dinámica en la descarga

P_{DS} - Presión dinámica en la succión

Por otro lado de acuerdo con la ecuación (11.16), (la presión total es la suma de la presión estática y la dinámica) puede escribirse:

$$P_{tV} = P_{EV} + P_{DV} \qquad (11.20)$$

$$P_{TD} = P_{ED} + P_{DD} \qquad (11.21)$$

$$P_{TS} = P_{ES} + P_{DS} \qquad (11.22)$$

11.7 POTENCIAS Y RENDIMIENTO DE UN VENTILADOR

El objeto de un ventilador es incrementar la presión. De la energía que se aplica para este incremento, una parte se emplea para vencer las pérdidas externas como el rozamiento del fluido con las paredes externas del rotor, entre otras. Estas pérdidas representan generalmente un 5 ó 6% de la potencia que se aplica al eje del ventilador (Wf). y define el rendimiento externo (ηe); la resultante se llama potencia interna del ventilador (Wi); esto es:

$$\eta_e = \frac{Wu}{Wf} \qquad (11.23)$$

La potencia interna es la que se aprovecha para incrementar la presión del gas y vencer las pérdidas de carga internas en el rotor y en la carcasa.

La potencia interna menos la que se emplea para vencer las pérdidas internas se denomina potencia útil de ventilador (Wu). Esta última entre la potencia interna, define la eficiencia interna del ventilador (ηi), o sea:

$$\eta_i = \frac{Wu}{Wi} \qquad (11.24)$$

La potencia útil del ventilador puede calcularse de la manera siguiente:

$$W_v = \frac{P_{tV}}{\delta} \times m \qquad (11.25)$$

en donde:

W_v - Potencia útil en Watts $\left[\frac{Nt \times m}{s}\right]$

P_{tv} - Presión total del ventilador en Nt/m^2

δ - Densidad del gas en Kg/m^3

m - gasto másico en Kg/s

La eficiencia total del ventilador valdrá

$$\eta_{tv} = \frac{W\,u}{W\,f} = \frac{(Ptv\,Q)}{W\,f} \qquad (11.26)$$

También es frecuente utilizar como parámetro descriptivo y comparativo del comportamiento de un ventilador a la llamada eficiencia estática (η_{sv}), la cual se obtiene al substituir en la ec. (11.26) la presión total del ventilador por la presión estática del mismo; o sea:

$$\eta_{sv} = \frac{(PsvQ)}{Wf} \qquad (11.27)$$

11.8 PRUEBA ELEMENTAL DE UN VENTILADOR. CURVAS CARACTERISTICAS

Para obtener las curvas características de un ventilador

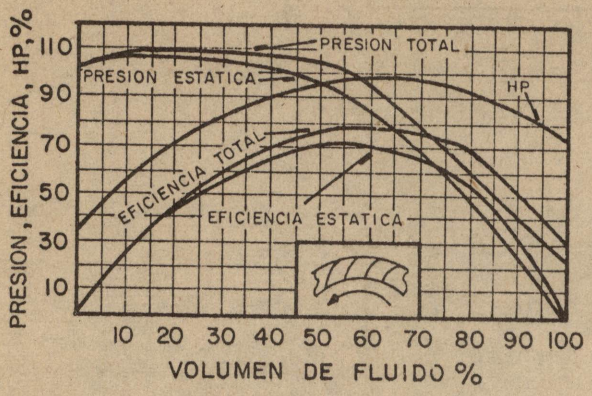


Fig. 11.8 Curvas Características de un ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

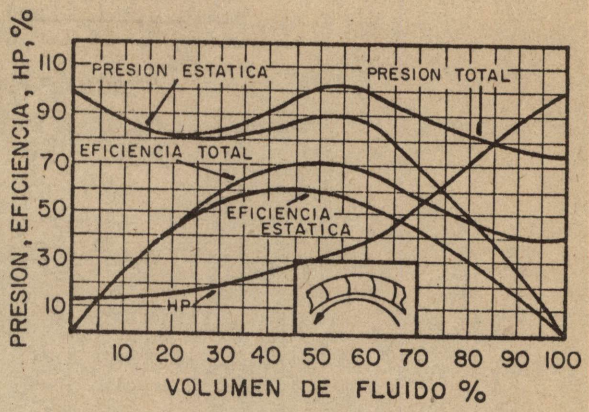


Fig. 11.9 Curvas Características de un ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

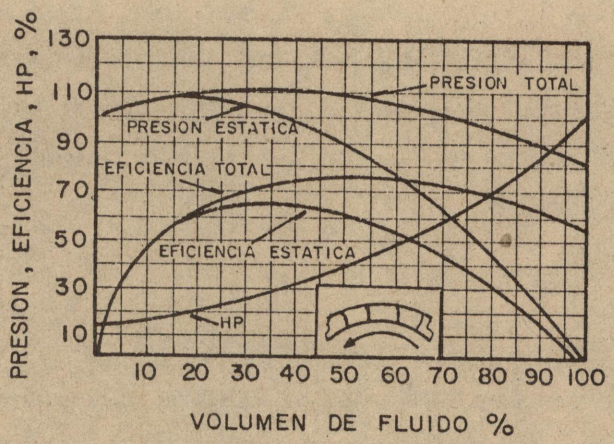


Fig. 11.10 Curvas características de un ventilador centrífugo con álabes rectos radiales.

se mantiene constante la velocidad de rotación del impulsor (n), se hace variar el caudal (Q) y se efectúa una serie de mediciones tendientes a obtener la información necesaria para poder hacer las gráficas de las curvas Ptv -Q, Psv-Q, Pdv-Q, Wf-Q, tv-Q, sv-Q. Estas curvas características del ventilador muestran su comportamiento en todo su rango de operación.

El conocimiento de las curvas características es indispensable para seleccionar correctamente un ventilador tomando en consideración las características del sistema en que va a operar, o para determinar el punto de funcionamiento de un ventilador ya instalado en un sistema determinado.

Todo ventilador opera únicamente dentro de sus curvas características. El punto de funcionamiento de un ventilador se determina superponiendo la curva de resistencia del sistema en que el citado ventilador opera, en el plano donde se hacen las gráficas de las curvas características. El punto en que se intersecta la curva de presión estática del ventilador con la curva de resistencia del sistema, determina las condiciones de operación del ventilador.

En las figuras 11.8, 11.9 y 11.10 se muestra la forma típica de las curvas características de funcionamiento de ventiladores centrífugos con álabes curvados hacia atrás, con álabes curvados hacia adelante y con álabes rectos respectivamente.

El ensayo completo de un ventilador consiste de un conjunto de ensayos elementales, caracterizado cada uno - por una diferente velocidad de rotación del impulsor. El conjunto de gráficas que se puede construir a partir de la información que se obtiene en el ensayo completo, revela todas las posibilidades de operación del ventilador.

Cuando todas las curvas características correspondientes a los ensayos elementales hechos a diversas velocidades se superponen sobre un mismo diagrama, es posible obtener la curva de isoeficiencia, y las condiciones óptimas de funcionamiento del ventilador para cada velocidad de operación, así como el punto de máximo rendimiento, al cual se le llama punto de diseño.

De todo lo antes mencionado se infiere que para obtener las curvas y pruebas mencionadas se requieren dispositivos e instrumentos de medición que permiten efectuar lo siguiente:

- Variar la velocidad de giro del impulsor
- Variar el caudal de gas que maneja el ventilador
- Medir el caudal de gas que maneja el ventilador
- Medir las presiones total, estática y dinámica del ventilador
- Determinar la potencia en la flecha del ventilador

11.9 DESCRIPCION DEL VENTILADOR DEL LABORATORIO

El objetivo principal de esta práctica consiste en determinar experimentalmente las curvas características de funcionamiento de un ventilador instalado en el laboratorio de máquinas térmicas. El procedimiento que se - utilizará para efectuar las mediciones que el caso re--

quiere se explica posteriormente.

El ventilador que se encuentra en el laboratorio es de tipo centrífugo, con los álabes curvados hacia atrás respecto a la dirección de rotación; aspira el aire directamente de la atmósfera, por lo que a la entrada la presión estática es igual a la presión atmosférica, y la velocidad del flujo es nula. El ventilador descarga en un ducto de sección cuadrada, al cual se le han adaptado dispositivos para medir y regular el caudal.

El aire penetra en el rotor del ventilador sin rotación previa; esto es, la velocidad absoluta del aire a la entrada es perpendicular a la velocidad de arrastre, y su proyección sobre esta última es nula. Luego:

$$C_1 U = 0$$

La impulsión del ventilador se realiza mediante un motor eléctrico trifásico que gira a 1,800 rpm. El ventilador gira a 2,060 rpm independientemente del caudal de aire que maneja, y todas las pruebas a realizar se llevan a cabo a esta velocidad.

Las características constructivas del impulsor son las siguientes:

$$d_1 = 0.29\ ,\quad b_1 = 0.13\ \text{m}\ ,\quad B_2^1 = 140^\circ$$

$$d_2 = 0.41\ \text{m}, b_2 = 0.10\ \text{m}\ ,\quad B_2 = 40^\circ$$

El conocimiento de estas características permite calcular la potencia teórica de accionamiento del ventilador, el incremento de presión teórico, etc.

11.10 PROCEDIMIENTO PARA EFECTUAR EL ENSAYO DEL VENTILADOR

11.10.1 REGULACION DEL CAUDAL

La variación del caudal de aire que maneja el ventilador se efectúa colocando compuertas con orificios de diferente diámetro en el extremo en que el ducto descarga a la atmósfera. Con dichas compuertas se puede hacer funcionar al ventilador en 6 condiciones diferentes, por lo que para trazar las curvas características se dispondrá de igual número de puntos experimentales.

11.10.2 MEDICION DEL CAUDAL DE AIRE

El caudal de aire que maneja el ventilador en una condición de funcionamiento cualquiera puede expresarse por:

$$Q = A\,\bar{V} \qquad (11.28)$$

en donde:

Q = caudal $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

A = área de la sección transversal del ducto m^2

$\bar{V}$ = velocidad media del flujo $\left[\frac{m}{s}\right]$

De la Ec. (11.28) se concluye que el problema que representa medir el caudal se reduce a la determinación

de la velocidad media del flujo. El procedimiento que para tal fin se emplea en esta práctica, se denomina "método de sondeo de la vena de fluido", el cual consiste en lo siguiente: aproximadamente a las 2/3 partes de la longitud total del ducto partiendo del ventilador, se dispone un tubo de Prandtl movible, el cual permite determinar la diferencia entre la presión total y la estática del flujo o sea la presión dinámica y la velocidad de circulación en diferentes puntos de la sección de ensayo.

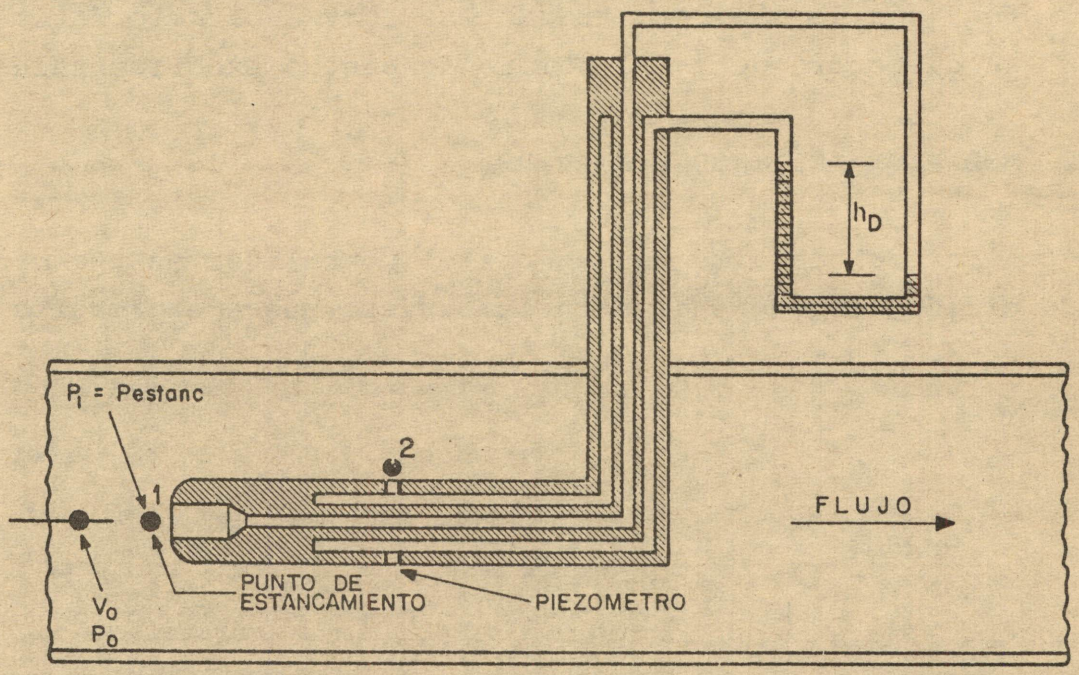


Fig. 11.11 Esquema de un tubo de Prandtl que se introduce en una corriente fluida.

La fig. 11.11 muestra esquemáticamente un tubo de Prandtl dentro de una corriente fluida. Al introducir el tubo con su eje paralelo a las líneas de corriente del flujo, se produce una perturbación que se traduce en la formación de un punto de estancamiento, de manera que:

P_1 = presión de estancamiento = presión total

$$V_1 = 0 \qquad (11.29)$$

En el punto O, la corriente no perturbada tiene la presión P_o y la velocidad V_o, que es justamente la velocidad que se desea medir y que se designará simplemente por V.

Al despreciar las diferencias de velocidad y de alturas geodésicas entre los puntos 0 y 2, que suelen ser muy pequeñas por ser el tubo muy fino y estar la corriente en 2 ya normalizada después de la perturbación en 1, se tiene despreciando también las pérdidas, que:

$$V_2 = V_o = V \qquad (11.30)$$

$$P_2 = P_o \qquad (11.31)$$

En el punto 2 lo que hay en realidad es un tubo piezométrico con varios orificios laterales que no perturban la corriente, y que miden por lo tanto la presión estática.

Al aplicar la ecuación de Bernouilli entre los puntos 0 y 1, se obtiene que:

$$Po + \frac{eV_o^2}{2} = P1 + \frac{V_1^2}{2} \qquad (11.33)$$

De acuerdo con las ecuaciones 11.29 y 11.30 se tiene

$$\frac{eV^2}{2g} = P1 - P2 \qquad (11.34)$$

En donde $(P_1 - P_2)$ es la diferencia entre las presiones total y estática, o sea la presión dinámica, la cual viene dada por:

$$P_1 - P_2 = e_{fm}\, gh_D \qquad (11.35)$$

Al sustituir (11.35) en (11.34), resulta finalmente que:

$$V = \left(2g \frac{e_{fm}}{e} h_D \right)^{1/2} \qquad (11.36)$$

en donde:

$\bar{V}$ = velocidad de fluido $\frac{m}{s}$

e_{fm} = densidad del fluido manométrico $\frac{kg}{m^3}$

e = densidad del aire $\frac{kg}{m^3}$

h_D = diferencia de niveles en el manómetro diferencial m

g = aceleración de la gravedad $(g = 9.81 \frac{m}{s^2})$

Desde el punto de vista estricto, la ecuación (11.36) evalúa la velocidad teórica; la velocidad real se obtiene al multiplicar la teórica por un coeficiente de velocidad del tubo de Prandtl que oscila de 0.01 a 1.03, el cual se determina experimentalmente. Sin embargo, si el tubo de Prandtl se orienta paralelamente al flujo se puede tomar un valor unitario para el coeficiente de velocidad.

Debido a que la velocidad del aire que circula por el ducto no es uniforme en toda la sección transversal, es preciso efectuar una serie de mediciones en diferentes puntos de la sección, a fin de obtener el valor medio. En la fig. 11.12 se representa la sección transversal del ducto, en ellas se indican los puntos en los que es recomendable emplazar el tubo de Prandtl con objeto de sondear la vena de fluido.

Mediante el empleo de una corredera horizontal dispuesta sobre el ducto y con marcas de profundidad hechas sobre el eje vertical del tubo se consigue colocar el tubo de Prandtl exáctamente en las posiciones que se requieren.

Para el caso de que al sondear la vena de fluido se hagan los nueve emplazamientos del tubo de Prandtl que se indican en la fig. 11.12, la velocidad media del fluido estará dada por:

$$\overline{V} = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^{9} = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^{9} (2g \frac{e_{fm}}{e} h_{Di})^{1/2}$$

$$\overline{V} = (2g \frac{e_{fm}}{e})^{1/2} \frac{(h_{D1})^{1/2} + (h_{D2})^{1/2} + \ldots\ldots + (h_{D9})^{1/2}}{9} \qquad (11.37)$$

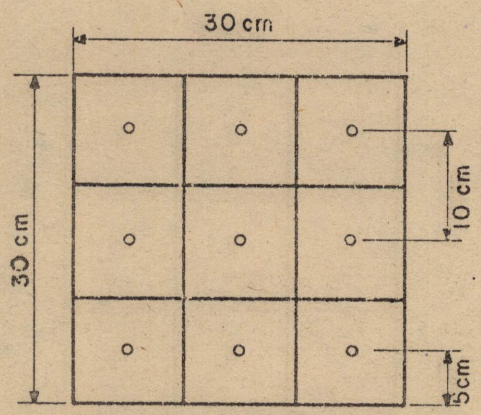


Fig. 11.12 Sección transversal del ducto con las posiciones que se recomiendan para emplazar el tubo de Prandtl.

11.10.3 DETERMINACION DE LA PRESION TOTAL DEL VENTILADOR

Como la presión total del ventilador es la diferencia entre la presión total del aire en la descarga y la del aire en la succión, su determinación se lleva a cabo - disponiendo sendos tubos de Pitot en las secciones de succión y descarga del ventilador y midiendo la diferencia entre las presiones totales por ellos detectadas, mediante un manómetro diferencial.

Ya que el ventilador instalado en el Laboratorio aspira el aire directamente de la atmósfera, la presión total en la succión es igual a la presión atmosférica local, por lo que para determinar su presión total sólo se requiere un manómetro diferencial con una de sus ramas abierta a la atmósfera y con la otra conectada a un tubo de Pitot dispuesto en la sección de descarga del ventilador. El esquema del arreglo descrito se muestra en - la fig. 11.13, de donde se deduce que:

$$P_{tv} = P_{ts} - P_{te} = \gamma_{fm}\, h_t \qquad (11.38)$$

en donde:

P_{tv} = presión total del ventilador $\left[\frac{Nt}{m^2}\right]$

γ_{fm} = peso específico del fluido nanométrico $\left[\frac{Nt}{m^3}\right]$

h_t = diferencia de nivel de fluido manométrico $\left[m\right]$

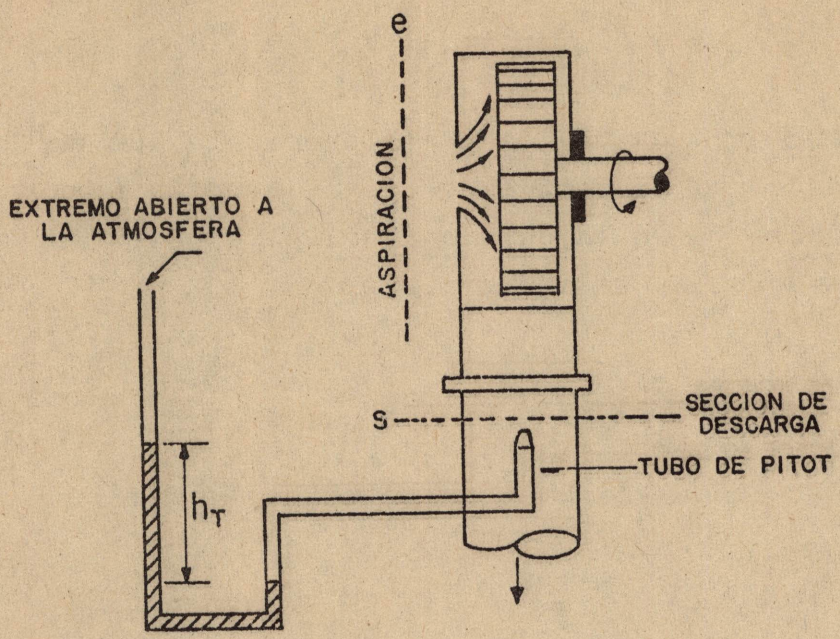


Fig. 11.13 Esquema del arreglo que permite medir la presión total del ventilador

11.10.4 DETERMINACION DE LA PRESION ESTATICA DEL VENTILADOR

La presión estática del ventilador se determina fácilmente a partir de que:

$$P_{sv} = P_{tv} - P_{Dv}$$

Pero por definición de P_{Dv}, se tiene que:

$$P_{Dv} = \frac{eVs^2}{2} - \frac{eVe^2}{2}$$

Puesto que el ventilador succiona directamente de la - atmósfera, resulta que:

$$Ve = 0$$

Por otra parte, al tener en cuenta que el ducto donde descarga el ventilador es de sección transversal constante y que la densidad del aire no sufre variación considerable, se infiere que:

$$V_s = \overline{V}$$

Por lo que finalmente se obtiene que:

$$P_{sv} = P_{tv} - \frac{eV^2}{2} \qquad (11.39)$$

en donde:

P_{sv} = presión estática del ventilador $\left[\frac{Nt}{m^2}\right]$

P_{tv} = presión total del ventilador $\left[\frac{Nt}{m^2}\right]$

e = densidad del aire $\left[kg/m^3\right]$

$\overline{V}$ = velocidad media del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$

11.10.5 DETERMINACION DE LA POTENCIA DE LA FLECHA DEL VENTILADOR

Debido a que no se dispone de la instrumentación adecuada para medir directamente la potencia de la flecha del ventilador, su determinación se lleva a cabo a partir de la potencia eléctrica que se consume el motor que lo impulsa; para tal objeto se aplica la siguiente fórmula:

$$Wf = \sqrt{3}\, VI\ (fp)\,\eta \qquad (11.40)$$

en donde:

Wf = potencia en la flecha del ventilador [W]

V = voltaje entre fases [volts]

I = corriente por fase [Amperes]

F_p = factor de potencia [fp = 0.85]

η = eficiencia estimada del motor y la transmisión (η = 0.90)

11.10.6 TOMA DE LECTURAS

Los datos que se deben anotar durante el ensayo elemental del ventilador y que posteriormente se han de utili

zar para calcular los diversos parámetros descriptivos de su comportamiento, aparecen en la siguiente tabla:

Compuerta	h_t	h_D	1 2 3 4 5 6 7 8 9	V	I	rpm
1						
2						
3						
4						
5						
6						

11.10.7 TABLA DE RESULTADOS

Punto	V	Q	m	P	P	P	N	N	η_{sv}	η sv
1										
2										
3										
4										
5										
6										

11.10.8 HACER LAS GRAFICAS DE LAS SIGUIENTES CURVAS CARACTERISTICAS DEL VENTILADOR

η_{tv} - Q

η_{sv} - Q

W_u - Q

W_f - Q

P_{tv} - Q

P_{Ev} - Q

P_{Dv} - Q

BIBLIOGRAFIA

Mataix, Claudio. Mecánica de fluido y máquinas hidráulicas 3ª ed. México: Ed. Harla, 1981.

Masana, José. Ventiladores y turbocompresores. México: Ed. CECSA, 1980.

La impresión se realizó en la
Unidad de Difusión de la Facultad de Ingeniería