



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ARAGÓN”

ESTUDIO TEÓRICO Y ELABORACIÓN
DE UN MANUAL DE PRÁCTICAS DE LOS
EQUIPOS DEL LABORATORIO DE
MÁQUINAS TÉRMICAS DE LA ENEP-ARAGÓN

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

Presenta n:

ALEJANDRO PEÑA BAUTISTA

VICTOR HUGO RAMÍREZ DÍAZ



San Juan de Aragón, Edo. de Méx.

1994

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

AGRADECIMIENTOS

Un amplio reconocimiento al:

Ing. Víctor Manuel Esparza Ortiz.

Pionero en la materia de Laboratorio de Máquinas
Térmicas por las bases proporcionadas.

A los Profesores:

Ing. Everardo Esquivel Sánchez

Ing. Jacobo Alvarez Vera.

Ing. Arquímedes Solís Téllez.

Aportadores de valiosos consejos, comentarios y
sugerencias relativos al presente trabajo de tesis.

Y a todos aquellos que participaron para la realización
del presente Manual de Prácticas.

Alejandro Peña Bautista.

Víctor Hugo Ramírez Díaz.

Dedico este trabajo:

A mis Padres.
A mis Hermanos.
A la U N A M.
A todos mis Maestros.
A todos mis Amigos.
A mis Compañeros
 del I M P.

A todos ustedes mi más profunda gratitud por brindarme siempre comprensión, amistad y apoyo sincero e incondicional. Vínculos imprescindibles que me motivan y conducen en la búsqueda de logros personales, encontrando con ello agradables satisfacciones que colman de reaccio mi vida.

Alejandro Peña Baustista.

Dedico el presente trabajo de tesis principalmente a mis padres:

Sr. Roberto Ramírez Alonso.

Sra. Rosalba Díaz de Ramírez.

Por todo su apoyo, comprensión y sacrificios realizados para que yo llegara a culminar mis estudios, ya que esto no se compara en nada con todo lo que ellos me han dado.

A mi hermana Rosa Elena Ramírez Díaz, por su apoyo.

A mis compañeros de trabajo del I.M.P.: Francisco, Jenaro, Ariel, Alberto, Leticia y Rosita, por sus sabios consejos.

A mi asesor de tesis Ing. Arquímedes Solís Téllez, por su valiosa cooperación.

Y a todos aquellos que directa e indirectamente colaboraron para la realización de este Manual de Prácticas.

Víctor Hugo Ramírez Díaz.

INDICE GENERAL

INDICE GENERAL

	Página
INDICE GENERAL.....	1
INTRODUCCION.....	2
PRACTICA No. 1. INSTALACION Y SISTEMAS DE LABORATORIO	5
PRACTICA No. 2. GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS..	17
PRACTICA No. 3. COMBUSTION.....	56
PRACTICA No. 4. MOTORES DE VAPOR.....	109
PRACTICA No. 5. CICLO DE RANKINE Y TURBINA DE VAPOR..	148
PRACTICA No. 6. MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA.....	207
PRACTICA No. 7. COMPRESORES.....	263
PRACTICA No. 8. TORRES DE ENFRIAMIENTO.....	310
PRACTICA No. 9. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO.....	335
PRACTICA No. 10. EQUIPO DE RADIACION Y CONVECCION NATURAL.....	374
PRACTICA No. 11. EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DOS FASES.....	403
PRACTICA No. 12. EQUIPO DE REFRIGERACION.....	431
PRACTICA No. 13. EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO.....	469
CONCLUSIONES.....	499
BIBLIOGRAFIA.....	502

INTRODUCCION

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

Como una forma de agradecimiento hacia nuestra Escuela y a nuestra Universidad por los conocimientos y beneficios adquiridos, la elaboración del presente trabajo pretende cubrir en términos generales básicamente un objetivo. Introducir al estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica (área Mecánica) en el campo del estudio de las Máquinas Térmicas como meta principal. Para esto, se proporciona en el desarrollo de este trabajo los conocimientos básicos acerca del principio de funcionamiento Teórico y real de los equipos del Laboratorio de Máquinas Térmicas, mismos que contempla el programa de la materia del mismo nombre.

Para tal propósito se estudian aspectos reelevantes en cada práctica como: teoría básica, definiciones, conceptos, descripción del equipo y cálculos matemáticos que permiten conocer los parámetros de mayor trascendencia del equipo y temas en estudio: todo esto basado en la termodinámica principalmente, dando una perspectiva o clara idea de lo que ocurre con los equipos a gran escala utilizados en la industria. Se logra además que el estudiante se acerque a los trabajos prácticos en el Laboratorio como complemento a lo adquirido en la teoría.

La idea de este Manual de Prácticas es que el usuario lo utilice como material didáctico de apoyo para reafirmar la comprensión y el conocimiento en detalle de los equipos del Laboratorio de Máquinas Térmicas. Asimismo pueda manipularlos bajo las condiciones de operación adecuadas, canalizándolo

con esto a tomar una actitud seria y responsable que le evite errores cuando se encuentre trabajando en la Industria.

1. INTRODUCCION	1.1
2. OBJETIVOS	2.1
3. MATERIALES Y EQUIPO	3.1
4. PROCEDIMIENTO	4.1

PRACTICA No. 1

1. OBJETIVO	1.1
2. MATERIALES Y EQUIPO	2.1
3. PROCEDIMIENTO	3.1
4. RESULTADOS Y DISCUSION	4.1
5. CONCLUSIONES	5.1

INSTALACION Y SISTEMAS DE LABORATORIO

1. OBJETIVO	1.1
2. MATERIALES Y EQUIPO	2.1
3. PROCEDIMIENTO	3.1
4. RESULTADOS Y DISCUSION	4.1
5. CONCLUSIONES	5.1

INSTALACION Y SISTEMAS DE LABORATORIO

		Página
1.1	OBJETIVO.....	7
1.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	7
1.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	7
1.4	INTRODUCCION.....	7
1.5	CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	8
1.6	TEORIA GENERAL.....	8
1.6.1	ELEMENTOS DE CONDUCCION Y CONTROL DE FLUIDOS.....	10
1.6.1.1	TUBERIAS.....	10
1.6.1.2	ESPESOR DE LA PARED DE UN TUBO.....	10
1.6.2	SISTEMAS SOBRE TRATAMIENTOS DE AGUA.....	12
1.6.2.1	METODOS DE TRATAMIENTO DE AGUA.....	13
1.6.2.1.1	TRATAMIENTO DE AGUA EXTERNO.....	13
1.6.2.1.2	TRATAMIENTO DE AGUA INTERNO.....	14
1.6.3	SISTEMAS DE COMBUSTIBLE.....	15
1.6.4	NORMAS Y REGLAS DE SEGURIDAD.....	15
1.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	16
1.8	CONCLUSIONES.....	16

INSTALACION Y SISTEMAS DE LABORATORIO.

1.1 OBJETIVO.

El alumno conocerá los equipos y sistemas auxiliares que componen el Laboratorio de Máquinas Térmicas, resaltando la importancia de los elementos de conducción y control de fluidos, así como contar con un tratamiento adecuado del agua.

1.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- 1.- Conocer todos los Sistemas Auxiliares que componen el equipo del Laboratorio de Máquinas Térmicas.
- 2.- Conocer algunas Normas o Reglas de Seguridad que se deben tomar dentro de un Laboratorio.
- 3.- Conocer sobre algunos métodos de tratamientos de agua utilizados en Laboratorios.

1.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Todos los Equipos instalados en el Laboratorio.
- 2 Sistemas Auxiliares.
- 3 Dispositivos de Medición.

1.4 INTRODUCCION.

En la presente práctica se darán a conocer tanto los equipos instalados como los Sistemas Auxiliares que integran a cada uno de ellos.

La finalidad de ésta y las siguientes prácticas es de dar a conocer de una manera general pero a la vez más real de los equipos que se utilizan en la Industria a gran escala.

Además de dar algunos aspectos de Normas y posturas que el alumno deberá considerar dentro del Laboratorio para evitar algunos pequeños accidentes.

La descripción y funcionamiento de los equipos se detallará con mayor claridad en el desarrollo de cada una de las prácticas.

1.5 CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

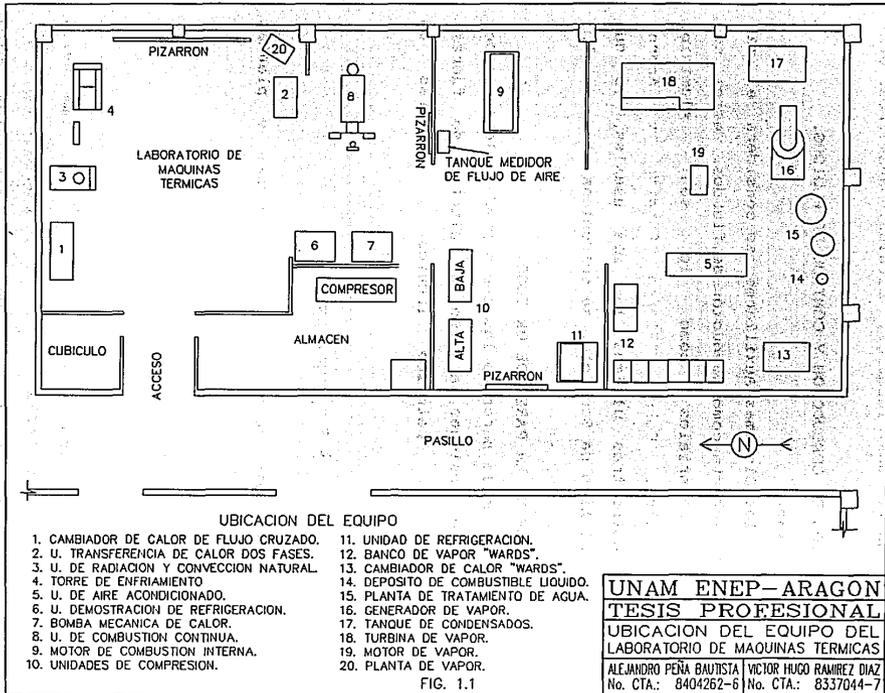
Para facilidad del alumno en las siguientes prácticas se describen algunos conceptos y definiciones más importantes para poder entender la teoría que se describe en la práctica.

1.6 TEORIA GENERAL.

A continuación en la Fig. 1.1 se puede observar la ubicación de todos los Equipos instalados en el Laboratorio de Máquinas Térmicas de la ENEP-ARAGON.

Los equipos a los que enfocaremos nuestro estudio son los siguientes:

- 1.- Generador de Vapor y Calorímetros.
- 2.- Unidad de Combustión.
- 3.- Motor de Vapor.
- 4.- Turbina de Vapor.
- 5.- Motor de Combustión Interna.
- 6.- Compresores.
- 7.- Torre de Enfriamiento.
- 8.- Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado.
- 9.- Equipo de Radiación y Convección Natural.
- 10.- Equipo de Transferencia de Calor de Dos Fases.
- 11.- Equipo de Refrigeración.
- 12.- Equipo de Aire Acondicionado.



Además, también se cuentan con los Sistemas de alimentación de fluidos: Tuberías, Válvulas, Manómetros, etc.

1.6.1 ELEMENTOS DE CONDUCCION Y CONTROL DE FLUIDOS.

1.6.1.1 TUBERIAS.

Dentro de los Sistemas Auxiliares, se considera el más destacado a la Tubería como conductor de fluidos, estos son de diversos materiales como lo son: Aluminio, Concreto, plástico, Cobre, Fierro Fundido y Acero, considerados estos tres últimos los más usuales, ya que dependiendo del tipo de Servicio, se selecciona el material.

1.6.1.2 ESPESOR DE LA PARED DE UN TUBO.

El espesor de la pared de los tubos puede calcularse con las siguientes expresiones para uso de plantas de fuerza, para transporte de petróleo líquido y tuberías de refrigeración.

$$t = \frac{PD}{2s + 0.8P} + C$$

y para uso de gas combustible y refinerías y plantas químicas.

$$t = \frac{PD}{2s} + C$$

donde:

t= Espesor mínimo del tubo [mm, pulg].
P= Presión de diseño [Kg/mm², Lb/pulg²].
D= Diámetro exterior del tubo [mm, pulg].
s= Esfuerzo permisible del material [Kg/mm², Lb/pulg²].

C= Coeficiente (tolerancia para el roscado,
resistencia mecánica y corrosión) [mm, pulg].

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.

Por conexión puede entenderse al tubo que une a otro elemento ya sea un codo, válvula, tee, reducción, etc., o algún elemento para cambiar la dirección de la tubería.

Las válvulas sirven para iniciar, parar y regular la circulación de los fluidos, su selección depende del servicio que este prestando y estas pueden ser:

Válvula de Compuerta.

Válvula de Globo.

Válvula de Retención.

Válvula Macho.

Válvula de Seguridad.

Válvula de Alivio.

Válvula de Descarga.

Válvula de Control y Reguladora.

Otro tipo de accesorios utilizados en los sistemas auxiliares y equipos son:

Trampa de Vapor.

Trampa Continua de Flotador.

Trampa de Cubeta Invertida.

Trampa de Cubeta Abierta.

Trampa Termostática.

Soportes para Tubería.

Termómetros.

Medidores de Gasto.

Medidores de Velocidad.

Básculas y Dinamómetros.

Amperímetros.

Voltímetros.

Todos estos accesorios son los más utilizados en el Laboratorio de Máquinas Térmicas, su descripción la omitimos, ya que se vieron en otras materias, y la finalidad de ésta práctica es solo dar a conocer al alumno los elementos, dispositivos y componentes que integran las instalaciones de los Equipos.

1.6.2 SISTEMAS SOBRE TRATAMIENTOS DE AGUA.

En general a casi todos los equipos del Laboratorio se alimentan de la red general del agua, especialmente aquellos que utilizan Sistemas de Enfriamiento como lo son, el Motor de Combustión Interna y los Compresores. Aquellos Sistemas en los que se requiere agua con baja dureza o con bajo contenido de sólidos; es decir, agua suavizada o desmineralizada, se les suministra de la Planta de Tratamiento de agua. Esta se utiliza especialmente para alimentar a las Calderas del Laboratorio. El tratamiento de suavización tiene por objeto eliminar las sales de calcio y magnesio que constituyen la dureza y producen incrustaciones en el interior de la caldera.

El agua como disolvente universal contiene en solución infinita de gases y sales disueltos o materias en suspensión

que le dan propiedades en muchos casos indeseables, por lo que es necesario someterla a tratamientos de acuerdo al servicio que se le va dar.

La dureza del agua se debe a su contenido de sales de calcio y de magnesio, y se manifiesta por la tendencia a formar incrustaciones. La dureza del agua se puede clasificar como *temporal* o *permanente*. La primera se origina por 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 el 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*.

1.6.2.1 METODOS DE TRATAMIENTO DE AGUA.

El tratamiento de agua puede dividirse en dos métodos:

- 1.- Tratamiento de agua externo.
- 2.- Tratamiento de agua interno.

1.6.2.1.1 TRATAMIENTO DE AGUA EXTERNO.

El tratamiento que recibe el agua antes de introducirse 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 *desaeración* por calentamiento son tratamientos térmicos. Los tratamientos químicos pueden ser con *precipitación* o *neutralización* o

reacciones de intercambio iónico.

La sedimentación se utiliza para eliminar las materias más pesadas que trae el agua en suspensión. La destilación y desaeración 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. La desaeración tiene por objeto eliminar los gases disueltos en el agua, sometiéndola a ebullición mediante el uso de vapor. Los gases que generalmente interesa eliminar son el oxígeno y el bióxido de carbono, ya que éstos proporcionan al agua características corrosivas.

1.6.2.1.2 TRATAMIENTO DE AGUA INTERNO.

Con la finalidad 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*. Para evitar estas incrustaciones se usan fosfatos como el trisódico o el hexametáfosfato; 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 sustancias reductoras tales como la hidrazina (N_2H_4) o el sulfato de sodio. La corrosión por el bióxido de carbono se controla mediante su neutralización con sosa cáustica.

1.6.3 SISTEMAS DE COMBUSTIBLE.

Los combustibles que se emplean en el Laboratorio son tres:

- 1.- Gas LP.
- 2.- Diesel.
- 3.- Gasolina.

El primero y el segundo se usan en el equipo Generador de vapor de agua y en la Unidad de Combustión Continua, mientras que la gasolina se emplea en los motores de encendido por chispa.

1.6.4 NORMAS Y REGLAS DE SEGURIDAD.

A continuación se describen algunas Reglas y/o Normas que se deben tomar dentro del Laboratorio de Máquinas Térmicas:

- 1.- Se debe de tener una guía instructiva de que hacer en casos de sismos o incendio.
- 2.- Tener una guía instructiva sobre sistemas de detección, alarma y extinción de incendios.
- 3.- Guía de protección contra shock eléctrico y daño físico de aparatos eléctricos.
- 4.- En algunos casos se debe de usar calzado de seguridad.
- 5.- Debe de haber extintores portátiles e hidrantes en lugares estratégicos con señalamientos.
- 6.- Debe haber una guía de símbolos y dimensiones para señales de seguridad.
- 7.- Código de colores para la identificación de tuberías que conduzcan fluidos.

- 8.- Se debe de contar con un botiquín portátil.
- 9.- Tener conocimientos sobre primeros auxilios.

Las anteriores Normas de Seguridad son de vital importancia ya que con su aplicación se pueden evitar accidentes.

Recomendación: Por lo general en el Laboratorio se manejan termómetros y por descuido se llegan a romper, siendo este el mayor de los accidentes ocurridos en el Laboratorio, por lo tanto aquí se deben de tomar las precauciones debidas al manejar estos.

1.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

En ésta práctica unicamente se conocerá la localización de los equipos y se dará una breve introducción muy general de ellos por parte del Instructor. En las siguientes prácticas se describirá con mayor detalle el funcionamiento de cada equipo; así como también una memoria de cálculo para la evaluación del mismo.

1.8 CONCLUSIONES.

Este punto es el de mayor importancia ya que aquí se deberán dar a conocer por escrito las conclusiones sobre la evaluación del equipo en base a los resultados obtenidos y objetivos alcanzados.

PRACTICA No. 2

GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS

GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS

	Página
2.1	OBJETIVOS..... 20
2.2	ACTIVIDADES A REALIZAR..... 20
2.3	EQUIPO Y MATERIAL..... 20
2.4	INTRODUCCION..... 20
2.5	DEFINICION DE TERMINOS..... 21
2.6	TEORIA GENERAL..... 23
2.6.1	CLASIFICACION DE LAS CALDERAS..... 23
2.6.2	APLICACIONES DE LAS CALDERAS..... 25
2.6.3	SISTEMAS BASICOS QUE INTEGRAN UN GENERADOR DE VAPOR..... 25
2.6.3.1	FLUJO DE AIRE..... 28
2.6.3.2	FLUJO DE COMBUSTIBLE..... 28
2.6.3.3	FLUJO DE AGUA..... 28
2.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO..... 29
2.7.1	COMPONENTES BASICOS DEL GENERADOR DE VAPOR " CLAYTON "..... 31
2.7.1.1	UNIDAD DE CALENTAMIENTO (CALDERA)..... 31
2.7.1.2	BOMBA DE AGUA..... 31
2.7.1.3	CONJUNTO VENTILADOR-QUEMADOR..... 32
2.7.1.4	CAMARA DE COMBUSTION..... 32
2.7.1.5	DOMO SEPARADOR DE VAPOR..... 33
2.7.2	FLUJO DE AGUA Y VAPOR EN EL GENERADOR... 33
2.7.2.1	ACCESORIOS DEL SISTEMA DE AGUA VAPOR.... 33
2.7.3	SISTEMA DE AIRE E IGNICION..... 36
2.7.4	SISTEMAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE. 38
2.7.4.1	ALIMENTACION DE DIESEL..... 38
2.7.4.2	ALIMENTACION DE GAS..... 38

2.7.5	OPERACION DEL EQUIPO.....	41
2.7.6	OPERACION DE LA CALDERA CON DIESEL.....	41
2.7.7	OPERACION DE LA CALDERA CON GAS.....	43
2.7.8	SECUENCIA DE PARO.....	43
2.8	DÉSARROLLO DE LA PRACTICA.....	44
2.8.1	GASTO DE COMBUSTIBLE.....	44
2.8.2	CAPACIDAD NOMINAL DE LA CALDERA.....	44
2.8.3	EFICIENCIA DE LA CALDERA.....	45
2.8.4	EVAPORACION EQUIVALENTE.....	46
2.8.5	FACTOR DE VAPORIZACION.....	47
2.8.6	VAPOR DE AGUA.....	47
2.8.7	CALIDAD DEL VAPOR DE AGUA.....	48
2.8.8	CALORIMETROS.....	50
2.8.9	CALORIMETRO DE ESTRANGULACION O RECALENTAMIENTO.....	51
2.8.10	CALORIMETRO DE CONDENSACION.....	52
	TABLA DE TOMA DE LECTURAS Y RESULTADOS.....	55

GENERADORES DE VAPOR Y CALORIMETROS.

2.1 OBJETIVOS.

- a) Entender el funcionamiento de los generadores de vapor, así como sus aplicaciones.
- b) Describir y estudiar la función de los elementos y dispositivos que integran el generador de vapor "Clayton".
- c) Realizar cálculos de los parámetros de mayor importancia del generador de vapor, tomando en cuenta las propiedades termodinámicas del vapor de agua.

2.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- a) El gasto de combustible de la caldera.
- b) La eficiencia de la caldera.
- c) La evaporización equivalente de la caldera.
- d) El factor de vaporización de la caldera.
- e) Calcular la capacidad nominal de la caldera.

2.3 EQUIPO Y MATERIAL.

Generador de vapor de agua "Clayton".

2.4 INTRODUCCION.

El vapor de agua utilizado para la generación de potencia se obtiene de la combustión de carbón, de hidrocarburos, de la energía geotérmica, de la energía solar o de la fisión nuclear del uranio entre otros.

La abundancia del agua favorece la producción de vapor a un costo realmente económico. Su uso como fluido para producir trabajo mecánico es común, gracias a sus propiedades

físicas y su alta capacidad térmica.

2.5. DEFINICION DE TERMINOS.

CALDERA.- Parte de un sistema hidráulico en el cual el calor es transferido de un combustible al agua.

GENERADOR DE VAPOR.- Conjunto de caldera y accesorios para generar vapor de alta calidad.

VAPOR DE AGUA.- Forma gaseosa del agua bajo ciertas condiciones de presión y temperatura.

CALIDAD DEL VAPOR DE AGUA.- Cuando el vapor se encuentra en un estado saturado y seco, se dice que tiene una calidad de 100%.

CALORIMETRO.- Equipo usado para medir la cantidad de calor o medir calores específicos. Se usa para medir la cantidad o contenido de humedad del vapor de agua u otro vapor.

INTERCAMBIADOR DE CALOR.- Cualquier elemento para transferir calor de un fluido a otro.

COMBUSTION.- Oxidación rápida de un combustible acompañada por la propagación de calor o calor y luz.

TRANSFERENCIA DE CALOR.- Movimiento de calor de un cuerpo o sustancia a otro. El calor puede ser transferido por

conducción, convección y radiación.

ENTALPIA.- Cantidad total de calor en un kilo de una sustancia calculada desde la temperatura aceptada como base.

ENTROPIA.- Factor que denota la energía de un sistema.

TEMPERATURA.- Estado físico de un sistema material ligado a su agitación molecular. Potencial térmico.

PODER CALORIFICO SUPERIOR.- Cantidad de energía calorífica rechazada o cedida durante una reacción o combustión.

PODER CALORIFICO INFERIOR.- Se designa así al poder calorífico superior menos el calor latente cedido en la condensación.

CALOR SENSIBLE.- Porción de calor que cambia únicamente la temperatura de una sustancia.

CALOR LATENTE.- Calor caracterizado por el cambio de estado de la sustancia en cuestión, para una presión dada a una temperatura constante de una sustancia pura.

ESTRANGULAMIENTO.- Expansión de un gas a través de un orificio o abertura controlada sin que el gas efectúe un trabajo durante el proceso.

2.6 TEORIA GENERAL. (GENERADOR DE VAPOR).

Una caldera es un dispositivo cerrado (cambiador de calor), usado para generar vapor de agua a presión por medio de calor que produce la combustión. Tanto el vapor como el agua caliente pueden ser destinados a la calefacción, sin embargo, algunas veces la caldera no es diseñada netamente para generar vapor de agua, sino que funciona como generador de vapores (vaporizador) o como calentador térmico de líquidos (mercurio, por ejemplo).

Si a la caldera se le interconectan una serie de elementos y dispositivos de forma tal que el vapor que obtenemos sea de una elevada calidad, se tendrá un generador de vapor. Sin embargo, los términos caldera y generador de vapor puede ser utilizado indistintamente. El diseño de una caldera dependerá de las condiciones de salida del vapor (presión, temperatura, calidad y flujo) que demande nuestro proceso, sistema o máquina. La capacidad de producción de vapor será función de las características técnicas, tamaño, aplicación, etc.,

2.6.1 CLASIFICACION DE LAS CALDERAS.

La clasificación de las calderas es amplia y básicamente se realiza tomando como base las *características de diseño y aplicación* que guarda cada una:

CLASIFICACION

**DE
LAS
CALDERAS**

USO
PRESION
MATERIALES DE QUE ESTAN CONSTRUIDAS
TAMAÑO
CONTENIDO DE LOS TUBOS
FORMA Y POSICION DE LOS TUBOS
SISTEMA DE FOGON
FUENTE DE CALOR
CLASE DE COMBUSTIBLE
FLUIDO UTILIZADO
SISTEMA DE CIRCULACION
POSICION DEL HOGAR
TIPO DE FOGON
FORMA GENERAL
REACTORES DE ENERGIA NUCLEAR
PROPIEDADES ESPECIALES
ETC.

Cada una de las clasificaciones tiene a su vez subclasificaciones y en general una caldera puede estar constituida a la vez por varias características.

Existe, sin embargo, de manera generalizada a fin de diferenciarlas una clasificación básica en la que se toma como referencia la *posición relativa de los gases de combustión y el agua dentro de la caldera*. Así, tenemos dos tipos: Las calderas de tubos de agua (*acuotubulares*) y las calderas de tubos de humo (*pirotubulares*).

En las primeras circula agua y/o vapor a través de los tubos, mientras que en el exterior de los mismos se

encuentran en contacto con los gases calientes. Fig. 2.1. El segundo tipo es el inverso del primero, es decir, los gases circulan por el interior de los tubos y el agua y/o vapor por el exterior de éstos. Fig. 2.2.

La suma de las áreas exteriores de todos los tubos y paredes es el área de transferencia de calor de la caldera.

2.6.2 APLICACIONES DE LAS CALDERAS.

Actualmente, el uso de las calderas de vapor tienen variadas aplicaciones en todo el ámbito comercial e industrial. Es posible incluso encontrar algunos tipos y modelos para aplicaciones bien específicas.

Así, por ejemplo, tenemos aquellas que prestan servicio para calentar agua, aquellas que lo hacen para algún proceso, como generadores de fuerza en la industria, las que prestan su servicio en las grandes centrales eléctricas, etc.

De los servicios que prestan las calderas el de mayor relevancia es: como elementos básicos de generación de vapor de agua. Sin embargo, el vapor no podría ser aprovechado eficazmente si no se contara con todos los elementos y dispositivos que interconectados entre sí a la caldera ayudan para obtener vapor con un mínimo contenido de humedad: factor importante para la economía y buen funcionamiento de los equipos que recibirán el vapor como fluido motriz.

2.6.3 SISTEMAS BASICOS QUE INTEGRAN UN GENERADOR DE VAPOR.

La figura 2.3 ilustra el diagrama de flujo de los sistemas de alimentación básicos que integran un generador de vapor. La función de cada sistema se describe a continuación.

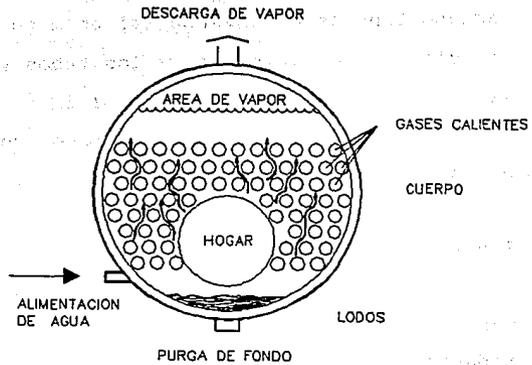


FIG. 2.1 CALDERAS DE TUBOS DE HUMO.

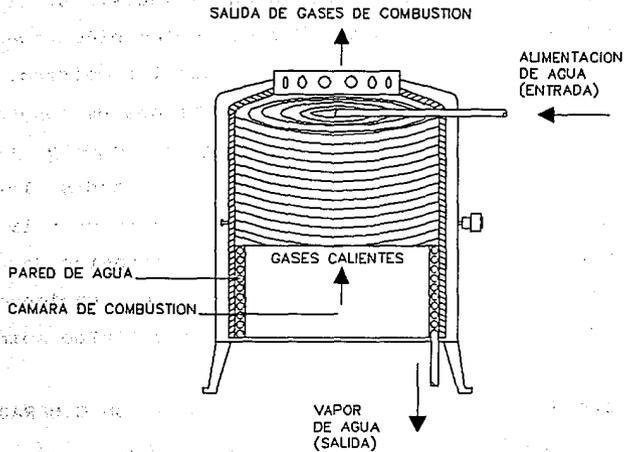
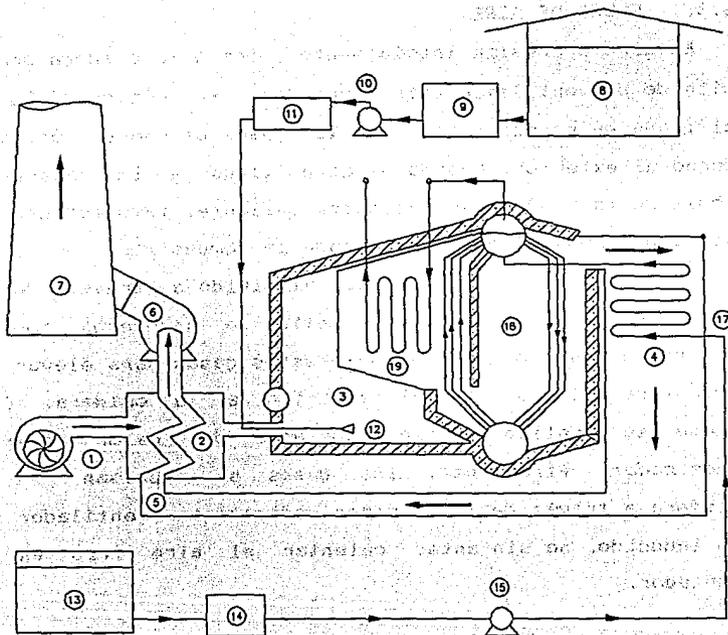


FIG. 2.2 CALDERA DE TUBOS DE AGUA.



SISTEMA DE FLUJO DE AIRE

- ① VENTILADOR TIRO FORZADO
- ② CALENTADOR (AIRE FRIO)
- ③ HORNO
- ④ ECONOMIZADOR
- ⑤ CALENTADOR DE AIRE (GASES CALIENTES)
- ⑥ VENTILADOR TIRO INDUCIDO
- ⑦ CHIMENEA

SISTEMA DE FLUJO DE COMBUSTIBLE

- ⑧ TANQUE ALMACENAMIENTO
- ⑨ TANQUE DE GASTO DIARIO
- ⑩ BOMBA DE ALIMENTACION
- ⑪ EQUIPO DE CALENTAMIENTO
- ⑫ QUEMADOR

SISTEMA DE FLUJO DE AGUA

- ⑬ TANQUE ALMACENAMIENTO
- ⑭ PLANTA DE TRATAMIENTO
- ⑮ BOMBA DE ALIMENTACION
- ⑯ AGUA FRIA A PRESION
- ⑰ ECONOMIZADOR
- ⑱ CALDERA
- ⑲ SOBRECALENTADOR

FIG. 2.3 SISTEMAS QUE INTEGRAN A UN GENERADOR DE VAPOR DE AGUA.

2.6.3.1 FLUJO DE AIRE.

El aire a presión inicialmente entra a la caldera por la acción de un ventilador (tiro forzado). Su estado frío es modificado en el *calentador* por los gases de combustión en su retorno al exterior. Cuando el aire llega a la cámara de combustión (horno) ya se encuentra caliente, favoreciendo el proceso de combustión. Ya realizada la combustión los gases producto de ésta ceden su energía al fluido a través de la superficie de calefacción. A la salida se aprovecha todavía parte de la energía que contienen estos gases para elevar la temperatura del agua de alimentación a la caldera. Este proceso se realiza en un cambiador de calor llamado *economizador*. Finalmente, los gases se expulsan a la atmósfera a través de la chimenea mediante un ventilador de tiro inducido, no sin antes calentar el aire frío en el calentador.

2.6.3.2 FLUJO DE COMBUSTIBLE.

El combustible es tomado del tanque de almacenamiento, bombeado, precalentado (para modificar su viscosidad) y vuelto a bombear hasta el quemador. Los residuos producto de la combustión salen al exterior a través de la chimenea, junto con el aire que se emplea en la combustión. Cuando el combustible llega al quemador debe guardar una adecuada relación con el aire para que la combustión sea aprovechada al máximo y obtener así la mayor transferencia de calor posible al agua.

2.6.3.3 FLUJO DE AGUA.

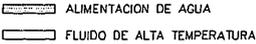
Un tanque de almacenamiento contiene el agua *tratada* que

se emplea para generar vapor. El agua es bombeada hacia la caldera, pero antes de llegar a la caldera se le adiciona calor en el economizador. El calor es tomado de los gases. El agua circula en el interior de la caldera por la acción de una bomba que le imprime presión. Cuando el agua llega al interior de la caldera, circula por los tubos (en las acuotubulares) o por el exterior de los mismos (en las pirotubulares). Entonces se eleva su temperatura y se convierte en vapor por la acción del calor que recibe.

El vapor a la salida de la caldera puede ser todavía modificado aplicándole más calor (*recalentarlo*) e incluso regular sus propiedades físicas.

2.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

El generador de vapor con que cuenta el Laboratorio fig. 2.4 es del tipo *acuotubular*. En su interior (cámara de combustión) es posible quemar combustóleo, diesel o gas. Su diseño permite obtener ventajas técnicas debido a su circulación de agua controlada y alimentación de combustible balanceada. El agua que se utilice en este equipo debe estar libre de impurezas y minerales, de modo que, es necesario someterla a un *tratamiento*. Generalmente, un *intercambio iónico* proporciona agua adecuada para el uso en los generadores. El agua dura facilita en alto grado la *incrustación de sólidos* en los tubos de la caldera y en las líneas de tubería reduciendo el área neta de transferencia de calor en la primera y ocasionando obstrucciones en las segundas.



 ALIMENTACION DE AGUA

 FLUIDO DE ALTA TEMPERATURA

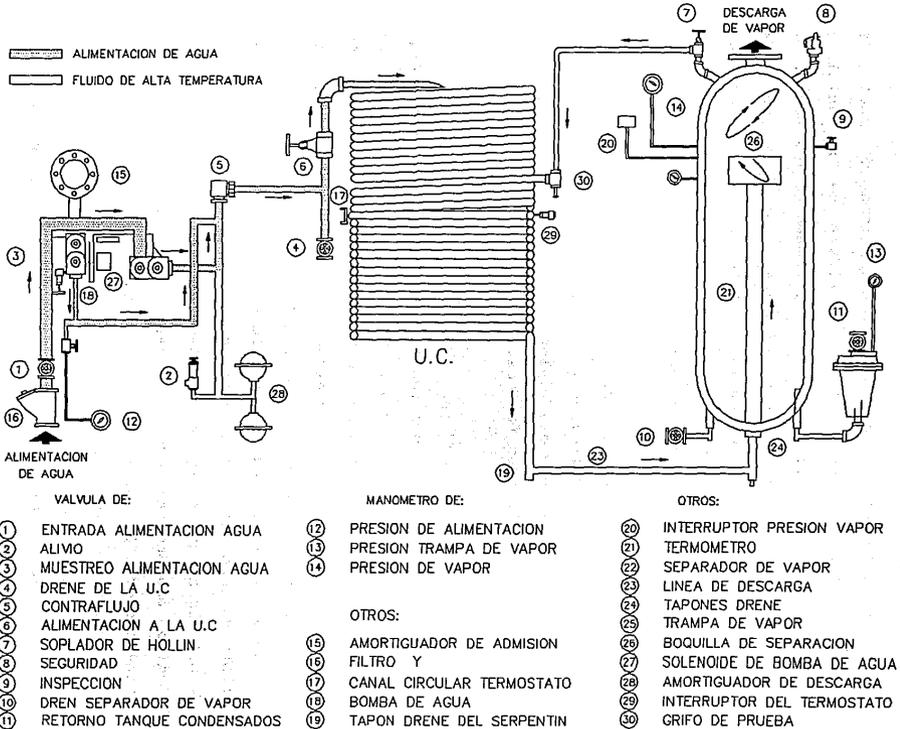


FIG. 2.4 GENERADOR DE VAPOR "CLAYTON".

2.7.1 COMPONENTES BASICOS DEL GENERADOR DE VAPOR "CLAYTON".

2.7.1.1 UNIDAD DE CALENTAMIENTO. (CALDERA)

En el interior de la unidad se aloja un solo tubo dispuesto en forma de espiral (Fig. 2.5), por el cual fluye el agua a alta velocidad, en sentido contrario a los gases de combustión, mismos que circulan a través de las separaciones que existe en cada una de las espirales del tubo.

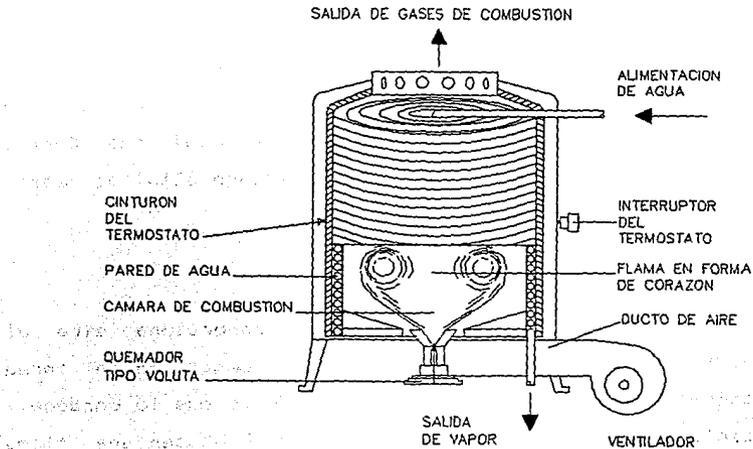


FIG. 2.5 UNIDAD DE CALENTAMIENTO.

2.7.1.2 BOMBA DE AGUA.

Del tipo de diafragma de desplazamiento positivo, impulsada por un motor eléctrico. Esta dividida en dos secciones que alimentan a la U.C. dependiendo de la demanda de vapor.

Cuando la caldera opera a media capacidad (fuego bajo), sólo una de las secciones de la bomba envía agua a la unidad de calentamiento. Cuando trabaja a toda su capacidad (fuego alto) la bomba opera con sus dos secciones.

Un vástago de derivación accionado por un solenoide e interconectado en una o a las dos secciones de la bomba facilita esta operación. El agua entra al sistema de bombeo por la válvula de admisión (cabezal de la bomba), fig. 2.4; luego por la expansión del diafragma el agua es impulsada de regreso por la columna a la válvula de descarga. Cuando la caldera opera a fuego bajo, el vástago de derivación descubre un orificio por donde se libera aceite reduciendo así la presión que el pistón imprime para mover el diafragma. Cuando trabajan las dos secciones de la bomba (fuego alto) el vástago entonces tapa el orificio de derivación.

2.7.1.3 CONJUNTO VENTILADOR-QUEMADOR.

Un ventilador de tiro forzado proporciona aire al quemador, mismo que entra a la cámara de combustión en forma de espiral (originado por la forma del ducto que lo conduce). Al mezclarse con el combustible atomizado producen una flama en forma de corazón, evitando se tenga contacto directo con los tubos de la U.C. Fig. 2.6.

2.7.1.4 CAMARA DE COMBUSTION.

La construcción de la cámara permite confinar la flama en un sólo lugar garantizando una combustión completa.

2.7.1.5 DOMO SEPARADOR DE VAPOR.

El domo separador es un cilindro vertical como se aprecia en la fig. 2.4. Su función es separar las partículas de agua que lleva en suspensión el vapor de agua para obtener vapor seco.

El vapor generado en la U.C. entra por la parte inferior, luego es conducido hasta una boquilla donde es obligado a girar. La humedad contenida se adhiere a las paredes del domo y cae al fondo del mismo para finalmente ser desalojado por la trampa de vapor.

2.7.2 FLUJO DE AGUA Y VAPOR EN EL GENERADOR.

El agua procedente del tanque de condensado se envía a presión a la unidad de calentamiento en donde durante su recorrido a través del tubo se pone en contacto térmico hasta convertirse en vapor. El vapor que sale de la unidad de calentamiento pasa al domo separador donde se libera de la humedad. Ya libre de humedad el vapor sale a través de la válvula del domo separador en condiciones de ser utilizado, mientras que el condensado se retorna.

2.7.2.1 ACCESORIOS DEL SISTEMA DE AGUA Y VAPOR.

Adicionalmente a los elementos básicos descritos anteriormente, el sistema de agua y vapor del generador de vapor cuenta con accesorios y dispositivos que mejoran el funcionamiento y dan al sistema una gran seguridad. Fig. 2.4

FILTRO "Y".- En su interior se aloja una malla de filtración para retener sólidos.

AMORTIGUADOR DE ADMISION.- Su función es quitarle las pulsaciones al agua para obtener un flujo de agua uniforme evitando golpeteos y vibraciones en la línea.

AMORTIGUADOR DE CARGA.- Elimina parte de pulsaciones del agua de alimentación a la U.C. originadas por la contrapresión de la misma.

VALVULA DE ALIVIO.- Protege a la bomba si la presión excede 400 lb/pulg². Además desaloja el exceso cuando se presentan obstrucciones en la línea de circulación hacia la U.C.

VALVULA DE CONTRAFLUJO.- Tipo check. Impide el retorno de agua o vapor a la bomba de agua.

MANOMETRO DE PRESION DE ALIMENTACION.- Localizado en el panel de controles, indica la contrapresión en la U.C.

VALVULA DE PURGA DE LA UNIDAD DE CALENTAMIENTO.- Colocada entre la U.C. y la bomba de agua, drena los lodos que se quedan en la U.C.

INTERRUPTOR DEL TERMOSTATO.- Colocado sobre el cinturón que rodea a la U.C. , su accionamiento apaga el quemador de 45 a 60 segundos después de que se suspenda parcial o totalmente el suministro de agua.

INTERRUPTOR AUXILIAR DEL TERMOSTATO.- Cuando en caso de que el termostato no actué por alguna causa, entonces este

interruptor auxiliar apaga el quemador automáticamente.

TRAMPA DE VAPOR.- Interconectada en la parte inferior del domo desaloja el agua y condensados sólidos que se acumulan en el mismo.

VALVULA DEL INSPECTOR.- Del tipo globo, sirve para comprobar que la presión en el manómetro de la caldera sea equivalente a la del manómetro del domo.

VALVULA DE SEGURIDAD.- Se dispara cuando la presión de vapor excede el 25% de la presión máxima de trabajo. Se localiza en la parte superior del domo.

TERMOMETROS.- Tres termómetros registran la temperatura del vapor, agua de alimentación y la de los gases de combustión en la chimenea, respectivamente.

VALVULA DEL SOPLADOR DE HOLLIN.- Permite la salida de vapor hacia la U.C. a fin de desprender el hollín que se acumula en los tubos del mismo.

INTERRUPTOR DE PRESION DE VAPOR E INTERRUPTOR MODULADOR DE PRESION.- El primero controla el encendido y apagado automático del quemador. El segundo, el trabajo de la caldera: alta capacidad o baja capacidad.

INTERRUPTOR DE NIVEL DE ACEITE.- Evita daños a la bomba de agua, deteniendo el funcionamiento de la caldera por bajo o alto nivel.

El interruptor principal, el interruptor auxiliar del termostato, la válvula de alivio de la bomba, la válvula de seguridad y el interruptor de nivel de aceite son dispositivos de seguridad con que está provisto el sistema de agua y vapor de la caldera. En conjunto estos dispositivos protegen las partes internas de la caldera y la seguridad de los usuarios ante cualquier eventualidad que se pudiera presentar durante la operación y/o funcionamiento.

2.7.3 SISTEMA DE AIRE E IGNICION.

Al poner a funcionar el generador de vapor, el primer elemento que entra a la cámara de combustión es el aire procedente del ventilador de tiro forzado (tipo jaula de ardilla), posteriormente se establece un arco eléctrico originado en el transformador de ignición con un voltaje de salida de 17000 volts en los electrodos del quemador. Finalmente el combustible es inyectado e inicia de esta manera la combustión. Fig. 2.7.

El flujo de aire hacia la cámara de combustión se regula con una compuerta de aire, instalada entre el ventilador y el quemador, teniendose la opción de que la unidad trabaje a media o a toda su capacidad. La acción de un solenoide proporciona estas dos alternativas, ya sea energizándose para restringir el paso o desenergizándose para dejar libre el acceso del aire.

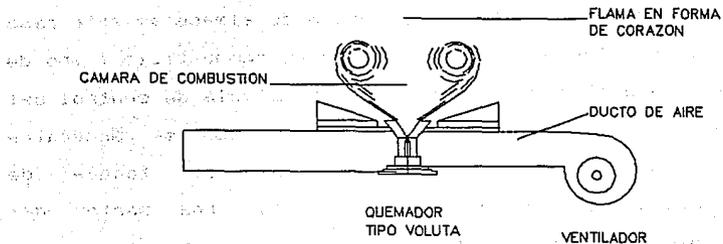


FIG. 2.6 CONJUNTO VENTILADOR-QUEMADOR.

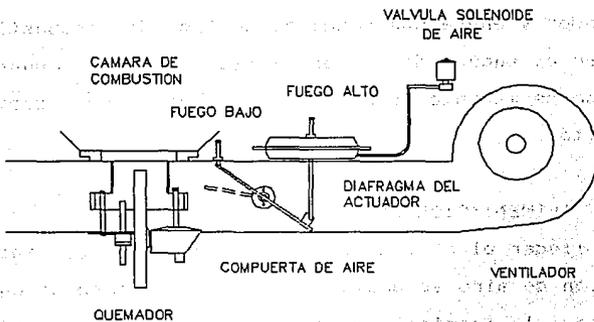


FIG. 2.7 SISTEMA DE AIRE E IGNICION.

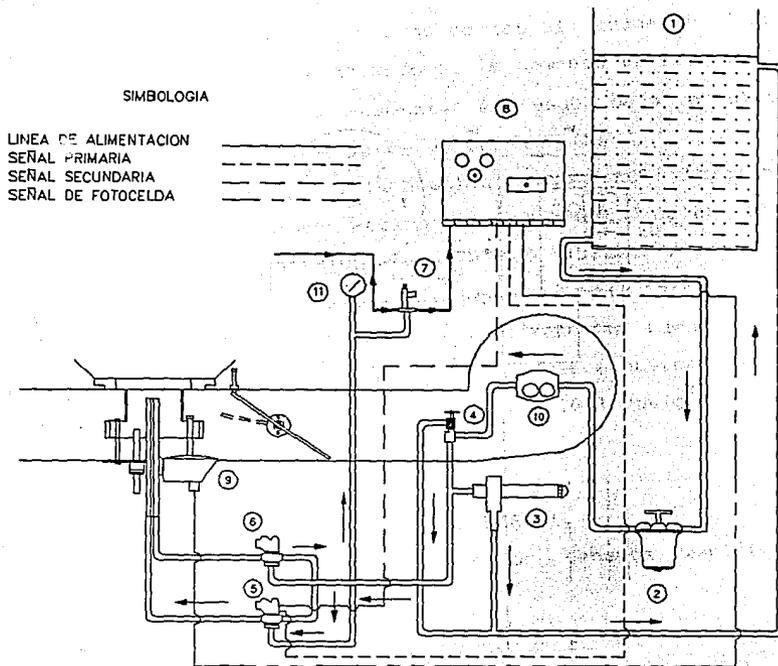
2.7.4 SISTEMAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE.

2.7.4.1 ALIMENTACION DE DIESEL.

El diesel procedente de un tanque de almacenamiento pasa por un filtro, luego llega a la bomba de combustible (tipo de engranes) para finalmente fluir por la válvula de control del quemador. Si la válvula de control del quemador se encuentra abierta, todo el combustible retornará al tanque de almacenamiento si se encuentra cerrada: una parte del combustible retornará al tanque y la otra alimentará al quemador por medio de las válvulas solenoides de fuego bajo y alto, ver fig. 2.8. Por la acción del solenoide el interruptor de presión de combustible se cerrará enviando una señal eléctrica a una de las terminales del control de combustión. Inmediatamente este control actúa abriendo la válvula de fuego bajo y permite el paso de combustible al quemador. Una fotocelda detecta la presencia de la flama en el quemador y envía una señal al control de combustión para confirmar el encendido y por medio de una segunda señal eléctrica permanente lograr el encendido del quemador en fuego alto.

2.7.4.2 ALIMENTACION DE GAS.

Al llegar el aire a presión al quemador, el interruptor de presión de aire se acciona y permite el paso de una señal eléctrica a la terminal de control de combustión quién a su vez envía una señal primaria a la válvula solenoide para encender el piloto. Fig. 2.9. Al detectar la flama del piloto se envía una señal al control de combustión confirmando el encendido del piloto en el quemador e inmediatamente el control de combustión envía otra señal a la válvula



- | | |
|------------------------------------|--------------------------------|
| ① TANQUE DE COMBUSTIBLE | ⑦ INTERRUPTOR PRESION DE COMB. |
| ② FILTRO DE COMBUSTIBLE | ⑧ CONTROL DE COMBUSTION |
| ③ REGULADOR PRESION DE COMB. | ⑨ FOTOCELDA |
| ④ VALV. DE CONTROL DEL QUEMADOR | ⑩ BOMBA DE COMBUSTIBLE |
| ⑤ VALV. SOLENOIDE DE FUEGO BAJO | ⑪ MANOMETRO PRESION DE COMB. |
| ⑥ VALV. DE SOLENOIDE DE FUEGO ALTO | |

FIG. 2.8 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE (DIESEL)

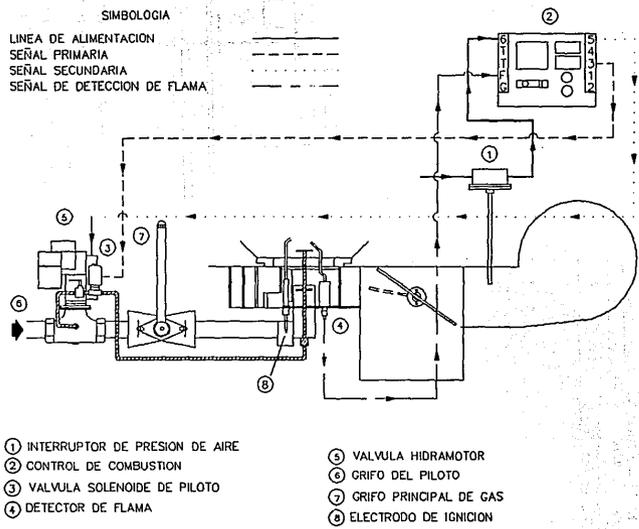


FIG. 2.9 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE (GAS).

hidramotor, la cual permite el paso de gas al quemador para encender a fuego bajo. Dependiendo de la demanda de vapor, el generador trabajará automáticamente a fuego bajo o alto mediante el interruptor modulador de presión (MPS).

El quemador se apaga si la presión llega a 100 lb/pulg² y enciende a fuego bajo por acción del interruptor de presión de vapor (SPS) si la presión baja a 85 lb/pulg². Cuando alcanza una presión de 70 lb/pulg² entonces el interruptor modulador de presión (MPS) actúa para la función fuego alto hasta alcanzar 85 lb/pulg² hasta que se requiera nuevamente el fuego bajo (cuando la presión sea otra vez 70 lb/pulg²).

2.7.5 OPERACION DEL EQUIPO.

2.7.5.1 OPERACION DE LA CALDERA CON DIESEL.

Previo funcionamiento al generador debemos verificar estos puntos:

- 1.- La alimentación de energía eléctrica y de combustible.
- 2.- La dureza del agua y el nivel de agua en el tanque de condensados.
- 3.- Que las siguientes válvulas estén cerradas:
 - a) De descarga de vapor.
 - b) Del soplador de hollín (con quemador para diesel).
 - c) Del dren de la U.C.
 - d) Del dren del separador.
- 4.- Que las siguientes válvulas estén abiertas:
 - a) De alimentación de combustible a la caldera y la de retorno.

2.7.5.2 OPERACION DE LA CALDERA CON GAS.

Cuando la Unidad opera con gas, se consideran los primeros dos pasos de la secuencia anterior más los siguientes:

1.- Las siguientes válvulas debe estar cerradas:

- a) De descarga de vapor.
- b) De dren de la U.C.
- c) Del dren del separador.
- d) Del grifo principal de gas.

2.- Deben estar abiertas las válvulas.

- a) De alimentación de gas a la U.C.
- b) Del grifo del piloto de gas.
- c) De alimentación general de agua.
- d) De la trampa de vapor.

3.- Para la puesta en marcha se repiten las operaciones a, b, c y d del punto 5 de la secuencia de encendido anterior.

4.- Repetir el paso 6 del procedimiento de encendido anterior. Proceder a encender el quemador, abriendo el grifo principal de gas.

5.- A continuación se siguen los puntos 7, 8, y 9 de la secuencia anterior.

2.7.8 SECUENCIA DE PARO.

Operaciones básicas para el paro del generador de vapor.

1.- Mantenga la caldera operando a su presión normal de trabajo.

2.- Abra la válvula del soplador de hollín (cuando la caldera opere con diesel) y cierre gradualmente la válvula de descarga de vapor.

3.- Después de cinco minutos de soplado, abra la válvula de descarga de vapor y cierre la válvula del soplador de hollín.

2.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

2.8.1 GASTO DE COMBUSTIBLE.

Un contador (medidor de flujo) integrado en la salida del tanque puede proporcionar el flujo. De no ser así calcúlese mediante:

$$G_{comb} = \frac{V_{comb}}{t_2} \rho_{comb}$$

Donde:

G_{comb} - Gasto de combustible [Kg/h]

V_{comb} - Volumen de combustible [cm³]

t_2 - Tiempo del experimento [s]

ρ_{comb} - Densidad de combustible utilizado [Kg/m³]

2.8.2 CAPACIDAD NOMINAL DE LA CALDERA.

La potencia en HP de una caldera se determina considerando que un caballo caldera (CC) corresponde a la vaporización de 15.65 Kg de agua por hora a 100 °C en vapor seco a 100 °C en condiciones de presión atmosférica normal (1.033 Kg/cm²). A estas condiciones, cada Kg de vapor generado requiere la entalpía de vaporización (hfg) de 2257 KJ/Kg. De modo que la capacidad de una caldera se expresa:

- b) De control de agua a la U.C.
- c) De control del quemador.
- d) De alimentación general de agua.
- e) De la trampa de vapor.

5.- Posteriormente, realizar las siguientes operaciones:

- a) Colocar el interruptor de "quemador" en la posición de fuego bajo.
- b) Colocar el interruptor de "operación-llenado" en la posición de "llenado de agua-quemador apagado".
- c) Oprimir el botón de arranque del motor del ventilador.
- d) Cebear los cabezales de la bomba de agua.

6.- Esperar a que la U.C. se llene de agua (cuando la presión sea de 1.5 a 2 Kg/cm²).

7.- Cuando la U.C. este llena colocar el interruptor de "operación-llenado" en la posición de "operando normal-quemador encendido" y cerrar la válvula de control del quemador para que encienda.

Se espera a que el equipo cicle 3 veces.

8.- Colocar el interruptor de "quemador" en la posición "bajo" y "alto".

9.- Finalmente, abrir lentamente la válvula de descarga de vapor hacia la línea. Después de esto la operación es automática.

$$CC = \frac{\dot{m}_v (h_v - h_1)}{35,322}$$

Donde:

CC - Caballo caldera

\dot{m}_v - Gasto de vapor [Kg/h]

h_v - Entalpía del vapor a la salida de la caldera. [KJ/Kg]

h_1 - Entalpía del agua de alimentación. [KJ/Kg]

35,322 - Constante en KJ/h igual a 1 CC.

Si la caldera es de tipo paquete, entonces la relación $CC = 0.93 \text{ m}^2$ de superficie de calefacción.

Por tanto:

$$C.N. = \frac{\text{Sup. de Calefacción (m}^2\text{)}}{0.93 \text{ m}^2}$$

Donde:

C.N. - Capacidad nominal de la caldera.

0.93 m^2 = Cte. de superficie de calefacción igual a un CC.

2.8.3 EFICIENCIA DE LA CALDERA.

Es la razón entre el calor que es aprovechado (\dot{Q}_a) y el calor suministrado a la caldera (\dot{Q}_s).

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_s} \times 100$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_v - h_1)$$

$$\dot{Q}_s = G \cdot PCA$$

Donde:

η_c	- Eficiencia de la caldera	[%]
\dot{Q}_a	- Calor aprovechado	[W]
\dot{Q}_s	- Calor suministrado	[W]
\dot{m}_v	- Gasto de vapor	[Kg/h]
h_v	- Entalpía del vapor a la salida de la caldera @ P	[KJ/Kg]
h_l	- Entalpía del agua de alimentación @ T	[KJ/Kg]
G_c	- Gasto de combustible	[Kg/h]
PCA	- Poder calorífico superior del combustible: para diesel	[KJ/Kg]
	para gas	[KJ/m ³]
V_{cond}	- Volumen del condensado	[cm ³]
t_c	- Tiempo de captación del condensado	[s]
C_{pH_2O}	- Calor específico del agua = 4.186	[KJ/Kg ^o C]
T_{H_2O}	- Temperatura del agua a la entrada de la caldera.	[^o C]
ρ_{H_2O}	- Densidad del agua = 1000	[Kg/m ³]

2.8.4 EVAPORACION EQUIVALENTE.

Este término define al cociente de calor total que absorbe el agua de alimentación de la caldera y el calor necesario para evaporar 1 Kg. de agua a la presión atmosférica.

$$E.Q. = \frac{\dot{m}_v (h_v - h_l)}{2557}$$

Donde:

E.Q. - Evaporación equivalente [Kg/h]

mv	- Gasto de vapor	[Kg/h]
hv	- Entalpía del vapor a la salida de la caldera.	[KJ/Kg]
h1	- Entalpía de agua de alimentación-	[KJ/Kg]
2257	= Entalpía de evaporización (hfg)	[KJ/Kg]
@	P = 1.033 Kg/cm ² T = 100 °C	

2.8.5 FACTOR DE VAPORIZACION.

Se refiere a la relación entre el calor absorbido por 1 kg. de agua de alimentación a la caldera y el calor absorbido por 1 kg. de agua a 100 °C al vaporizarla a la misma temperatura.

$$F.V = \frac{hv - h1}{2257}$$

Donde:

F.V. - Factor de vaporización. [Kg/h]

hv - Entalpía de vapor a la salida de la caldera. [KJ/Kg]

h1 - Entalpía del agua de alimentación [KJ/Kg]

2257 - Entalpía de vaporización (hfg) [KJ/Kg]

@ P = 1.03 Kg/cm²
T = 100 °C

2.8.6 VAPOR DE AGUA.

Las propiedades físicas y térmicas del agua varían cuando se le aplica energía en forma de calor. El diagrama

h-s, mejor conocido como *diagrama de Mollier* facilita la comprensión de los cambios de estas propiedades. Nos permite leer la entalpía total y las variaciones de entropía a diferentes presiones para el vapor húmedo, seco y recalentado. Fig. 2.10 a).

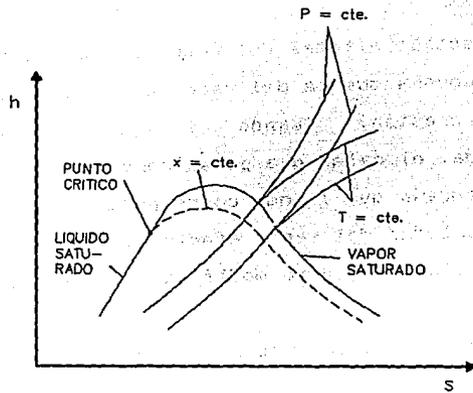
En el diagrama T-s, fig. 2.10 b) se observa que, al adicionar energía (calor sensible) al agua, su temperatura se eleva hasta convertirla en líquido saturado (Punto b). Si se sigue suministrando energía (calor latente), la temperatura permanece constante mientras que el agua se evapora (entalpía de evaporación, punto c). En el punto en que la línea de temperatura intercepta el extremo derecho del diagrama (entalpía total), el agua es toda vapor saturado. Aquí, el vapor puede contener o estar exento de partículas de agua, es decir, tiene cierta calidad y ésta es función del contenido de humedad. (Punto d). El calor suministrado (adicional) recalentará al vapor (Punto e).

El punto triple (punto crítico) en el diagrama, representa el punto límite (ciertas condiciones de presión y temperatura), donde ya no es posible una transformación líquido- vapor.

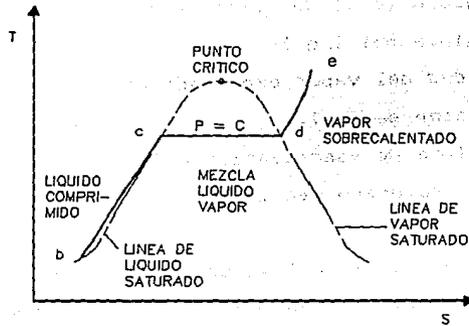
2.8.7 CALIDAD DEL VAPOR DE AGUA.

La calidad del vapor de agua indica las proporciones de vapor y líquido en la mezcla de líquido-vapor saturados. Se define con "X" y representa la fracción de la mezcla total que es vapor, basandose en la masa.

La presencia de humedad "Y" en el vapor saturado de agua se debe a pérdidas de calor por convección y radiación, disminuyendo en consecuencia parte de la entalpía de



a) ESQUEMA DE UN DIAGRAMA $h-s$ O DE MOLLIER.



b) DIAGRAMA $T-s$ CORRESPONDIENTE AL AGUA.

FIG. 2.10 DIAGRAMAS DEL VAPOR DE AGUA.

evaporación. También se presenta por una generación de vapor imperfecta.

La entalpía total del vapor de agua saturado húmedo (h) es más pequeña que la del vapor de agua saturado seco (hf) a la misma presión. Cuando el agua no está completamente vaporizada, el calor que posee como entalpía de evaporación es más pequeña que la que corresponde al vapor seco, de modo que, la calidad del vapor afecta solamente a la entalpía de vaporización (hfg) y no modifica a la del líquido.

La entalpía total del vapor húmedo es:

$$h = hf + Xhfg$$

Donde:

- | | | |
|-----|---|---------|
| h | - Entalpía total del vapor húmedo | [KJ/Kg] |
| hf | - Entalpía del líquido. | [KJ/Kg] |
| X | - Calidad del vapor expresado en fracción decimal. | |
| hfg | - Entalpía de vaporización del vapor saturado seco. | [KJ/Kg] |

Las propiedades del vapor de agua pueden determinarse siempre y cuando se conozcan por lo menos dos de ellas. Por experimentación se obtienen: temperatura, presión y volumen; el resto: volumen específico, energía interna, entalpía y entropía se calculan en función de las primeras.

2.8.8 CALORIMETROS.

Un calorímetro es un dispositivo mediante el cual

podemos determinar la cantidad de humedad que contiene el vapor de agua, es decir: la calidad del vapor de agua.

2.8.9 CALORIMETRO DE ESTRANGULACION O RECALENTAMIENTO.

En el calorímetro del tipo de estrangulación (una simple cámara), el vapor entra por la tobera de toma de muestras y se expande al pasar por un orificio. Su principio de funcionamiento se fundamenta en que al estrangular al vapor seguido de una expansión sin que éste realice trabajo o pierda calor, su energía total no varía.

La expansión del vapor se realiza en la cámara de vapor y la recorre en toda su trayectoria, para finalmente salir a la atmósfera. Fig. 2.11.

Dentro de la cámara de vapor, el exceso de humedad se separa y se reevapora. Este efecto se indica en proporción directa en el termómetro de recalentamiento situado en el interior del calorímetro. Como la energía total del vapor permanece invariable en la expansión y la humedad del mismo es mínima, se evaporará y el vapor en el lado de baja presión del calorímetro quedará recalentado.

En un proceso de estrangulación $h_1 = h_2$

Uonde:

h_1 - Entalpía antes de la estrangulación.

h_2 - Entalpía después de la estrangulación.

$$h_1 = h_{f1} + X_1 h_{fg1}$$

h_{f1} , h_{fg1} : De tablas de vapor sobrecalentado @ P o T
a la entrada del calorímetro.

h_2 De tablas de vapor sobrecalentado @ P y T_2
a la salida del calorímetro.

$$h_2 = hf_1 + X hfg_1$$

$$X = \frac{h_2 - hf_1}{hfg_1}$$

2.8.10 CALORIMETRO DE CONDENSACION.

Cuando el vapor de agua contiene inicialmente mucha humedad a la entrada del calorímetro, puede no recalentarse en caso de usar un calorímetro de estrangulación y los valores de calidad del vapor obtenidos no son confiables, ya que tanto la presión como la temperatura serán las de saturación. Bajo estas condiciones, para cuantificar la calidad del vapor de agua, se recomienda emplear un calorímetro de separación, como el de la figura 2.12.

El vapor húmedo, que entra en la parte alta por la válvula, sufre un cambio de dirección repentino en su trayectoria cuando choca con la placa desviadora. Esto provoca que el agua, que tiene una inercia mayor, se separe de la mezcla. El agua separada se recoge en la cámara interior y se mide en el tubo de nivel. El vapor asciende desde la cámara interior y desciende en el espacio anular.

El principio de funcionamiento de este tipo de calorímetros se basa en la separación de la humedad del vapor húmedo. Para esto, se requiere de medir el peso de la humedad recopilada en el tubo de nivel y el peso del vapor seco que sale del calorímetro. El peso del vapor seco se obtiene condensándolo en un depósito de agua fría. Analíticamente, se calcula con las ecuaciones de flujo aplicadas a una tobera o

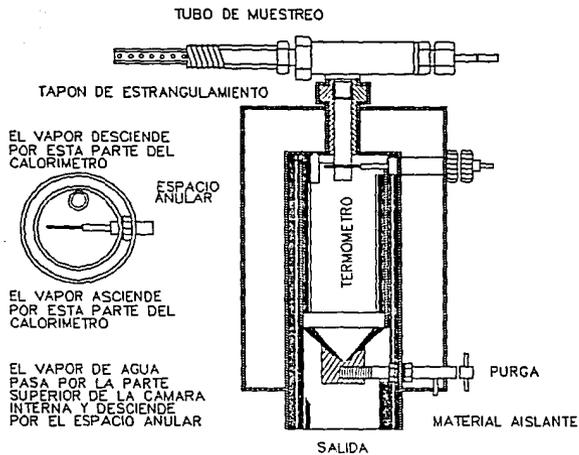


FIG. 2.11 CALORIMETRO DE EXTRANGULACION.

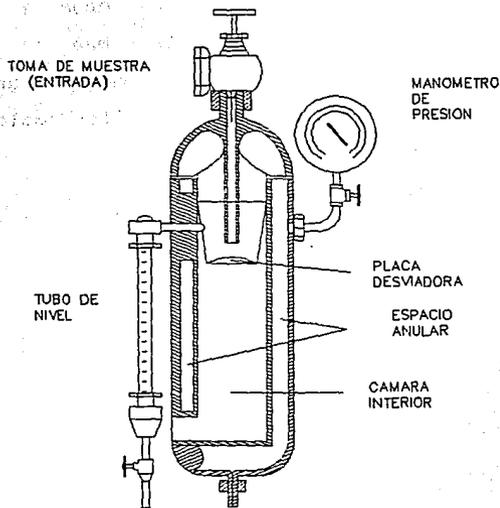


FIG. 2.12 CALORIMETRO DE CONDENSACION.

se lee en el último de los casos en un medidor directamente (en caso de que el calorímetro lo contenga).

La calidad del vapor de agua en este caso es:

$$X = \frac{mv}{(mv)(me)}$$

Donde:

mv - Peso del vapor seco (condensado, calculado o medido).

me - Peso de la humedad recogida en el calorímetro.

Cuando la calidad del vapor es baja y se requiere conocer su valor correcto, es decir, que la lectura por obtener sea confiable, se recomienda emplear un calorímetro que contenga características tanto de los calorímetros de estrangulación como de los de separación.

Dar sus conclusiones sobre la práctica.

TABLA 2.1 TABLA DE TOMA DE LECTURAS

TABLA DE LECTURAS			
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	LECTURA
1	VOLUMEN DEL CONDENSADO	Vcond.	3 cm
2	VOLUMEN DE COMBUSTIBLE	Vcomb.	
3	PRESION A LA SALIDA DE LA CALDERA	P	bar
4	TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DE LA CALDERA	T H ₂ O	°C
5	TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DE LA CALDERA		
6	TIEMPO DE CONSUMO DEL COMBUSTIBLE	t 2	s
7	TIEMPO DE CAPTACION DEL CONDENSADO	t 1	
8			
9			

TABLA 2.2 TABLA DE RESULTADOS

TABLA DE RESULTADOS			
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	RESULTADO
1	GASTO DE COMBUSTIBLE	G _c	Kg/h
2	GASTO DE VAPOR	m _v	
3	ENTALPIA DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA CALDERA	h _v	KJ/Kg
4	ENTALPIA DEL AGUA DE ALIMENTACION	h _l	
5	CALOR APROVECHADO	Q _a	W
6	CALOR SUMINISTRADO	Q _s	
7	EFICIENCIA DE LA CALDERA	η _c	ADIM.
8	EVAPORACION EQUIVALENTE	E.O.	Kg/h
9	FACTOR DE VAPORIZACION	F.V.	
10	CAPACIDAD NOMINAL DE LA CALDERA	C.N.	CC
11			

PRACTICA No. 3

UNIDAD DE COMBUSTION

COMBUSTION

	Página
3.1	OBJETIVOS..... 60
3.2	ACTIVIDADES A REALIZAR..... 60
3.3	EQUIPO Y MATERIAL..... 60
3.4	INTRODUCCION..... 60
3.5	CONCEPTOS FUNDAMENTALES..... 61
3.6	TEORIA GENERAL..... 64
3.6.1	LA COMBUSTION COMO OXIDACION..... 64
3.6.2	FACTORES QUE INFLUYEN EN LA COMBUSTION..... 65
3.6.3	COMPOSICION DEL AIRE..... 65
3.6.4	EL PROCESO QUIMICO DE LA COMBUSTION..... 66
3.6.5	TERMODINAMICA DE LA COMBUSTION..... 67
3.6.5.1	ENTALPIA DE FORMACION..... 67
3.6.5.2	CALOR DE REACCION..... 68
3.6.5.3	COMBUSTIBLES..... 69
3.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO..... 70
3.7.1	SUMINISTRO DE AIRE..... 70
3.7.2	SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE..... 73
3.7.2.1	SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE LIQUIDO..... 73
3.7.2.2	SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE GASEOSO..... 73
3.7.2.3	QUEMADOR, CAMARA DE COMBUSTION Y CHIMENEA..... 75
3.7.3	SISTEMA ELECTRICO DE ARRANQUE Y PROTECCION..... 77
3.7.4	SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO..... 77
3.7.5	OPERACION DEL EQUIPO..... 77
3.7.5.1	ARRANQUE DEL EQUIPO CON COMBUSTIBLE GASEOSO..... 77

3.7.5.2	ARRANQUE DEL EQUIPO CON COMBUSTIBLE LIQUIDO.....	79
3.7.5.3	PARO DEL EQUIPO.....	79
3.7.6	MANEJO DEL EQUIPO ACCESORIO.....	80
3.7.6.1	ANALIZADOR DE GASES DE ORSAT.....	80
3.7.6.2	PROCEDIMIENTO DEL USO DEL ANALIZADOR DE GASES DE ORSAT.....	80
3.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	83
3.8.1	CAMPO DE REGULACION.....	83
3.8.1.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	83
3.8.1.2	PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DEL C.R. PARA UN COMBUSTIBLE GASEOSO.....	84
3.8.1.3	PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DEL C.R. PARA UN COMBUSTIBLE LIQUIDO.....	85
3.8.2	RELACION ESTEQUIOMETRICA.....	86
3.8.2.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	86
3.8.2.2	PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA.....	87
3.8.3	ANALISIS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION.....	88
3.8.3.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	88
3.8.3.2	PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA.....	88
3.8.3.3	ANALISIS TEORICO.....	89
3.8.3.4	DESARROLLO DE LA PRUEBA EN LA UCC.....	92
3.8.3.4.1	PRACTICA EN LA UCC CON COMBUSTIBLE GASEOSO.....	92
3.8.3.4.2	PRACTICA EN LA UCC CON COMBUSTIBLE LIQUIDO.....	93
3.8.4	COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS.....	93
3.8.4.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	94
3.8.4.2	DESARROLLO DE LA PRUEBA.....	94

3.8.5	COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS.....	95
3.8.5.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	95
3.8.5.2	DESARROLLO DE LA PRUEBA.....	95
3.8.6	BALANCE TERMICO.....	96
3.8.6.1	OBJETIVO DE LA PRUEBA.....	96
3.8.6.2	DESARROLLO DE LA PRUEBA.....	96
3.8.6.3	PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL BALANCE TERMICO.....	97
	TABLAS DE LECTURAS Y RESULTADOS.....	102

COMBUSTION

3.1 OBJETIVOS.

- 1.- Que el alumno estudie a fondo todos aquellos parámetros que están íntimamente relacionados con la combustión tales como: conceptos básicos, la combustión como una reacción química, las relaciones aire-combustible, aire teórico, exceso de aire, aire estequiométrico, comparación de la combustión de diferentes tipos de combustibles, etc.
- 2.- Introducir al alumno en el análisis teórico (químico) y práctico (mediante aparatos) de los gases producto de la combustión.

3.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

Pruebas de:

- 1.- Campo de regulación (C.R.)
- 2.- Relación estequiométrica
- 3.- Análisis de los productos de la combustión.
- 4.- Comparación de la combustión de combustibles líquidos.
- 5.- Comparación de la combustión de combustibles gaseosos.
- 6.- Balance térmico.

3.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Unidad de Combustión Continua. (UCC)

3.4 INTRODUCCION.

La combustión es conocida desde los albores de la humanidad. Empédocles propuso al fuego como uno de los cuatro elementos constitutivos del Universo junto con el agua, el

aire y la tierra. Más tarde, el físico francés Antonio Lavoisier (1743-1794), fue el primero que dió a conocer la verdadera naturaleza del fenómeno de la combustión. Demostró que nada puede quemarse por completo, es decir, que la materia quemada no desaparece sino que tan solo cambia de forma. (Ley de la conservación de la materia). Si se pesan los productos de la combustión (cenizas, humos, gases, líquidos) se descubre que toda la sustancia está aún allí y solo cambió su forma.

Luego, James Prescott Joule (1818-1889), científico inglés, determinó un equivalente mecánico del calor. Las ideas que aportó junto con otros grandes avances logrados por Kelvin, Carnot, Clausius, Rankine y otros, dieron fundamento a la creación de una nueva ciencia: *la Termodinámica*.

Actualmente se han logrado muchos avances en el estudio de la combustión. Esta ha formado parte integral en el desarrollo del hombre como generadora de calor y de trabajo, sin el conocimiento del fenómeno no hubiera sido posible la construcción de la máquina de vapor, las grandes instalaciones termoeléctricas actuales, ni los automóviles, ni siquiera los usos más simples a los que se le aplica como lo es una estufa doméstica. Por tanto, es evidente que la importancia de la combustión es y seguirá siendo fuente primordial de energía.

3.5 CONCEPTOS FUNDAMENTALES

COMBUSTIBLE.- Elemento que puede arder o encender con facilidad.

COMBURENTE.- Elemento que acelera o provoca una combustión, como lo es el oxígeno.

COMBUSTIBLE.- Oxidación rápida de un combustible acompañada por la propagación de calor o calor y luz.

ATOMO.- Mínima partícula que constituye un elemento.

PESO ATOMICO.- Representa la suma de protones y neutrones que contiene un átomo con respecto al átomo de oxígeno al cual se le asignó arbitrariamente el valor de 16.

PESO MOLECULAR.- Es la suma total de los pesos atómicos de los elementos que constituyen la molécula..

GRAMO MOL.- Peso molecular de una sustancia expresado en gramos.

NUMERO DE AVOGADRO.- Establece que una mol de cualquier gas tiene 6.0235×10^{23} átomos.

LEY DE GIBBS-DALTON.- La presión total que ejerce una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones parciales independientes de cada gas en un mismo espacio total y a la misma temperatura.

LEY DE LA CONSERVACION DE LA MATERIA.- La materia solo puede sufrir cambios, no puede ser creada ni destruida.

LEY DE LA CONSERVACION DE LA ENERGIA.- La energía no

puede ser creada ni destruida, solo es posible transformarla.

PODER CALORIFICO SUPERIOR.- La cantidad de energía calorífica rechazada o cedida durante una reacción o combustión recibe el nombre de *Potencia o Poder Calorífico Superior*.

PODER CALORIFICO INFERIOR.- A la *Potencia o Poder Calorífico Superior* menos el *Calor Latente* cedido en la condensación da como resultado la *Potencia o Poder Calorífico inferior*.

GAS IDEAL.- El volumen específico molar de un gas ideal es directamente proporcional a su temperatura absoluta e inversamente proporcional a su presión absoluta. La constante de proporcionalidad tiene un valor invariable sin importar el gas de que se trate y es conocida como constante universal de los gases.

Matemáticamente:

$$\bar{v} = R (T/P)$$

Donde:

\bar{v}	=	Volúmen específico molar	$m^3/mol.$
T	=	Temperatura absoluta	$^{\circ}R.$
P	=	Presión absoluta	$N/m^2.$
R	=	Constante universal	$8.314 J/Kgmol^{\circ}K.$

LEY DE AVOGADRO.- Volúmenes iguales de diferentes gases a la misma presión y temperatura contienen el mismo número de moléculas.

FRENTE DE FLAMA.- Es la frontera o límite externo de la zona de gases incandescentes visibles más alejada de la fuente o cuerpo en estado de combustión.

DISOCIACION.- Es la separación o rompimiento de moléculas simples o átomos que forman moléculas complejas de hidrocarburos.

RELACION AIRE-COMBUSTIBLE.- Es la proporción de masa de aire por unidad de masa de combustible con la cual se realiza la combustión se da en $K_{\text{aire}}/K_{\text{combustible}}$.

3.6 TEORIA GENERAL. (QUIMICA DE LA COMBUSTION).

3.6.1 LA COMBUSTION COMO OXIDACION.

La combustión es una *reacción química* exotérmica que libera energía calorífica. Se produce al entrar en contacto un *combustible* y un *comburente* que reaccionan bajo ciertas condiciones. La oxidación rápida conocida como combustión, es un proceso de transformación de energía química latente a energía molecular (manifestada en forma de calor). Se llaman *productos* a las sustancias resultantes de la combustión y *reactivos* a los constituyentes de la mezcla reaccionante. Las llamas o flamas constituyen transportación o propagación de la reacción y, esta propagación es una de las principales diferencias de la combustión con respecto a otras reacciones químicas.

La sustancia oxidante o comburente más empleada es el oxígeno del aire, pero tratándose la combustión como una reacción termoquímica de oxidación rápida no sólo el oxígeno es capaz de tomar parte como comburente. El hidrógeno, el

fósforo y el arsénico arden desprendiendo luz y calor en presencia de cloro.

La velocidad del frente de flama es función particular de las características del combustible y de las condiciones en que se produce la combustión: como la relación comburente combustible, la temperatura, y la presión de la mezcla entre otras.

El fenómeno de combustión se puede presentar de dos maneras, de acuerdo a la rapidez con que se realice. Una lenta y la otra rápida (se realiza dentro de una cámara).

3.6.2 FACTORES QUE INFLUYEN EN LA COMBUSTION.

Una combustión es buena si el combustible es totalmente oxidado y se libera toda su energía que en potencia contiene. La combustión es incompleta si el combustible es parcialmente oxidado. Las razones por las cuales esto sucede pueden ser: a) carencia de oxígeno, b) mala mezcla entre combustible y comburente, c) temperatura demasiado baja para mantener la combustión y d) insuficiencia de tiempo.

La facilidad con la cual un combustible pueda o no arder puede ser afectada por otras substancias como el ozono. Los peróxidos y el bióxido de nitrógeno se comportan como aceleradores de la combustión, mientras que otras (como las benzinas) se comportan como inhibidores y retardan la detonación de combustibles.

3.6.3 COMPOSICION DEL AIRE.

El oxígeno, como comburente activo de combustión, proviene del aire atmosférico. El aire atmosférico es una mezcla no reactiva de gases: nitrógeno, oxígeno, vapor de

agua y pequeñas cantidades de gases inertes. En estudios rigurosos de combustión es importante considerar las pérdidas de calor debidas a la humedad del aire atmosférico.

Si consideramos a los gases inertes como parte del nitrógeno, el porcentaje de masa en % y la masa molecular 29.00 Kg/Kgmol ya corregidos por la masa extra de los gases inertes, resultaría que la composición del aire atmosférico puede escribirse así:

COMPONENTE	% FRACCION MASA	% FRACCION VOLUMETRICA
Nitrógeno - Atmosférico.	78.85	78.03
Oxígeno.	23.15	20.99

3.6.4 EL PROCESO QUIMICO DE LA COMBUSTION.

Todo equipo en el que se realice un proceso de combustión y se emplee aire como comburente entrarán 3.76 moles de N_2 por cada mol de O_2 . De acuerdo con lo anterior y teniendo presente la Ley de Avogadro:

$$\frac{\text{moles de nitrógeno (N}_2\text{)}}{\text{moles de oxígeno (O}_2\text{)}} = \frac{79.01}{20.99} = 3.76$$

Lo que significa que en un proceso químico de oxidación rápida del combustible (o de los componentes de éste, capaces de oxidarse), la combustión puede ser representada por una ecuación química, donde los tres elementos primitivos existentes en los combustibles susceptibles de quemarse son: el carbono (C), el hidrógeno (H_2) y el azufre (S).

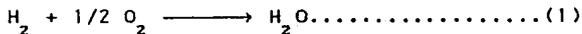
3.6.5 TERMODINAMICA DE LA COMBUSTION.

3.6.5.1 ENTALPIA DE FORMACION.

La *entalpia de formación* de un compuesto es el valor de esta propiedad en el denominado estado estándar: $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $P = 1\text{ atm} = 1.013\text{ bar}$. En este estado todo compuesto posee un valor de entalpía de formación, supóngase el ejemplo de la formación del agua:

Un mol de hidrógeno bajo condiciones estándar ($T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $P = 1\text{ atm}$) reacciona con medio mol de oxígeno en las mismas condiciones y constituyen un mol de agua. Si se supone que pasada la reacción, el producto (H_2O) alcanza la temperatura y presión de los reactivos, y que, se verifica una transferencia exotérmica, este calor tendrá la magnitud de la entalpía de formación del agua.

Químicamente:



Termodinámicamente con la primera ley:

$$Q + H_R = H_P \dots \dots \dots (2)$$

donde:

Q = Calor desprendido durante la combustión.

H_R = Entalpía absoluta de los reactivos a condiciones estándar.

H_P = Entalpía absoluta de los productos a condiciones estándar.

como no siempre se ha de tratar de un solo reactivo y de un solo producto, es razonable escribir:

$$Q + \sum_R n_i \bar{h}_i = \sum_P n_e \bar{h}_e$$

donde:

n_i = Número de moles de cada reactante.

\bar{h}_i = Entalpía de cada mol de cada reactante.

n_p = Número de moles de cada producto.

\bar{h}_e = Entalpía por unidad de mol de cada producto.

Para ilustrar esto, consideremos la formación del agua por medio de la combustión. Como los reactivos están en el estado estándar, el valor de sus entalpías es cero: por tanto, de la ecuación (1) se tiene:

$$H_R = 0$$

luego:

$$Q = H_P = n_{H_2O} h_{f,H_2O} = -286.029 \text{ Kj/Kg mol}$$

donde:

h_f es la entalpía de formación del agua.

En este ejemplo el valor de la entalpía de formación del agua es un valor negativo. Esto significa que la energía ha sido liberada por la reacción, o sea, que la suma de energías del hidrógeno y del oxígeno antes de la reacción es mayor que la energía del agua formada.

3.6.5.2 CALOR DE REACCION.

Al calor desprendido por la combustión por unidad de masa de combustible se le llama *calor de reacción* (de manera extensiva para cualquier reacción), o calor de combustión, entalpía de reacción o entalpía de combustión. La *potencia calorífica* es el calor de reacción y recibe este nombre cuando se trata de un combustible común.

Cuando los productos se enfrían por debajo de la temperatura de punto de rocío, gran parte del vapor de agua contenido en éstos se condensa. La cantidad de calor rechazada durante la combustión toma el nombre de calor de

reacción o *potencia calorífica superior*, como se conoce ordinariamente. Luego, la *potencia calorífica superior* menos el calor latente cedido en la condensación resulta el valor de la *potencia calorífica inferior*.

3.6.5.3. COMBUSTIBLES.

Un combustible es toda aquella sustancia capaz de proporcionar trabajo mecánico gracias a su energía calorífica. Los combustibles más usados comúnmente son los de origen fósil los cuales se clasifican según su estado físico en sólidos, líquidos y gaseosos. Los combustibles sólidos orgánicos e inorgánicos están constituidos en su mayor parte por carbono pero también contienen otros elementos como: hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, azufre, humedad y cenizas. La cantidad de humedad, materias volátiles, cenizas y carbón son tomadas en cuenta en su análisis físico a fin de determinar su PCI y PCS.

Los combustibles líquidos presentan particulares ventajas sobre los combustibles sólidos debido a que pueden fluir por los oleoductos y pueden fácilmente ser transportados, almacenados y utilizados. Sin embargo, su análisis requiere de equipo especializado dada la gran cantidad de propiedades físicas (densidad, viscosidad, volatilidad, ignición, punto de fusión, color, pureza, etc.) y complejidad de los mismos.

El petróleo bruto tal como se halla en el subsuelo se somete a una serie de procesos de refinamiento con el propósito de obtener un gran número de productos derivados. A estos compuestos diferentes cuyas moléculas están formadas por carbono e hidrógeno se les denomina *hidrocarburos*. Los

diferentes tipos de hidrocarburos que se obtienen como derivados del petróleo son los asfaltos, parafinas, lubricantes, aceites combustibles, diesel, gasolinas, etc. Las ecuaciones de balance de energía para un hidrocarburo no son sino la suma de las ecuaciones de reacción de combustión del carbono con el oxígeno más la del hidrógeno con el oxígeno, incluyendo en estos el nitrógeno del aire. Estos derivados son una mezcla de varios hidrocarburos. Cada familia de ellos tiene una estructura molecular, de modo que, al presentarse la disociación de las ligaduras de su estructura, el combustible libera energía y ésta es función del número y complejidad de las mismas.

3.7 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

La Unidad de Combustión Continua (UCC) (Fig 3.1), está integrada por seis sistemas principales que son:

- a) Sistema de suministro de aire.
- b) Sistema de suministro de combustible.
- c) Quemador, cámara de combustión y chimenea
- d) Sistemas eléctricos de arranque y protección.
- e) Sistema de enfriamiento por agua y aislamientos térmicos.
- f) Bastidor.

3.7.1 SUMINISTRO DE AIRE.

Las partes que componen el sistema que introduce aire al quemador son:

- motoventilador.
- tubería de descarga del ventilador.
- termómetro para medir la temperatura de entrada del aire.
- placa de orificio y manómetro en U con los que se mide el

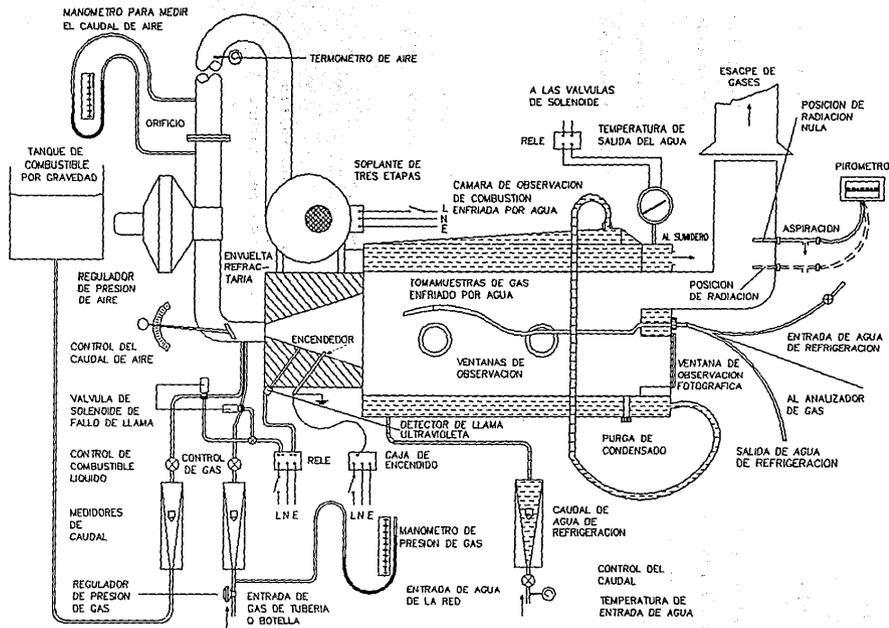


FIG. 3.1 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA UNIDAD DE COMBUSTION CONTINUA.

flujo de aire.

- regulador de presión del aire y,
- válvula cónica en el quemador para regular el flujo de aire.

El Ventilador centrífugo es de tres etapas de impulsión con capacidad máxima de 160 kg/h y es accionado por banda desde un motor eléctrico.

Los botones de arranque y paro (unidades electromagnéticas) de la unidad sopladora están dispuestos en el tablero de control de la UCC. (Fig. 3.2)

Partes principales del motoventilador:

Artículo	Cantidad	Descripción
1	1	Arrancador 3 F Y3/115
2	1	Abertura de salida del difusor.
3	1	Ventilador Y3
4	2	Base soporte.
5	1	Motor de 1.5 Hp Y3/115
6	1	Plataforma del motor.
7	2	Tornillo de ajuste.
8	1	Banda
9	1	Polea del motor

El conducto de descarga del ventilador es de manguera plástica flexible y allí se encuentra instalado un termómetro cuya graduación en grados centígrados va de -30 a 60.

La placa de orificio y manómetro en U, integran el dispositivo para medir el caudal de aire que entra al

quemador. El manómetro en U está constituido a su vez por un tubo de vidrio con escala graduada colocada en el panel del tablero. El nivel de líquido medidor se ajusta a cero con una tuerca que eleva o baja una ramificación del manómetro. La escala del tubo está calibrada en kg/h como resultado de una equivalencia entre la caída de presión de la placa de orificio y el flujo másico que la provoca.

Tanto el regulador de presión como el de flujo del aire se encuentran instalados a la entrada del quemador. (Parte frontal del panel) como se observa en la Fig. 3.2.

3.7.2 SUMINISTRO DEL COMBUSTIBLE.

3.7.2.1 SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE LIQUIDO.

Desde el tanque, el combustible líquido pasa por la tubería, luego por válvula de regulación de flujo, el caudalímetro, por la válvula solenoide y, por último llega al quemador.

El flujo de combustible líquido se controla manualmente con una válvula localizada en el caudalímetro, mismo que mide el flujo másico. (Graduado para el keroseno y petróleo diáfano). La entrada del combustible líquido en el quemador se encuentra en un punto anterior a la del combustible gaseoso, por medio de una boquilla atomizadora. Si se presenta una alteración, inestabilidad o interrupción de la flama, se provocará el accionamiento de la válvula de actuador de solenoide por medio del detector de flama ultravioleta.

3.7.2.2 SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE GASEOSO.

El combustible idóneo para el tipo de quemador de la UCC es el gas LP. Este se encuentra en estado líquido en el

UNIDAD DE DEMOSTRACION DE COMBUSTION

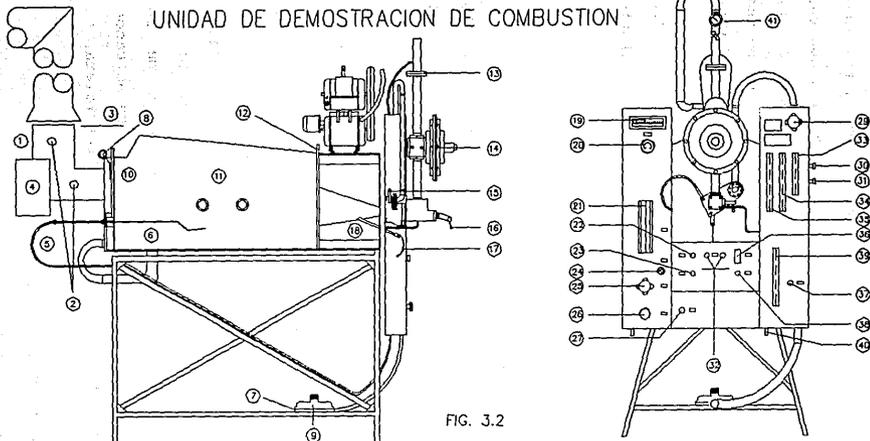


FIG. 3.2

- ① PANTALLA ANTICOLOR
- ② PUNTOS DE TOMA PARA TERMOPAR
- ③ ESPACIO DE AIRE
- ④ TOMA DE MUESTRA DEL AGUA DE REFRIGERACION
- ⑤ TOMA DE MUESTRA
- ⑥ CAMARA DE COMBUSTION ENFRIADA POR AGUA
- ⑦ PUNTO DE ENTRADA DE GAS COMBUSTIBLE
- ⑧ BULBO TERMICO
- ⑨ VALVULA REDUCTORA DE GAS COMBUSTIBLE

- ⑩ PUNTO DE SALIDA DE AGUA
- ⑪ ORIFICIOS DE OBSERV.
- ⑫ CANGAMO DE IZADO
- ⑬ ORIFICIO PARA MEDIDA DE AIRE
- ⑭ REC. DE PRESION DE AIRE
- ⑮ DETECTOR DE LLAMA ULTRAVIOLETA
- ⑯ CONTROL DE AIRE AL QUEMADOR
- ⑰ CONJUNTO DE ENCENDIDO
- ⑱ REFRACTARIO

- ⑲ TEMPERATURA DE SALIDA DE GASES
- ⑳ TEMPERATURA DE SALIDA DE AGUA
- ㉑ MEDIDOR DE CAUDAL DE AGUA
- ㉒ BOTON DE ENCENDIDO
- ㉓ CONMUTADOR DEL RELE
- ㉔ DETECTOR DE LA VALVULA DE CONTROL DE AGUA
- ㉕ VALVULA DE CONTROL DE AGUA

- ㉖ TEMPERATURA DE ENTRADA DE AGUA
- ㉗ REARMADO DE RELE
- ㉘ ENTRADA DE AGUA DE REFRIGERACION
- ㉙ VALV. CONTROL DEL GAS COMBUSTIBLE
- ㉚ AJUSTE DE CERO DEL MEDIDOR DE CAUDAL DE AIRE
- ㉛ AJUSTE DE CERO DEL MANOMETRO DE PRESION DE GAS
- ㉜ INTERRUPTOR DE LA SOPLANTE

- ㉝ MEDIDOR DE CAUDAL DEL COMBUSTIBLE
- ㉞ PRESION DEL GAS COMB.
- ㉟ MED. CAUDAL AIRE
- ㊱ CONMUTADOR
- ㊲ VALV. CONTROL DEL COMBUSTIBLE LIQUIDO
- ㊳ FUSIBLE
- ㊴ MEDIDOR DE CAUDAL DE COMBUSTIBLE LIQUIDO
- ㊵ ENTRADA DE COMBUSTIBLE LIQUIDO
- ㊶ TERMOMETRO DE AIRE

interior del tanque y se vaporiza al pasar por el regulador del tipo de baja presión instalado sobre el larguero inferior del bastidor. Luego de pasar por el regulador y antes de entrar al quemador, la presión del gas se mide con un manómetro en forma de U con una escala graduada de 0 a 0.7 m.c.a.. Después, el gas pasa por el caudalímetro graduado para propano y para gas LP para que finalmente sea introducido a una sección troncocónica divergente listo para ser mezclado con la corriente de aire e inicie inmediatamente después la combustión.

3.7.2.3 QUEMADOR, CAMARA DE COMBUSTION Y CHIMENEA.

El quemador es múltiple, propio para poder quemar varios tipos de combustibles gaseosos o líquidos; sus partes principales son: coraza, conducto, lumbreras, válvula de regulación del aire y obturador que cierra el paso del aire por sobre la boquilla atomizadora del combustible.

Este obturador de cierre está unido por cuatro pernos a la caja de entrada del aire, donde se provoca turbulencia ciclónica debida a los ocho barrenos, que están adyacentes a la pared contigua (dos por cada cara libre de la caja).

La cámara de combustión es el espacio donde se produce, confina y se hace posible la observación de la flama. Aquí se absorbe la energía calorífica liberada de la combustión mediante el agua de enfriamiento que circula por la caja de agua. Esta caja es el espacio que se encuentra entre dos cilindros, el interno que forma propiamente la cámara (aloja la envoltura refractaria) y el externo de mayor diámetro que es la parte visible. En torno a ella se hallan cinco mirillas para observar las condiciones y características de la

combustión.

El agua de enfriamiento entra por la parte baja anterior de la cámara y pasa al espacio entre cilindros. Posteriormente sale por la cresta rectangular localizada en la parte superior y de allí, se conduce al compartimiento de la tapa posterior para después salir al drenaje. A la salida se halla un termopar con el que se mide la temperatura de salida del agua. También en la tapa posterior se encuentra la chimenea y el orificio tomamuestras de los gases de escape.

La chimenea es el lugar físico por donde salen los gases de combustión al exterior. Esta contiene un termopar protegido de la radiación de la flama lo que permite que éste mida solamente la salida de los gases de escape. Estos gases pasan por la tapa posterior de la cámara donde se encuentra el orificio para el tubo tomamuestras de los gases. A través de este tubo se conducen los gases al analizador de Orsat. El tomamuestras consiste de tres tubos: el del centro por el que salen los gases de escape y dos más que sirven de entrada y salida del agua de enfriamiento.

En el orificio donde se coloca el tubo tomamuestras, también es posible colocar un pirómetro de succión siempre y cuando no se encuentre el tubo tomamuestras.

Los gases producidos por la combustión se descargan por un tubo acodado (chimenea) comunicado a la tapa posterior de la cámara de combustión. En él se encuentran los agujeros o termoposos para el pirómetro del indicador de gases de escape; uno de los agujeros está expuesto a la radiación y otro aislado de ella. Sobre la chimenea hay una pantalla anticolor que aísla y protege de la radiación al operador del equipo.

3.7.3 SISTEMA ELECTRICO DE ARRANQUE Y PROTECCION.

En el tablero de control se hallan los interruptores y conmutadores eléctricos: botones de arranque y paro del ventilador, botón de encendido o chispa de ignición, conmutador del relevador y botón de restitución o armado del relevador.

El electrodo de ignición consiste en una bujía cuyas terminales están conectadas a la de un transformador elevador. Por su entre hierro salta la chispa de encendido de la mezcla.

En el sistema de arranque y protección se cuenta también con un detector de flama ultravioleta, una válvula solenoide y un indicador de temperatura de salida de agua. Este indicador está conectado a un relevador que envía una señal de cierre de las válvulas de solenoide cuando la temperatura del agua de enfriamiento excede un valor prefijado en la carátula indicadora.

3.7.4 SISTEMA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.

Este sistema tiene como función absorber parte de la energía producida durante la combustión. Lo constituyen la caja de agua anular que forman los cilindros de la cámara, los termómetros de entrada y salida del agua, el rotámetro y el orificio del agua de enfriamiento en el tomamuestra.

3.7.5 OPERACION DEL EQUIPO.

3.7.5.1 ARRANQUE DEL EQUIPO CON COMBUSTIBLE GASEOSO.

La secuencia de encendido es la siguiente:

- 1.- Verificar que exista suficiente combustible, así como la calibración del manómetro para el combustible gaseoso. (125

mm.c.a.) y del medidor de caudal de aire.

2.- Checar que la válvula de control de combustible líquido esté cerrada.

3.- Purgar el sistema y realizar las siguientes maniobras:

a) Establecer el flujo de agua de enfriamiento en un régimen de 1600 kg/h.

b) Apagar y oprimir el interruptor de restitución.

c) Suministrar energía eléctrica. Con el control de flujo en la posición de mínima apertura del control de flujo de aire al quemador, arrancar el ventilador. Cuando alcance la velocidad de máxima de operación, abrir la válvula de flujo a su máxima operación (el caudal debe estar en un rango de 50 y 170 kg/h). Con la válvula del ventilador abierto totalmente se debe purgar durante dos minutos el quemador y la cámara de combustión.

d) Retornar el control de la válvula de aire a la posición mínima.

e) Ajustar el control de aire del quemador para un caudal másico de 120 kg/h.

f) Ajustar el indicador de temperatura de agua a la salida en 80 °C.

g) Fijar el flujo de combustible gaseoso en 7.8 kg/h (LP),

9.0 kg/h (Propano) y 11.5 kg/h (Gas natural).

h) Encender el interruptor restablecedor y 5 segundos después la luz roja del interruptor restablecedor se encenderá y las válvulas del solenoide se abrirán. Después presionar el botón de encendido y abrir la válvula de control de combustible. Cuando la flama se restablezca, liberar el botón.

3.7.5.2 ARRANQUE DEL EQUIPO CON COMBUSTIBLE LIQUIDO.

Para arrancar el equipo con combustible líquido, antes es preciso arrancarlo con gas. El encendido con gas debe hacerse de acuerdo con el procedimiento anterior más lo siguiente:

- 1.- Verificar que la válvula de control del combustible líquido esté completamente cerrada.
- 2.- Comprobar que haya suministro de agua de enfriamiento hacia la cámara y que ésta fluya libremente.
- 3.- Ajustar el control de aire del quemador para un caudal másico de 120 kg/h.
- 4.- Abrir gradualmente la válvula de control de combustible líquido mientras se cierra la válvula de control de combustible gaseoso.
- 5.- Una vez cerrada la válvula de combustible gaseoso y habiendo restablecido la flama con el combustible líquido se procede con el experimento en cuestión.

3.7.5.3 PARO DEL EQUIPO.

Para el paro en condiciones normales se sigue el siguiente procedimiento:

- 1) Cerrar la válvula de combustible en tanques y tablero.
- 2) Apagar el interruptor de restablecimiento del panel.
- 3) Ajustar la válvula de aire del quemador en su posición de máxima apertura.
- 4) Apagar el motoventilador y desconectar el suministro eléctrico.
- 5) Cerrar la válvula de aire del quemador.
- 6) Dejar circular el agua de enfriamiento durante 5 minutos más.

3.7.6 MANEJO DEL EQUIPO ACCESORIO.

3.7.6.1 ANALIZADOR DE GASES DE ORSAT.

Este analizador es como se muestra en la figura 3.3, está constituido por 4 tubos de vidrio, tres de ellos contienen soluciones cuyas propiedades hacen posible absorber cierta fracción de los gases de escape. El primer tubo de derecha a izquierda es una camisa de agua de enfriamiento y en su interior se aloja la bureta medidora. El segundo tubo (pipeta) contiene hidróxido de potasio (o potasa cáustica) capaz de absorber el anhídrido carbónico. La pipeta del centro aloja ácido pirogálico que actúa absorbiendo el oxígeno puro que no reaccionó en la combustión. La última pipeta contiene cloruro cuproso capaz de absorber monóxido de carbono.

Nota: Hay que advertir que la medición debe hacerse en ese orden: primero anhídrido carbónico (CO₂), segundo oxígeno (O₂) y tercero monóxido de carbono (CO).

3.7.6.2 PROCEDIMIENTO DEL USO DEL ANALIZADOR DE GASES DE ORSAT:

Abrir las puertas y colocar el equipo de manera que se pueda leer con facilidad la escala de la bureta. Se puede situar sobre una mesa o colgarlo sobre una pared. Retirar la botella niveladora y llenarla con agua sin desconectar la manguera que la comunica a la bureta medidora, donde también le deberá llegar agua a la camisa de enfriamiento. Con el gancho de la botella, ésta se cuelga en la parte de la caja del analizador.

Cuando el analizador esté siendo preparado para su utilización prever que el nivel de los químicos sea el

APARATO DE ORSAT

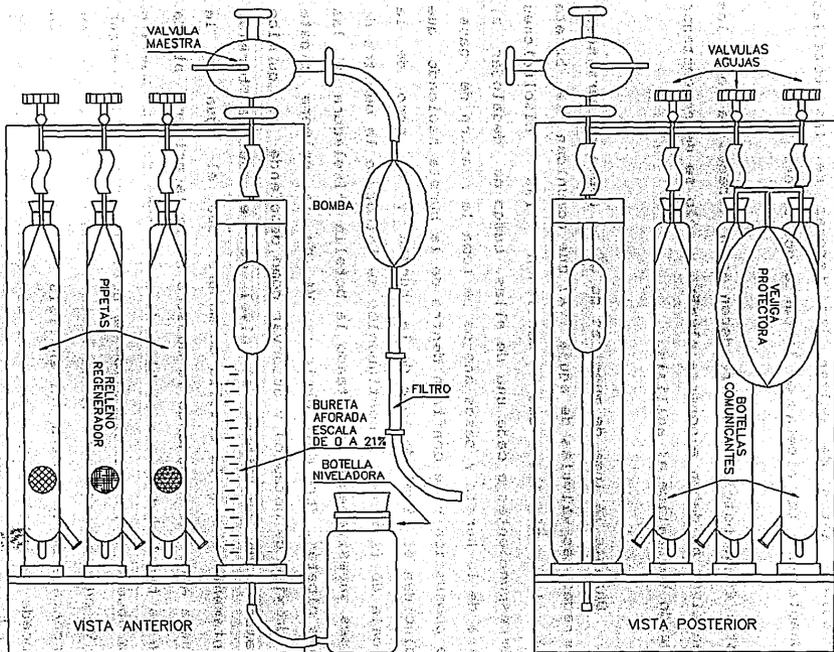


FIG. 3.3 APARATO ANALIZADOR DE GASES DE ORSAT.

apropiado antes de quitar los tapones de las botellas conectadas a las pipetas en la parte posterior.

Nota: Estas botellas siempre deben estar tapadas ya que los reactivos no deben exponerse al aire y sólo se deben destapar cuando se realice el análisis.

Durante la toma de muestras de gases deben de permanecer cerradas las válvulas de aguja (VA) que comunican la bureta con las pipetas que contienen las disoluciones correspondientes a cada una de ellas. Luego de desalojar el aire de la bureta y pasos anexos se toma la muestra de gases de combustión y se confinan dentro de la bureta haciendo que coincidan el nivel de agua de la bureta y el cero de la escala de la misma. A continuación se introduce la muestra de gases sucesivamente levantando la botella niveladora a las tres pipetas. Para esto abrir la VA de la primera pipeta (hidróxido de potasio) y observar como desciende el químico tratando de equilibrar el nivel con el de la bureta. Lentamente elevar la botella de manera que el agua en la bureta ascienda empujando la muestra hacia la primera pipeta con la finalidad de que el bióxido de carbono de la muestra sea absorbido por el hidróxido de potasio. Hecho esto cerrar la VA en ese punto y hacer la lectura sobre la graduación en porcentaje de la bureta. El análisis del O_2 y del CO se procede de igual manera que para el análisis del dióxido de carbono.

Habiendo registrado las tres lecturas, los porcentajes de contenido de gases se obtiene de la siguiente forma. Supóngase que:

la primera lectura sea del 16 %, para el CO₂

la segunda sea 20 % para el O₂

y la tercera sea 20.6 % para el CO.

Entonces los porcentajes son:

16 % para el CO₂

4 % para el O₂ (20%-16%)

0.6 % para el CO (20.6%-20%)

Las soluciones deben mantenerse al nivel de la marca en el cuello de las pipetas. Asegurarse que cuando el analizador vaya a trasladarse las botellas de las pipetas se encuentren perfectamente tapadas. Asimismo cerrar perfectamente las VA, vaciar el agua de la botella niveladora y colocar ésta en la pinza sujetadora del gabinete.

3.8. DESARROLLO DE LA PRACTICA.

3.8.1 EL CAMPO DE REGULACION.

El campo de regulación (C.R.) es una propiedad del quemador y determina los caudales máximo y mínimo que sean capaces de mantener una flama estable y con una combustión buena.

3.8.1.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Esta prueba tiene como objetivo el establecer el C.R. a partir de la obtención del mínimo caudal de combustible tanto gaseoso como líquido.

Establecer el C.R. tanto para un combustible gaseoso como para un combustible líquido.

El procedimiento para obtener los datos necesarios y conseguir el C.R. es prácticamente el mismo para ambos

combustibles. Recordar que el encendido de la UCC se debe realizar siempre con un combustible gaseoso.

3.8.1.2 PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DEL C.R. PARA UN COMBUSTIBLE GASEOSO.

- 1.- Arrancar la UCC de acuerdo a la sección 3.7.5.1.
- 2.- Establecer un caudal de combustible (LP) en aproximadamente 6 kg/h. A este flujo de combustible le corresponde un flujo de 90 kg/h de aire, a fin de obtener una combustión ideal.
- 3.- Mantener estas condiciones hasta que exista poca variación de la temperatura del agua de enfriamiento a la salida. (Tabla 1).
- 4.- Considerando que el máximo flujo de gas LP es de 10.6 kg/h, modificar el caudal hasta 5 kg/h con su respectivo aire estequiométrico. Luego ajustar éste hasta el límite inferior de 3 Kg/h con un caudal de aire estequiométrico.
- 5.- Seguidamente, hacer pequeñas reducciones en el flujo del gas combustible y aire hasta que la flama se extinga en cuyo momento se desconecta el combustible.
- 6.- Obtener el valor de flujo mínimo de aire y combustible antes de desaparecer la flama. Esta relación se caracteriza por una gran inestabilidad de la misma.
El valor del C.R. se ha de obtener dividiendo el valor de flujo de combustible mínimo entre el valor del flujo máximo del mismo.
- 7.- Apagar la UCC como se indicó en la sección 3.7.5.3.
- 8.- Dar conclusiones.

3.8.1.3 PROCEDIMIENTO DE OBTENCION DEL C.R. PARA UN COMBUSTIBLE LIQUIDO.

- 1.- Arrancar la unidad de acuerdo a la sección 3.7.5.2.
- 2.- Establecer un caudal de combustible líquido con un valor estequiométrico determinado y hacer pequeñas reducciones en el flujo de combustible líquido según el tipo de combustible y según convenga.

Cuando se utilice en la UCC un gas diferente al LP, será necesario utilizar un factor de corrección a fin de poder tomar lecturas en la escala del medidor del flujo de gas.

De cálculos se tiene que para 18 kg/h de gas propano, en las mismas condiciones de presión y temperatura (15°C y 125 mm. c.a.), le corresponde un valor de flujo de gas LP de 19.65 kg/h. (Tabla 2).

De donde se tiene que la relación de escalas es:

$$19.65/18 = 1.092$$

Con el valor del factor de corrección es posible encontrar una serie de valores de flujo de gas LP equivalentes a un cierto valor de flujo de propano.

Tabla con valores de caudal (Propano-gas LP) para una misma sección de área.

Sección de área.	Caudal volumétrico del propano		Caudal volumétrico del gas LP	
$m^2 \times 10^{-4}$	$m^3/s \times 10^{-3}$	kg/h	$m^3/s \times 10^{-3}$	kg/h
7.824	3.425	18	3.137	19.65
7.484	3.044	16	2.789	17.47
7.145	2.664	14	2.441	15.29
6.805	2.283	12	2.092	13.10
6.466	1.903	10	1.744	10.92
6.126	1.522	8	1.395	8.74
5.787	1.142	6	1.046	6.55
5.447	0.761	4	0.697	4.37
5.192	0.476	2.5	0.435	2.73

3.8.2 RELACION ESTEQUIOMETRICA.

La relación estequiométrica es uno de los parámetros más importantes que están ligados a la combustión. La UCC permite realizar una serie de pruebas a fin de comprobar los efectos que tiene dicha relación sobre la transferencia de calor y las pérdidas de energía en los gases de combustión.

El aire estequiométrico o ideal es la cantidad de aire que suministre el oxígeno preciso para que se realice una combustión teórica completa.

3.8.2.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Se pretende con el desarrollo de esta prueba realizar la

determinación del aire teórico de combustión para gas LP y para cualquier combustible, tomando en cuenta los efectos que produce en la transferencia de calor y en las pérdidas de energía de los gases de combustión. Realizar la prueba con deficiencia y exceso de aire, pasando por las condiciones ideales.

3.8.2.2 PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA.

- 1.- Arrancar la UCC de acuerdo a la sección 3.7.5.1.
- 2.- Fijar un valor de caudal de combustible (9 kg/h) con su aire estequiométrico correspondiente y permitir que el sistema llegue a su estado de equilibrio manteniendo la temperatura de salida del agua en un rango de 60 y 80 °C.
- 3.- Ya en condiciones estables, se procede a tomar las lecturas de temperatura a condiciones de relaciones aire-combustible desde 11:1 hasta 19:1 anotando los datos en la tabla que corresponde a tal prueba. (Tabla 3).
- 4.- Parar la UCC como se señala en la sección 3.7.5.3.
- 5.- Trazar dos gráficas, una de ellas en la que se involucren valores de transferencia de calor y la otra con las pérdidas de energía en los gases de combustión. Ambas contra la relación aire-combustible como se indica en la figura 3.4.
- 6.- Sacar conclusiones al respecto.

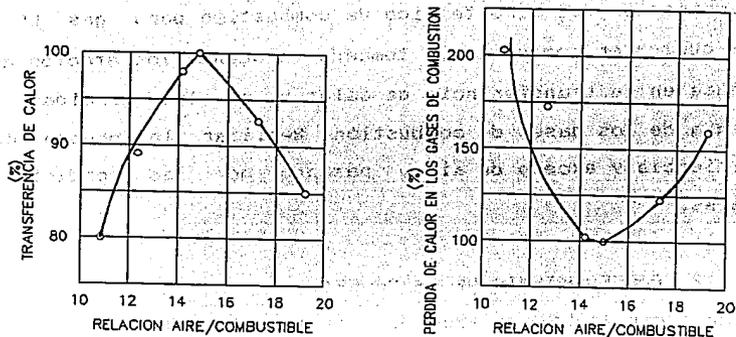


FIG. 3.4

3.8.3 ANALISIS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION.

El análisis de los gases de combustión es el parámetro principal sobre el que se basa el cálculo de necesidades de aire y la evaluación del rendimiento de la combustión.

Un análisis con exceso de aire resulta ser bastante normal, pero un cálculo con deficiencia de aire requiere que se establezcan ciertas consideraciones. Una de ellas consiste en suponer que el hidrógeno contenido en el combustible se quema con preferencia, que el carbono reacciona y se convierte en monóxido de carbono y, que el oxígeno restante contribuye para convertir ese monóxido en dióxido de carbono.

3.8.3.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Como objetivo fundamental analizaremos los gases producto de la combustión en condiciones desde la deficiencia de aire hasta el exceso del mismo (incluyendo las condiciones ideales).

3.8.3.2 PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA.

1.- Determinar mediante la ecuación de combustión (balance

químico de reactivos y productos) la cantidad de aire para la combustión ideal del gas LP.

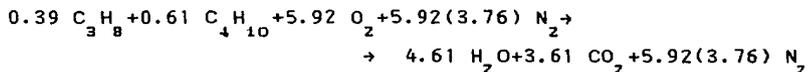
2.- Hallar la ecuación de combustión para diferentes cantidades de aire, haciendo al mismo tiempo un análisis volumétrico de los productos. (teórico del resultado de las ecuaciones, y práctico con el aparato de Orsat).

3.- Comparar los datos obtenidos del análisis teórico con aquellos proporcionados por el analizador de Orsat.

4.- Interpretar resultados y sacar conclusiones.

3.8.3.3 ANALISIS TEORICO.

Ecuación de combustión para el gas LP.



La relación ideal se obtiene como sigue:

$$* A/C = \frac{(5.92+22.24) 28}{0.39(44) + 0.61(58)} = 15 \text{ Kqaire/Kqcomb}$$

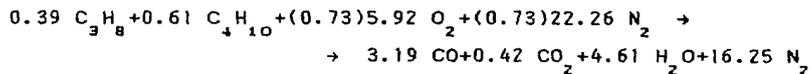
Si la ecuación de combustión se analiza a partir de una relación aire-combustible igual a 11, entonces la cantidad de aire teórico se obtiene de la relación siguiente:

$$A/C = \frac{(X(5.92) + X(22.24)) 28}{0.39(44) + 0.61(58)} = 11 \text{ Kqaire/Kqcomb}$$

De la ecuación anterior X representa el porcentaje de aire teórico equivalente a una relación A/C = 11, despejando X se tiene:

$$X = \frac{(0.39)44 + 0.61(58) (11)}{28 \times 28.16} = 0.73$$

Por tanto, para un porcentaje de aire teórico de 73%, o bien, una deficiencia de 27%, le corresponde una relación de aire combustible igual a 11. Esto se representa con la siguiente ecuación:

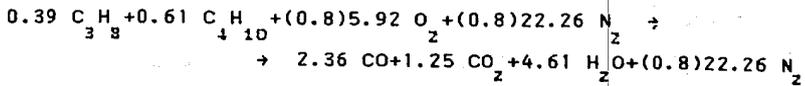


Observar que en la ecuación anterior se ha supuesto que se tiene CO como consecuencia de la falta de O_2 y además que todo el H_2 forma H_2O . De la misma manera para otras relaciones A/C se obtienen los siguientes valores de aire teórico.

A/C	% DE AIRE TEORICO	% DE EXCESO O DEFICIENCIA
11	73	27
12	80	20
13	87	13
14	97	3
* 15	100	0
16	107	7
17	113	13
18	120	20
19	127	27

* Relación aire-combustible ideal.

La ecuación de combustión con 80% de aire teórico es:



en la ecuación anterior el análisis volumétrico en base seca no incluye H₂O.

Análisis volumétricos en base seca.

$$\text{CO} = 2.36/21.42(100) = 11.02 \%$$

$$\text{CO}_2 = 1.25/21.42(100) = 5.84 \%$$

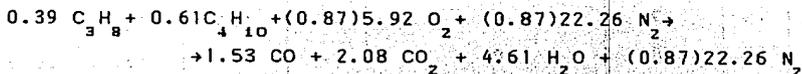
$$\text{N}_2 = 17.81/21.42(100) = 83.14\%$$

Análisis volumétrico en base seca,

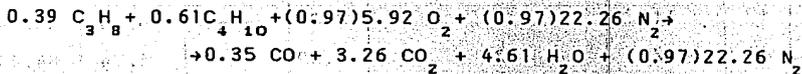
$$\text{CO} = 11.02 \%, \quad \text{CO}_2 = 5.84 \%, \quad \text{N}_2 = 83.14 \%$$

Ecuación de combustión para otras relaciones aire-combustible:

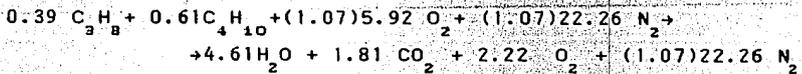
Cuando A/C = 13,



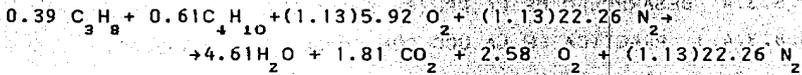
A/C = 14,



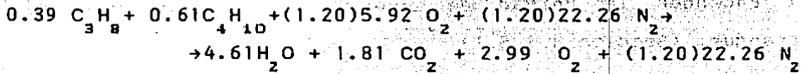
A/C = 16,



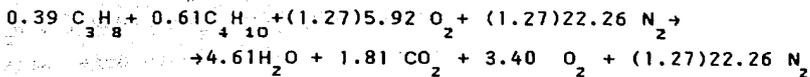
A/C = 17,



A/C = 18,



A/C = 19,



En las ecuaciones en que se implica un exceso de aire, el O_2 existe libre en los productos y además se supone que todo el H_2 se convierte en H_2O .

TABLA DE RESULTADOS DE ANÁLISIS VOLUMÉTRICO EN BASE SECA.						
A/C	% Aire teórico	% de deficiencia o exceso de aire	O_2	CO	CO_2	N_2
11	73	27	---	16.06	2.11	81.82
12	80	20	---	11.02	5.84	83.15
13	87	13	---	6.66	9.05	84.29
14	97	3	---	1.39	12.94	85.68
*15	100	0	---	---	13.95	86.05
16	107	7	7.97	---	6.5	85.53
17	113	13	8.73	---	6.13	85.14
18	120	20	9.49	---	5.74	84.77
19	127	27	10.16	---	5.41	84.44

3.8.3.4 DESARROLLO DE LA PRUEBA EN LA UCC.

3.8.3.4.1 PRACTICA EN LA UCC CON COMBUSTIBLE GASEOSO.

Seguir los siguientes pasos:

- 1) Encender la unidad de acuerdo al procedimiento de arranque. (Sección 3.7.5.1)
- 2) Fijar un caudal de gas combustible en 3 kg/h con su

respectivo aire estequiométrico hasta alcanzar condiciones de equilibrio.

3) Una vez que se encuentre el sistema en estado estable obtener una muestra de gases de combustión para analizar en el aparato de Orsat de la Unidad. Repetir el procedimiento según lo indica la tabla 4 que corresponde a la práctica

4) Apagar la UCC de acuerdo a la sección descrita en el punto 3.7.5.3.

5) Con los datos teóricos obtenidos y los proporcionados por el analizador de gases, hacer un gráfico comparativo como el que se muestra en la figura 3.5.

Empleando el mismo método descrito anteriormente para el combustible gaseoso (Gas LP), realizar la prueba para un combustible líquido.

3.8.3.4.2 PRACTICA EN LA UCC CON COMBUSTIBLE LIQUIDO.

1) Arrancar la unidad de acuerdo con la sección 3.7.5.2.

2) Fijar un valor de combustible con su respectivo aire estequiométrico hasta lograr condiciones estables.

3) Obtener una muestra de gases de combustión para analizar en el aparato de Orsat repitiendo el mismo procedimiento según lo indica la tabla que corresponde a esta prueba. (Tabla 5 y 6)

4) Apagar la UCC de acuerdo a la sección 3.7.5.3.

5) Hacer un gráfico comparativo como el que se muestra en la figura 3.5.

3.8.4 COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS.

La UCC tiene la facultad de quemar diversos combustibles

líquidos destilados y gaseosos por lo que es posible llevar a cabo una serie de pruebas comparativas de combustión de los mismos.

3.8.4.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Comparar la combustión de dos combustibles líquidos.

3.8.4.2 DESARROLLO DE LA PRUEBA.

1) Encender la UCC de acuerdo a la sección 3.7.5.2.

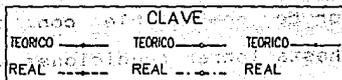
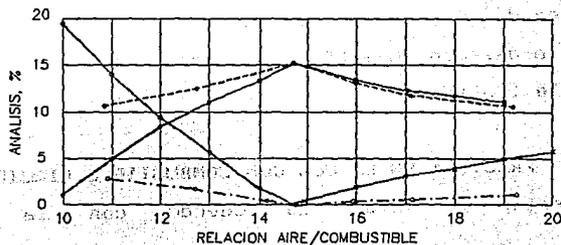


FIG. 3.5 COMPARACION DE ANALISIS DE GAS TEORICO Y PRACTICO, DE QUEROSENO.

2) Establecer un caudal del primer combustible líquido elegido y dejar que el sistema llegue a su estado de equilibrio.

3) Modificar la relación aire-combustible y anotar estos valores en la tabla asignada. (Tabla 7).

4) Realizar las pruebas con el segundo combustible. (Tabla 8).

- 5) Parar la UCC de acuerdo a la sección 3.7.5.3.
- 6) Sacar conclusiones de comportamiento de la combustión.

3.8.5 COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS.

La comparación entre combustibles gaseosos ofrece mayores ventajas si éstos tienen propiedades relativamente distintas. Por ejemplo, el gas ciudad (de carbón o petróleo) y el propano comercial cuyas propiedades están resumidas en la tabla siguiente.

Propiedad	Gas ciudad	Propano
Densidad específica (aire=1)	0.5	1.5
Poder Calorífico, KJ/m ³	18,650	89,400
*A/C	9:1	16:1

Debido a la diferencia tan marcada en su densidad y poder calorífico, etc., la comparación entre ambos combustibles resulta ser muy ilustrativa.

3.8.5.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Comparar la combustión de dos combustibles gaseosos.

3.8.5.2 DESARROLLO DE LA PRUEBA.

- 1) La práctica puede realizarse para los dos combustibles en forma continua si se provee a la entrada del combustible gaseoso de la UCC una válvula de desvío con la que se pueda realizar el cambio de un combustible a otro sin tener que parar la unidad.
- 2) Encender la unidad según el procedimiento en 3.7.5.1.

3) Establecer un caudal del primer combustible gaseoso elegido y dejar que el sistema llegue a su estado de equilibrio.

4) Para varias relaciones A/C llenar la tabla que corresponde a este experimento y observar el efecto del cambio en la relación A/C. (Tabla 9).

Para un caudal de combustible de 10 Kg/h y en condiciones ideales de combustión tomar valores como se indica en la Tabla correspondiente a este experimento. (Tabla 10).

Hecho lo anterior repetir el procedimiento para el otro combustible gaseoso. (Tabla 11 y 12).

5) Parar la UCC de acuerdo a la sección en 3.7.5.3.

6) Sacar conclusiones comparando el comportamiento de la combustión de los combustibles empleados.

3.8.6 BALANCE TERMICO.

Una forma útil de obtener la eficiencia de una planta o sistema es mediante un balance térmico. Este puede lograrse en forma general evaluando todas las manifestaciones de la energía en forma de calor que entran y abandonan la planta o sistema en estudio.

3.8.6.1 OBJETIVO DE LA PRUEBA.

Obtener la eficiencia de la Unidad de Combustión Continua mediante un balance térmico.

3.8.6.2 DESARROLLO DE LA PRUEBA.

La práctica en forma general consiste en obtener los valores de todos aquellos factores que contribuyen a la pérdida o ganancia de energía calorífica de la UCC cuando se

oxida combustible en condiciones estequiométricas. Posteriormente con la ayuda de las entalpías de formación y combustión realizar el balance térmico.

3.8.6.3 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL BALANCE TERMICO.

- 1) Encender la UCC de acuerdo al procedimiento de arranque. (3.7.5.1 y 3.7.5.2). Según el tipo de combustible empleado.
- 2) Establecer un caudal de combustible con su respectivo aire estequiométrico.

Para facilitar los cálculos se recomienda trabajar con un pequeño exceso de aire.

- 3) En condiciones estables llenar la tabla que corresponde a este experimento. (Tabla 13).
- 4) Una vez tomados todos los datos anteriores se pueden tomar otros datos para un caudal diferente o bien emplear otro combustible. (Opción para un segundo balance térmico).
- 5) Apagar la unidad de acuerdo al procedimiento de paro de acuerdo a la sección 3.7.5.3.
- 6) Sacar conclusiones de lo obtenido.

En la figura 3.6 se indican cada una de las entradas y salidas de energía calorífica que intervienen en el sistema.

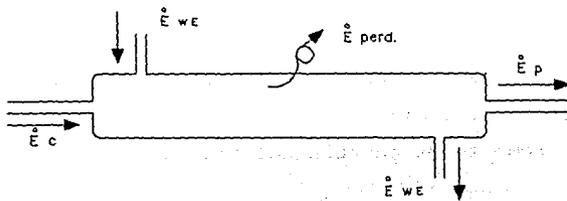


FIG. 3.6 REPRESENTACION DE LAS GANANCIAS Y PERDIDAS DE CALOR EN EL SISTEMA.

$$E_C + E_{WE} = E_P + E_{WS} + E_{\text{perd.}}$$

$$E_C = \Delta E_W + E_P + E_{\text{perd.}} \dots \dots \dots (1)$$

donde:

- E_C = Energía procedente de la combustión.
- E_{WE} = Energía del agua de enfriamiento a la entrada.
- E_{WS} = Energía del agua de enfriamiento a la salida.
- ΔE_W = Incremento de energía del agua de enfriamiento.
- E_P = Energía que contienen los gases de combustión.
- $E_{\text{perd.}}$ = Energía cedida al medio ambiente.

La obtención de la energía de combustión (E_C) se hace a partir del poder calorífico del combustible,

$$E_C = h_{rP} \times \dot{m}_C$$

donde:

h_{rP} = poder calorífico inferior del combustible en condiciones 25°C, 1 atm.

El incremento de energía del agua es:

$$\Delta E_W = \dot{m}_W C_p T$$

E_P se obtiene de la diferencia de entalpías de combustión

$$E_P = E_C - H_{rp} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

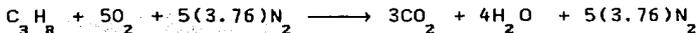
E_C = Entalpía de combustión cuando los productos salen a las condiciones estándar (25°C, 1 atm).

H_{rp} = Entalpía de combustión cuando la temperatura de productos y reactivos difiere de la estándar.

H_{rp} se calcula a partir de las entalpías de formación de los reactivos y productos de la combustión.

Como ejemplo se hace a continuación el cálculo de la entalpía de combustión del gas propano cuando éste y el aire entran a 27°C, los gases de combustión salen a 665 °C manejando un flujo de combustible de 6 Kg/h.

La ecuación de combustión del gas propano con 100 % de aire teórico es,



la entalpía de combustión es,

$$\bar{h}_{rp} = \sum_P n_i (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_T - \bar{h}_{298}^\circ)) - \sum_R n_i (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_T - \bar{h}_{298}^\circ)) \dots \dots (3)$$

= entalpía de combustión de los productos - entalpía de combustión de los reactivos.

Sustituyendo valores para encontrar la entalpía de combustión de los reactivos,

$$\begin{aligned} \bar{h}_r &= n_{C_3H_8} (\bar{h}_f^\circ + \bar{C}_{pp} (300-298))_{C_3H_8} + n_{O_2} (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_{300} - \bar{h}_{298}^\circ))_{O_2} \\ &+ n_{N_2} (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_{300} - \bar{h}_{298}^\circ))_{N_2} = \\ &= (-104,921 + (1.7) (44.1) (300-298)) + 5(54.4) + 18.8(54.4) = \end{aligned}$$

$$= -105,365.3 \text{ KJ/Kg mol.}$$

La entalpía de combustión de los productos se halla de la manera siguiente,

$$\bar{h}_p = n_{\text{CO}_2} (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_{298}^\circ - \bar{h}_{298}^\circ))_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_{298}^\circ - \bar{h}_{298}^\circ))_{\text{H}_2\text{O}} +$$

$$n_{\text{N}_2} (\bar{h}_f^\circ + (\bar{h}_{298}^\circ - \bar{h}_{298}^\circ))_{\text{N}_2} =$$

$$= 3(-393,804 + 30,100.3) + 4(-242,00 + 23,480.7) +$$

$$18.8(19,473.7) = -1'599,083.0 \text{ KJ/Kg mol.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (3),

$$\bar{h}_{rp} = -1'599,083.0 - (-105,365.3) = -1'493,717.7 \text{ KJ/Kg mol.}$$

$$-h_{rp} = 33,871.15 \text{ KJ/Kg comb.}$$

$$-H_{rp} = 203,226.9 \text{ KJ/h}$$

Por lo tanto, el valor de E_p se obtiene sustituyendo valores en la ecuación (2)

$$E_p = (46,355.1 \times 6) - 203,226.9 = 74,903.7 \text{ KJ/h}$$

Para encontrar la energía cedida al medio ambiente (E_{perd}) se sustituyen valores en la ecuación (1),

$$E_{\text{perd.}} = E_c - E_w - E_p$$

La eficiencia de la UCC, es la relación de la energía transferida al agua como es el caso de las calderas o generadores de vapor y el poder calorífico del combustible.

$$\eta_{ucc} = \frac{\text{Energía transferida al agua}}{\text{Poder Calorífico inf. del Combustible}}$$

7) Dar a conocer las conclusiones sobre el desarrollo de la práctica.

	\dot{E}_c	\dot{E}_v	\dot{E}_p	\dot{E}_{perd}
KJ/h				
%	100			

TABLA 1
CAMPO DE REGULACION (EVALUACION DEL QUEMADOR)

LECTURAS CAMPO DE REGULACION: COMBUSTIBLE GAS (LP) *A/C=15						
No.	\dot{m}_C	\dot{m}_A	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA			
			FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						

TABLA 2

LECTURAS CAMPO DE REGULACION: COMBUSTIBLE LIQUIDO _____ *A/C= _____						
No.	\dot{m}_C	\dot{m}_A	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA			
			FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						

TABLA 3

RELACION ESTEQUIOMETRICA Y EFECTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y PERDIDAS DE ENERGIA EN LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION							
A/C	T ₁	T ₂	T ₄	T ₅	\dot{m}_w	\dot{m}_A	\dot{m}_C
11:1							
12:1							
13:1							
14:1							
15:1							
16:1							
17:1							
18:1							
19:1							

TABLA 4
ANALISIS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

DATOS ANALISIS VOLUMETRICO EN BASE SECA						
COMBUSTIBLE EMPLEADO: GAS LP RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = 15 Kg _{aire} / Kg _{combustible}						
A/C	% DE AIRE TEORICO	% DEFICIENCIA O EXCESO DE AIRE	O ₂	CO	CO ₂	N ₂
1	73	27	—	16.06	2.11	81.82
2	80	20	—	11.02	5.84	83.15
3	87	13	—	6.66	9.05	84.29
4	97	3	—	1.39	12.94	85.68
5	100	0	—	—	13.95	86.05
6	107	7	7.97	—	6.5	85.53
7	113	13	8.73	—	6.13	85.14
8	120	20	9.49	—	5.74	84.77
9	127	27	10.16	—	5.41	84.44

TABLA 5

LECTURAS ANALISIS DE GASES PARA DIFERENTES RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE					
COMBUSTIBLE EMPLEADO: GAS LP RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = 15 Kg _{aire} / Kg _{combustible}					
A/C	\dot{m}_A	\dot{m}_C	% O ₂	% CO	% CO ₂
1	3	33			
2	3	36			
3	3	39			
4	3	42			
5	3	45			
6	3	48			
7	3	51			
8	3	54			
9	3	57			

TABLA 6
ANALISIS DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

LECTURAS ANALISIS VOLUMETRICO EN BASE SECA						
COMBUSTIBLE EMPLEADO:			RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = $\frac{Kg_{aire}}{Kg_{combustible}}$			
A/C	% DE AIRE TEORICO	% DEFICIENCIA O EXCESO DE AIRE	% O ₂	% CO	% CO ₂	% N ₂
11:1						
12:1						
13:1						
14:1						
15:1						
16:1						
17:1						
18:1						
19:1						

TABLA 7

LECTURAS ANALISIS DE GASES PARA DIFERENTES RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE					
COMBUSTIBLE EMPLEADO:		RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = $\frac{Kg_{aire}}{Kg_{combustible}}$			
A/C	\dot{m}_A	\dot{m}_C	% O ₂	% CO	% CO ₂
11:1					
12:1					
13:1					
14:1					
15:1					
16:1					
17:1					
18:1					
19:1					

TABLA 8
COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES LIQUIDOS

LECTURAS										
EFECTO DEL CAMBIO DE LA RELACION AIRE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION										
COMBUSTIBLE EMPLEADO:			RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL =				Kg aire / Kg combustible			
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_w	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD			
11:1										
12:1										
13:1										
14:1										
15:1										
16:1										
17:1										
18:1										
19:1										

TABLA 9

LECTURAS										
EFECTO DEL CAMBIO DE LA RELACION AIRE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION										
COMBUSTIBLE EMPLEADO:			RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL =				Kg aire / Kg combustible			
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_w	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD			
11:1										
12:1										
13:1										
14:1										
15:1										
16:1										
17:1										
18:1										
19:1										

TABLA 10
COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS

LECTURAS											
EFECTO DEL CAMBIO DE LA RELACION AIRE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION											
COMBUSTIBLE EMPLEADO:				RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = Kg _{aire} / Kg _{combustible}							
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_w	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₁	T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD				
11:1	10										
12:1	10										
13:1	10										
14:1	10										
15:1	10										
16:1	10										
17:1	10										
18:1	10										
19:1	10										

TABLA 11

LECTURAS											
EFECTO DEL CAMBIO EN EL FLUJO DE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION											
COMBUSTIBLE EMPLEADO:				RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = Kg _{aire} / Kg _{combustible}							
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_w	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₁	T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD				
11:1	8										
12:1	10										
13:1	12										
14:1	14										
15:1	16										

TABLA 12
 COMPARACION DE LA COMBUSTION DE COMBUSTIBLES GASEOSOS

LECTURAS											
EFECTO DEL CAMBIO DE LA RELACION AIRE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION											
COMBUSTIBLE EMPLEADO:			RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = Kg aire / Kg combustible								
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_W	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₁	T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD				
11:1	10										
12:1	10										
13:1	10										
14:1	10										
15:1	10										
16:1	10										
17:1	10										
18:1	10										
19:1	10										

TABLA 13

LECTURAS											
EFECTO DEL CAMBIO EN EL FLUJO DE COMBUSTIBLE EN LA COMBUSTION											
COMBUSTIBLE EMPLEADO:			RELACION AIRE COMBUSTIBLE IDEAL = Kg aire / Kg combustible								
A/C	\dot{m}_C	\dot{m}_A	\dot{m}_W	CARACTERISTICAS DE LA FLAMA				T ₁	T ₂	T ₄	T ₅
				FORMA	COLOR	RUIDO	ESTABILIDAD				
11:1	8										
12:1	10										
13:1	12										
14:1	14										
15:1	16										

PRACTICA No. 4

MOTORES DE VAPOR

MOTORES DE VAPOR

	Página
4.1	OBJETIVOS..... 112
4.2	ACTIVIDADES A REALIZAR..... 112
4.3	EQUIPO Y MATERIAL..... 112
4.4	INTRODUCCION..... 112
4.5	CONCEPTOS FUNDAMENTALES..... 113
4.6	TEORIA GENERAL..... 115
4.6.1	CICLO DE OPERACION DEL MOTOR DE VAPOR... 116
4.6.2	SUPERFICIE DE CONTROL..... 116
4.6.3	DIAGRAMA TEORICO P-V Y T-S TEORICO Y REAL..... 119
4.6.4	CONCEPTOS BASICOS DEL MOTOR DE VAPOR.... 121
4.6.4.1	POTENCIA INDICADA..... 121
4.6.4.2	POTENCIA AL FRENO..... 121
4.6.4.3	POTENCIA PERDIDA EN ROZAMIENTOS..... 121
4.6.4.4	RENDIMIENTO MECANICO..... 121
4.6.4.5	CONSUMO TOTAL DE VAPOR..... 121
4.6.4.6	LINEA WILLANS..... 122
4.6.4.7	CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR..... 122
4.6.4.8	PERDIDAS TERMICAS..... 123
4.6.4.9	CICLO DE RANKINE..... 123
4.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO..... 124
4.7.1	BALANCE DE ENERGIA DEL SISTEMA..... 128
4.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA..... 130
4.8.1	OPERACION DE LA PLANTA..... 130
4.8.2	SECUENCIA DE CALCULOS..... 132
4.8.2.1	POTENCIA AL FRENO..... 132
4.8.2.2	ENERGIA SUMINISTRADA A LA CALDERA..... 132

4.8.2.3	EFICIENCIA TERMICA TOTAL DE LA PLANTA...	132
4.8.2.4	EFICIENCIA DE LA CALDERA.....	133
4.8.2.5	EFICIENCIA ISOENTROPICA DEL MOTOR.....	134
4.8.2.6	CALOR PERDIDO EN EL SISTEMA.....	136
4.8.2.6.1	EN LA CALDERA.....	136
4.8.2.6.2	EN EL MOTOR DE VAPOR.....	137
4.8.2.6.3	EN EL CONDENSADOR.....	138
4.8.2.7	EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE.....	140
4.8.2.8	POTENCIA INDICADA DEL MOTOR.....	140
4.8.2.9	EFICIENCIA INDICADA DEL MOTOR.....	142
4.8.2.10	GRAFICAS.....	142
4.8.2.10.1	LINEA WILLANS.....	142
4.8.2.10.2	LINEA DE PRESION DESPUES DE LA VALVULA...	142
4.8.2.10.3	CURVA CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR.....	142
4.8.2.10.4	POTENCIA DE ROZAMIENTOS.....	144
	TABLA DE TOMA DE LECTURAS.....	145
	TABLA DE RESULTADOS.....	146
	CARTA T-S PARA EL VAPOR.....	147

MOTOR DE VAPOR.

4.1 OBJETIVOS.

Estudio general de la planta de vapor, poniendo énfasis en el motor de vapor, considerando para éste último:

- a) Su comportamiento teórico y.
- b) Las condiciones reales de funcionamiento.

4.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- a) Determinar los parámetros que se indican en la secuencia de cálculos punto (4.11) a diferentes condiciones de operación del motor de vapor.
- b) Graficar las curvas características del motor de vapor como se indica en el punto (4.12).

4.3 EQUIPO Y MATERIAL.

Planta motor de vapor (PLINT)

Dos termómetros.

Cronómetro.

Matraz graduado.

Tacómetro.

4.4 INTRODUCCION.

Actualmente, dado el gran avance tecnológico que se ha tenido en el desarrollo de las turbinas de vapor, el motor de vapor poco a poco está siendo desplazado. Durante mucho tiempo prestó servicio de accionamiento a: generadores eléctricos, bombas, trenes, compresores, transportadores de mineral, etc..

Aunque su funcionamiento crea un exceso de vibraciones y su eficiencia es muy baja (ya que tiene grandes pérdidas caloríficas), su empleo es bien aceptado en industrias donde el vapor de escape (no-condensado) se emplea para efectuar procesos que así lo requieren.

El motor de vapor tiene ciertas ventajas mecánicas como: arrancar con grandes cargas, trabajo a bajas presiones y la reversibilidad del sentido de rotación (gracias a los mecanismos de accionamiento de válvulas de que disponen). Todo esto hace que sea ventajoso su empleo en ciertas áreas de la industria.

4.5 CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

VAPOR DE AGUA.- Propiedades físicas y térmicas del agua cuando se le aplica energía en forma de calor.

CALIDAD DEL VAPOR.- Cuando el vapor se encuentra en un estado saturado y seco, se dice que tiene una calidad de 100%.

ENTALPIA.- Cantidad total de calor en una libra de una sustancia calculada desde la temperatura como base.

ENTROPIA.- Factor que denota la energía de un sistema.

ENERGIA INTERNA.- Es la energía que potencialmente posee un cuerpo simple y sencillamente por estar constituido por materia.

CALOR LATENTE.- Es el calor que se necesita para

cambiar de fase o estado una sustancia líquida en gas sin variar su temperatura.

TEMPERATURA DE SATURACION.- Condición de temperatura y presión en la cual el líquido y el vapor existen simultáneamente.

PRESION.- Fuerza ejercida sobre una superficie.

TEMPERATURA.- Estado físico de un sistema material ligado a su agitación molecular. Potencial térmico.

PROCESO.- Cualquier transformación de un sistema de uno a otro estado de equilibrio.

CICLO.- Serie de eventos que tienen la tendencia a repetirse en el mismo orden.

SISTEMA TERMODINAMICO.- Porción de volumen en un espacio bien delimitado en el que se estudia las variaciones de energía y/o masa.

FRONTERA.- Límites variables o fijos de un sistema que delimitan a un volumen de control.

MEDIO AMBIENTE.- Todo aquello que queda fuera del sistema.

PUNTO MUERTO SUPERIOR.(PMS).- Posición superior máxima que alcanza el émbolo dentro del cilindro.

PUNTO MUERTO INFERIOR. (PMI).- Posición inferior mínima que alcanza el émbolo dentro del cilindro.

CARRERA.- Distancia lineal recorrida por el émbolo desde un punto muerto al otro.

DESPLAZAMIENTO DEL EMBOLO.- Volumen desplazado por el émbolo durante una carrera.

ESPACIO LIBRE O MUERTO.- Es el espacio que queda entre el émbolo (cuando se encuentra en el PMS) y la parte que sella el cilindro.

TRABAJO.- Es la interacción entre un sistema y sus alrededores.

4.6 TEORIA GENERAL. (MOTOR DE VAPOR).

El motor de vapor *es una máquina que trabaja a presión.* Su función es convertir la energía calorífica y cinética contenida en el vapor de agua (procedente de un generador) en energía de rotación en una flecha (cigüeñal). Este objetivo se logra gracias a que el motor de vapor es básicamente un mecanismo *corredera-biela-manibela,* donde la corredera (pistón) se desplaza a lo largo de un cilindro. El vapor se expande en el cilindro del motor cediendo energía cinética y de presión sobre el pistón, mismo que se desplaza hacia el punto muerto inferior (PMI) ocasionado con ello una reducción de velocidad y una caída de presión en el vapor de agua.

4.6.1 CICLO DE OPERACION DEL MOTOR DE VAPOR.

El movimiento del pistón perfectamente sincronizado con el movimiento de las válvulas abre el orificio de entrada de vapor y cierra el orificio de salida. Fig. 4.1. Entonces el vapor admitido en la parte superior del pistón empuja a éste hacia abajo. Cuando el pistón se encuentra casi a la mitad de su desplazamiento, se cierra la apertura de entrada de vapor y se realiza a continuación el proceso de expansión, obligando al pistón a desplazarse hasta el (PMI). La inercia del motor hace que el pistón inicie el regreso permitiendo al mismo tiempo la salida del vapor a través de la válvula de escape que se encuentra abierta. Cuando el pistón rebasa más de la mitad de la carrera de retorno, la válvula de escape se cierra y una parte del vapor (que ya cedió su energía) se comprime con la cara posterior del pistón. Al alcanzar el (PMS) se abre nuevamente la válvula de admisión y entonces el ciclo se repite.

Los motores de vapor están provistos de un sistema automático de regulación de velocidad. Su función es la de *disminuir o aumentar la potencia* según la aplicación y/o requerimientos. Se prefiere que el mecanismo regulador tome posiciones bien definidas para tener así velocidades y potencias que no varíen, es decir, que sean estables. Generalmente, estos mecanismos reguladores de velocidad funcionan *estrangulando la máquina o variando el volumen de vapor admitido en el interior de la misma.*

4.6.2 SUPERFICIE DE CONTROL.

Cuando se realiza un análisis en sistemas abiertos, resulta difícil identificar con precisión una masa de control

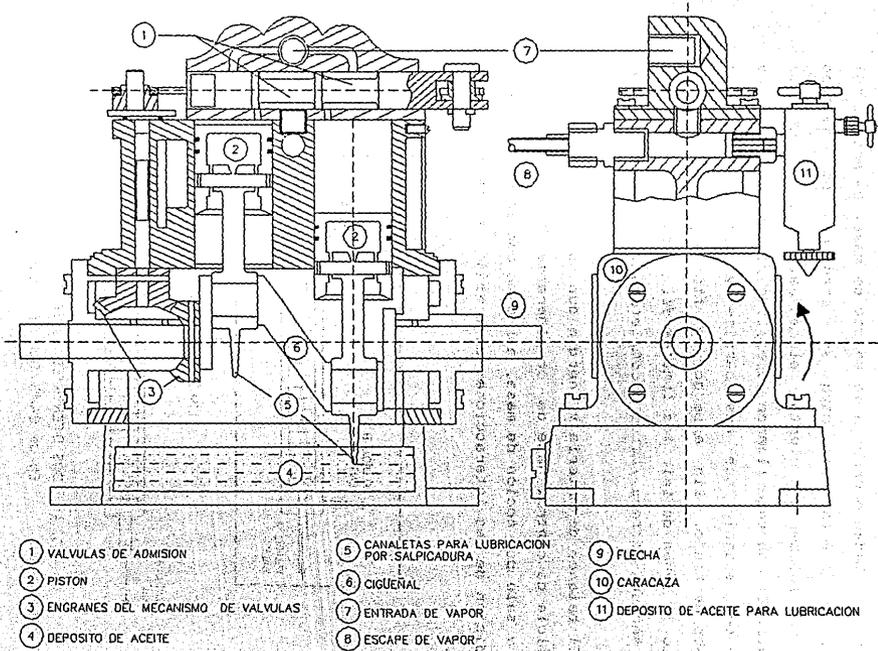


FIG. 4.1 CORTE SECCIONAL DEL MOTOR DE VAPOR

y más difícil aún cuantificar las interacciones de calor y trabajo que puedan ocurrir a la unidad de masa. De hecho, al seleccionar cierta zona para su estudio, no debemos limitarnos solamente a ciertos elementos, sino a todo el conjunto. El conjunto llamado *superficie de control* es una región del espacio que nos permite y facilita analizar procesos de flujo. Sin embargo, a fin de garantizar el estudio se deben definir los *límites del sistema*, que bien puede ser una *barrera física o completamente imaginaria*. Fig. 4.2.

El balance de materia y energía que se realice en la superficie de control debe de considerarse la energía que entra y sale por acción de masa, así como considerar también la medición de las interacciones de trabajo y calor en el mismo.

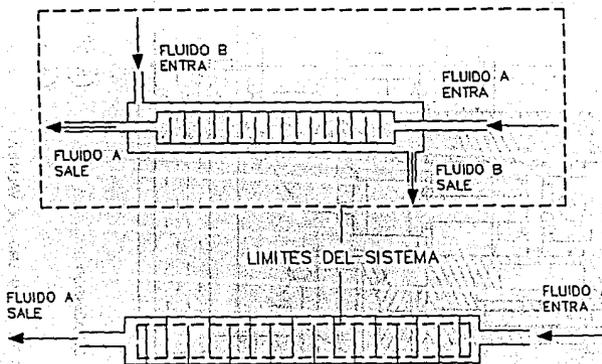


FIG. 4.2 DOS DIFERENTES SUPERFICIES DE CONTROL EN UN CAMBIADOR DE CALOR.

4.6.3 DIAGRAMA TEORICO P-v Y T-s TEORICO Y REAL.

El ciclo de operación del motor de vapor se representa termodinámicamente por medio de los diagramas P-v y T-s como en la figura 4.3. El ciclo consta de los siguientes procesos:

A - B Proceso a presión constante, donde ocurre la admisión del vapor.

B - C Proceso isoentrópico de expansión de vapor. Aquí se desarrolla el trabajo del ciclo.

C - D Proceso isobárico de expansión de vapor. Absorbe parte del trabajo.

Cuando se obtiene un diagrama P-v real (de un diagramador acoplado directamente al motor de vapor), como el que se ilustra en la fig. 4.4, se observa que difiere en mucho al teórico.

En términos generales las diferencias radican debido a causas como:

- 1.- Pérdidas de calor debido a la expansión del vapor.
- 2.- La existencia de un volumen muerto.
- 3.- La caída de presión en la línea de vapor.
- 4.- Al cierre de las válvulas que no es instantáneo.
- 5.- La condensación inicial de una parte del vapor en las paredes del cilindro.
- 6.- Etc...

4.6.4 CONCEPTOS BASICOS DEL MOTOR DEL VAPOR.

4.6.4.1 POTENCIA INDICADA.

Es la expresión que indica la potencia cedida por el pistón. Puede determinarse también con un graficador acoplado a la máquina. En máquinas de más de un cilindro, la potencia indicada es la suma de las potencias indicadas de todos los cilindros.

4.6.4.2 POTENCIA AL FRENO.

Es la potencia útil que cede el cigüeñal o desarrolla el volante de una máquina. La potencia al freno es siempre más pequeña que la potencia indicada.

4.6.4.3 POTENCIA PERDIDA EN ROZAMIENTOS.

Es la energía mecánica perdida en un segundo de una máquina y es igual a la diferencia entre la potencia indicada y al freno. La potencia perdida en rozamientos es mayor en las máquinas policilíndricas.

4.6.4.4 RENDIMIENTO MECANICO.

La relación entre la potencia útil y la potencia desarrollada dentro del cilindro (potencia indicada) constituye el rendimiento mecánico. Los rendimientos mecánicos de las máquinas de vapor (85-95%) dependen del tipo y calidad de la máquina. El rendimiento mecánico de un máquina varía con la carga, aumentando desde pequeñas cargas hasta un máximo el cual decrece si la carga sigue en aumento.

4.6.4.5 CONSUMO TOTAL DE VAPOR.

Es el consumo de vapor en los cilindros, camisas de

vapor y los recalentadores en una hora. Es función de la carga aplicada a la máquina.

4.6.4.6 LINEA WILLANS.

Gráficamente, el consumo total de vapor por hora puede representarse por una línea (Willans). Esta, generalmente una recta, es una característica de las máquinas de vapor reciprocante y representa el consumo de vapor contra la salida de potencia indicada o al freno a velocidad constante.

Gracias a estos gráficos es posible obtener valores de consumo total de vapor a cargas desconocidas, siempre y cuando las curvas sean completas, es decir, no se tenga la necesidad de interpolar o extrapolar valores.

La forma de la línea Willans depende del sistema de regulación de velocidad de que disponga la máquina. Es una recta si el sistema consta de regulación por estrangulación y resulta una curva con pendiente descendente si la máquina se controla con reguladores de "cierre de admisión" automáticos.

4.6.4.7 CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR.

Se denomina así a la masa de vapor suministrado a una máquina por KW-h. Este valor puede referirse a la potencia: indicada o al freno y depende de los siguientes parámetros:

- 1.- Presión y temperatura inicial del vapor.
- 2.- Presión de escape.
- 3.- Número de expansiones del vapor.
- 4.- Número de cilindros empleados en la expansión.
- 5.- Tipo de regulador.
- 6.- Válvulas y mecanismos.
- 7.- % de la potencia nominal desarrollada.

- 8.- Tipo de máquina (contracorriente o equicorriente).
- 9.- Diseño mecánico y construcción.
- 10.- Aislamiento de los cilindros.
- 11.- Camisas de vapor y recalentadores.

4.6.4.8 PERDIDAS TERMICAS.

El consumo de vapor y el rendimiento de una máquina de vapor son afectados seriamente por factores tales como:

- 1.- Entalpía de vapor de escape.
- 2.- Condensación inicial.
- 3.- Reevaporación.
- 4.- Expansión incompleta.
- 5.- Fugas.
- 6.- Radiación.
- 7.- Volumen de espacio perjudicial.
- 8.- Rozamiento entre partes mecánicas.

4.6.4.9 CICLO DE RANKINE.

El ciclo cerrado de vapor Rankine representa el más simple de todos los ciclos de vapor. En la práctica consta de cuatro dispositivos, los cuales interconectados de manera conveniente operan satisfactoriamente.

El funcionamiento ideal de una planta de potencia se representa por el ciclo Rankine. Este ciclo de vapor se representa por 1-2-3-4 en la fig. 4.5 a).

El punto 1 representa la presión y la temperatura en la caldera. La línea 1-2 indica la adición de calor latente a presión constante a la caldera. El punto 2 representa las condiciones de vapor en la caldera. La línea 2-3 representa la expansión adiabática del vapor hasta la presión

atmosférica. Finalmente, 3-4 representa la condensación a temperatura constante y 4-1 el bombeo del agua de condensado a la caldera.

El calor transferido a la caldera puede ser producto de la combustión de combustibles normales o de un reactor nuclear. El área limitada por A-1-2-2'-8-A en el diagrama T-S de la fig. 4.5 b) representa dicho calor mientras que A-4-3-8-A representa el calor extraído al fluido en el condensador. De modo que, el trabajo neto está representado por la diferencia de calor de entrada y el de rechazo.

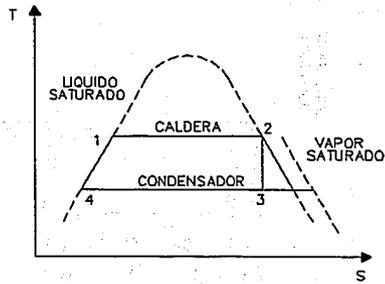
Así que $W_{neto} = 4-1-2-2'-3-4$.

4.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

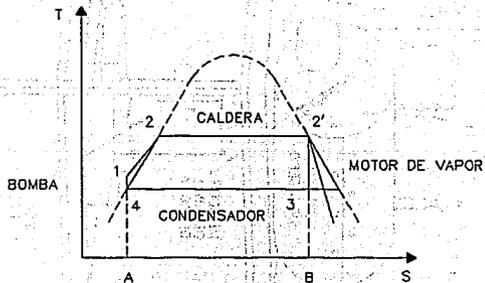
La planta de vapor consta de un motor de vapor lubricado por salpicadura. Fig. 4.6. Este tiene un cárter totalmente cerrado. Sobre la cabeza del pistón se tiene una válvula de acero inoxidable accionada por medio de un engranaje cónico y una flecha vertical. La lubricación de la válvula del pistón es provista por medio de un lubricador de desplazamiento, mientras que en el cárter se dispone de un conducto acoplado a un dren (llave de purga).

Un freno de banda acoplado a un par de dinamómetros de resortes absorben la potencia del motor. La diferencia de las lecturas de ambos es el par aplicado.

La caldera es de acero y está probada dos veces a la máxima presión de trabajo. El calor se suministra por medio de dos resistencias de inmersión, cada una de 3 Kw de capacidad. La caldera está provista de un interruptor térmico que opera para la seguridad de la misma en caso de que el



a)



b)

FIG. 4.5 DIAGRAMA T-s. REPRESENTACION DEL CICLO DE RANKINE IDEAL DE UNA PLANTA DE VAPOR

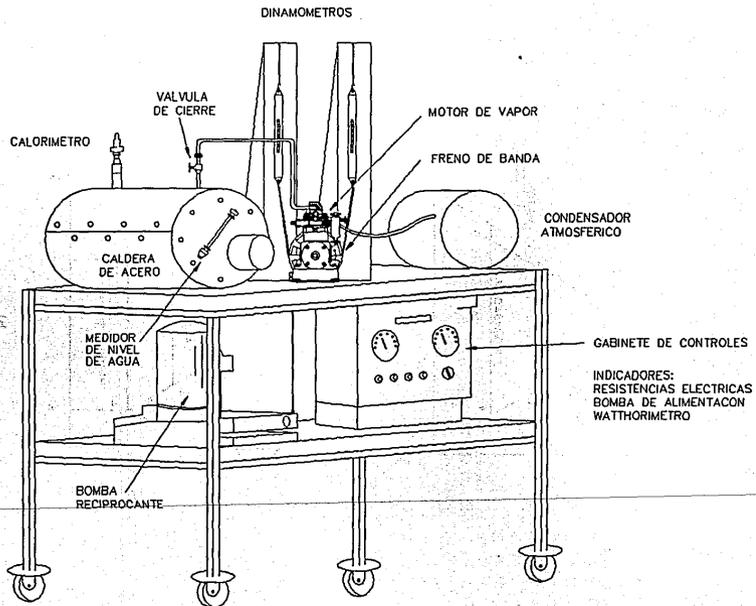


FIG. 4.6 PLANTA MOTOR DE VAPOR.

nivel de agua de la caldera estuviera por debajo del nivel mínimo de seguridad. También está provista de una válvula de seguridad regulada por medio de un resorte. Posee además una válvula de desahúe y un medidor de nivel de agua. El flujo de vapor a la máquina (motor de vapor) se regula por medio de una válvula de cierre (globo). El agua de alimentación es suministrada a la caldera por medio de una bomba reciprocante accionada eléctricamente, la cual aspira el agua contenida en el recipiente plástico por medio de una manguera flexible y la suministra a través de una válvula check. La tubería de suministro de la bomba de alimentación contiene una llave de venteo para usarla cuando se está cebando la bomba.

El vapor que sale del motor es colectado por medio de una manguera flexible al condensador atmosférico. Este condensador está integrado por un tubo de cobre en espiral en donde circula agua de enfriamiento destinada para condensar el vapor que sale del motor. El condensador se drena por una conexión situada debajo del mismo. Al realizar la práctica la cantidad de condensado deberá medirse en un recipiente graduado (vaso de precipitados).

El gabinete de controles eléctricos contiene: aislador, interruptores de control individuales, indicadores con iluminación para las resistencias internas y la bomba de alimentación, así como un wathorimetro.

Lo integran además: manómetros que indican la presión de entrada a la caldera y al motor, termómetros para registrar la temperatura del agua de enfriamiento en el condensador a la entrada y salida. Se tiene también un calorímetro de expansión para obtener la calidad de vapor.

La planta de vapor (Plint) está diseñada para estudiar y

evaluar el ciclo de vapor Rankine, así como el funcionamiento de un motor de vapor a diferentes condiciones de operación.

Al operar la planta, primero debemos suministrar agua a la caldera por medio de la bomba hasta el nivel máximo permisible (ver nivel indicado). Posteriormente, con la válvula de seguridad y calorímetros abiertos se pone a funcionar los calentadores eléctricos hasta que el agua alcance su punto de ebullición. Cuando se observe una salida uniforme de vapor por el calorímetro, se cierra la válvula de la caldera y del calorímetro y se permite que la presión en la caldera alcance una presión de 300 Kw/m^2 Manométrica.

El funcionamiento del motor de vapor de la planta Plint permite tomar una serie de mediciones de salida de potencia y flujo de vapor a velocidad constante para un rango de presión amplio de la válvula de globo. Se recomienda tomar lecturas de diez puntos de prueba igualmente espaciados desde cero carga a carga total. Con esto es posible evaluar el equipo con un alto grado de confiabilidad.

4.7.1 BALANCE DE ENERGIA DEL SISTEMA.

El sistema termodinámico de la figura 4.7 ilustra el flujo de vapor y agua de condensación. Representa además varias superficies de control de la planta en estudio. El sistema está basado en la primera Ley de la termodinámica como ecuación de energía de flujo estable.

Considerando el sistema completo: caldera, motor y condensador, delimitado por la línea punteada (límites del sistema), la ecuación de energía de flujo estable se escribe:

$$\dot{W}_1 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2 - \dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 - \dot{Q}_5 + m_1 h_1 - m_2 h_2 \quad (1)$$

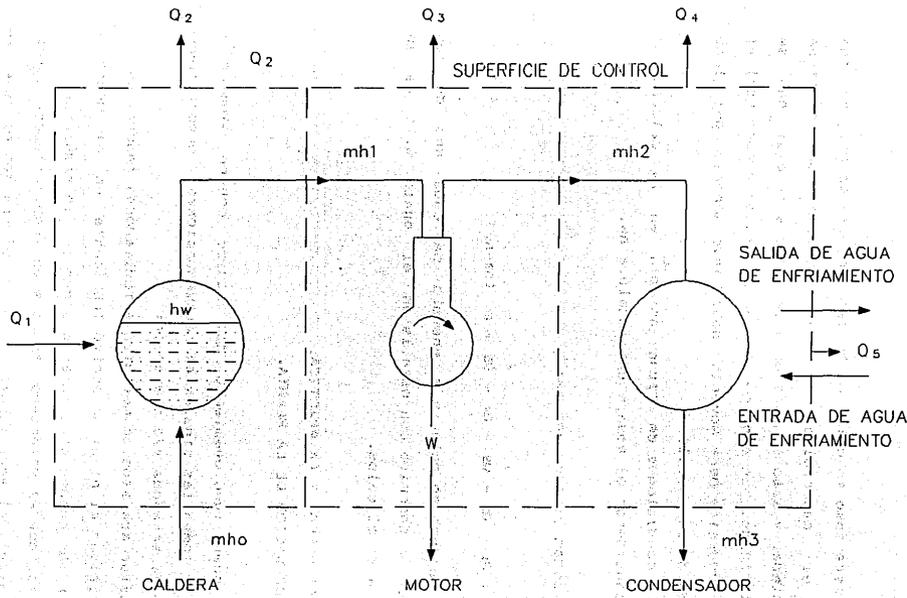


FIG. 4.7 SISTEMA TERMODINAMICO DE LA PLANTA DE VAPOR.

En este caso se omite el trabajo de la bomba, ya que durante el desarrollo de la práctica se mantiene desconectada, y solo se considera la energía inicial que se le da al fluido. Sin embargo, en una planta de vapor real el trabajo requerido para moverla debe involucrarse del lado izquierdo de la ecuación 1.

Para condiciones de flujo estable en la caldera se deberá considerar el agua a una entalpía h_w .

En estas circunstancias:

$$W_1 = Q_1 - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 + m_w (h_3 - h_w) \quad (2)$$

El balance de materia y energía de cada uno de los elementos se describe con detalle en el punto 4.1) de la secuencia de cálculos.

4.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

4.8.1 OPERACION DE LA PLANTA.

El buen funcionamiento del equipo ocurre siempre y cuando se tomen las siguientes recomendaciones y precauciones durante el arranque y/o operación:

- a) Ajustar aparatos de medición e indicadores requeridos.
- b) Verificar el nivel de aceite lubricante en el motor y lubricar los componentes mecánicos que así lo requieran.
- c) Evitar que el calentador trabaje en seco. Debemos cuidar que el nivel del agua (tratada) en la caldera sea el que se indica.
- d) Verificar que no se encuentren bloqueados manduerras y

medidores de flujo de agua, así como del buen funcionamiento de válvulas.

e) No permitir que el vapor salido del motor retorne a la caldera, de lo contrario causará serios problemas en el proceso de transferencia de calor y a las resistencias calefactoras. Al poner en funcionamiento la bomba de alimentación, no debe operar con aire, es decir, debemos cebarla. Aplicar la carga a los dinamómetros cuando en la caldera exista una presión de 40 Kw/m^2 . Enseguida abrir la válvula de globo y girar el motor con la mano en el sentido de las manecillas del reloj (vista la máquina de frente). En caso de que se presente una resistencia inicial a la rotación, significa que existe acumulación de condensado en el cilindro, por lo que debemos de retirarlo. Si no existen problemas, permitir el flujo de agua de enfriamiento ajustando a 100 l/h.

f) No exceder de 2500 rpm, la velocidad de la máquina. La velocidad óptima de funcionamiento es 1800 rpm.

g) Antes de tomar las lecturas debemos esperar a que la máquina funcione a condiciones estables de presión, temperatura, velocidad, etc. Por tanto, debemos esperar al menos 10 minutos de funcionamiento continuo.

h) La toma de lecturas de la tabla 4.1 debe realizarse a velocidad constante de 2000 rpm, y con diferencia entre los dinamómetros de 6 a 8 Nv.

La tabla de lecturas 4.2 debe llenarse para una velocidad constante de 2000 rpm. Los valores obtenidos deben utilizarse para trazar la línea Willans.

4.8.2 SECUENCIA DE CALCULOS.

4.8.2.1 POTENCIA AL FRENO.

La potencia al freno del motor se calcula:

$$W_1 = 0.00595 (F_1 - F_2) N \quad [W]$$

Donde:

0.00595 - Cte. al freno.

W_1 - Potencia al freno.

N - Revoluciones por minuto [rpm]

F_1, F_2 - Fuerza en los dinamómetros [N]

4.8.2.2 ENERGIA SUMINISTRADA A LA CALDERA.

$$Q_1 = \frac{x}{t} \quad [W]$$

Donde:

Q_1 - Energía suministrada a la caldera. [W]

"x" - Energía consumida. [Watts-h]

t - Tiempo del experimento [s]

4.8.2.3 EFICIENCIA TERMICA TOTAL DE LA PLANTA.

$$\eta_t = \frac{W_1}{Q_1 + m \cdot v (h_v - h_a)} \quad [\%]$$

$$m \cdot v = \frac{\rho \cdot V}{t} \quad [Kg/s]$$

Donde:

\dot{m}_v - Masa del condensado. [Kg/s]

ρ - Densidad del agua. [Kg/m³]

V_c - Volumen de condensado. [m³]

t - Tiempo del experimento. [s]

$h_v = C_p T_v$ [KJ/kg]

Donde:

C_p - Calor específico del agua = 4.186 [KJ/Kg °C]

T_v - Temperatura del agua dentro de la caldera. [°C]

$h_a = C_p T_a$ [KJ/Kg]

Donde:

h_a - Entalpia del condensado [KJ/Kg]

C_p - Calor específico del agua = 4.186 [KJ/Kg °C]

T_a - Temperatura del condensado [°C]

4.8.2.4 EFICIENCIA DE LA CALDERA.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_v (h_1 - h_v)}{\dot{Q}_t} \quad [\%]$$

h_1 de Tablas de vapor sobrecalentado @ $T_z =$
 $P_A = 0.79 \text{ bar}$

Donde:

\dot{m}_v - Masa de vapor [Kg/s]

h_1 - Entalpia del vapor a la salida del calorímetro. [KJ/Kg]

h_v - Entalpia del agua en la caldera. [KJ/Kg]

\dot{Q}_t - Energía suministrada a la caldera. [W]

4.8.2.5 EFICIENCIA ISENTROPICA DEL MOTOR.

$$N_m = \frac{\dot{W}_1}{\dot{m}_v (h_1 - h_2)} \quad [\%]$$

Donde:

\dot{W}_1 - Potencia al freno. [W]

\dot{m}_v - Masa de vapor. [Kg/s]

h_1 - Entalpía de agua a la salida del calorímetro. [KJ/Kg]

h_2 - Entalpía del agua en la caldera. [KJ/Kg]

La entalpía h_2 se obtiene calculando primero la calidad de la mezcla en 1. Para ello se requiere determinar las propiedades térmicas del vapor de agua en el punto 1 del diagrama T-S de la figura 4.8.

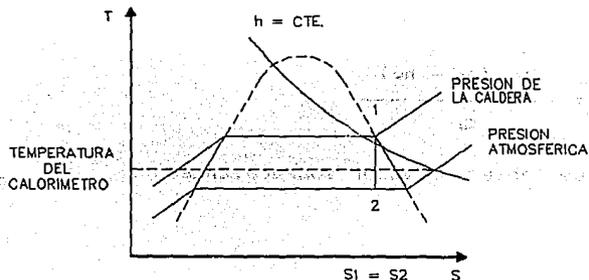


FIG. 4.8 DIAGRAMA T-s PARA UNA PLANTA DE VAPOR.

Como:

$$h_1 = h_{f1} + X_1 - h_{fg1}$$

$$X_1 = \frac{h_1 - h_{f1}}{h_{fg1}}$$

h_{f1} y h_{fg1} Se obtienen de tablas de saturación de vapor.

@ P_1

Donde:

h_{f1} - Entalpía del líquido saturado en 1 [KJ/Kg]

h_{fg1} - Entalpía de vaporización en 1 [KJ/Kg]

X_1 - Calidad del vapor a la salida de la caldera.

Luego, la entropía en 1 se calcula auxiliándonos de la ecuación de las entropías en ese punto.

$$S_1 = S_{f1} + X_1 S_{fg1}$$

S_{f1} y S_{fg1} Se obtienen de tablas de saturación de vapor.

@ P_1

Donde:

S_{f1} - Entropía del fluido. [KJ/Kg °C]

S_{fg1} - Entropía del fluido-gas. [KJ/Kg °C]

X_1 - Calidad del vapor.

De la figura 4.8 vemos que $S_1 = S_2$, de modo que calcular las propiedades del vapor a la salida resulta sencillo.

Así que, considerando que:

$$S_1 = S_2 = S_{f2} + X_2 S_{fg2}$$

$$X_2 = \frac{S_1 - S_{f2}}{S_{fg2}}$$

S_{f2} ; S_{fg2} Se obtienen de tablas de saturación de vapor.

@ PA

y la entalpía en el punto 2 es finalmente:

$$h_2 = h_{f2} + X_2 h_{fg2} \quad \text{[KJ/Kg]}$$

h_{f2} ; h_{fg2} Se obtienen de tablas de vapor @ PA.

El comportamiento de la planta del motor de vapor se puede graficar en la carta de vapor T-S anexo al final de esta práctica. Para ello se requieren los valores de presión y temperatura tanto del condensador como de la caldera. Esta es una opción que nos permite conocer valores de entalpías, entropías y calidad de la mezcla y otros parámetros para las condiciones de trabajo dadas sin el empleo de fórmulas. Compare los resultados obtenidos en ambos casos.

4.8.2.6 CALOR PERDIDO EN EL SISTEMA.

4.8.2.6.1 EN LA CALDERA.

Considerando la superficie de control de la figura 4.9 a), la ecuación de energía de flujo estable se escribe:

Con bomba:

$$\dot{Q}_1 + \dot{m}_v h_0 = \dot{Q}_2 + \dot{m}_v h_1$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 + \dot{m}_v (h_0 - h_1) \quad [W]$$

Sin bomba:

$$\dot{Q}_1 + \dot{m}_v h_v = \dot{Q}_2 + \dot{m}_v (h_v - h_1)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 + \dot{m}_v (h_v - h_1) \quad [W]$$

Donde:

\dot{Q}_1 - Energía suministrada en la caldera. [W]

\dot{Q}_2 - Calor perdido en la caldera. [W]

h_0 - Entalpía del agua de alimentación. [KJ/Kg]

h_1 - Entalpía del vapor a la salida de la caldera. [KJ/Kg]

h_v - Entalpía del agua en la caldera. [KJ/Kg]

\dot{m}_v - Masa del condensado. [Kg/s]

4.8.2.6.2 EN EL MOTOR DE VAPOR.

El balance de energía del motor de vapor delimitado por la superficie de control se muestra en la fib. 4.9 b) y la ecuación de flujo estable del mismo queda:

$$\dot{m}_v h_1 = \dot{Q}_3 + \dot{m}_v h_2 + \dot{Q}_4$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_v (h_1 - h_2) - \dot{Q}_4 \quad [W]$$

Donde:

\dot{Q}_3 - Calor perdido en el motor. [W]

\dot{m}_v - Masa del condensado. [Kg/s]

h_1 - Entalpía del vapor a la entrada del motor. [KJ/Kg]

h_2 - Entalpía del vapor a la salida

del motor.

[KJ/Kg]

\dot{w}_1 - Potencia al freno.

[W]

4.8.2.6.3 EN EL CONDENSADOR.

De la figura 4.9 c) se tiene:

$$\dot{m}_v h_2 = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{m}_v h_3$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{m}_v (h_2 - h_3) - \dot{Q}_5 \quad [W]$$

\dot{Q}_5 - Energía que el agua de enfriamiento
retira del condensador.

[W]

$$\dot{Q}_5 = \dot{m}_v C_p (t_s - t_e)$$

[W]

$$\dot{Q}_4 = \dot{m}_v (h_2 - h_3) - \dot{m}_v C_p (t_s - t_e) \quad [W]$$

Donde:

\dot{Q}_4 - Calor perdido en el condensador. [Kw]

\dot{m}_v - Flujo de agua de enfriamiento. [Kg/s]

h_2 - Entalpía del vapor a la entrada
del condensador. [KJ/Kg]

h_3 - Entalpía específica del condensador. [KJ/Kg]

C_p - Calor específico del agua = 4.186 [KJ/Kg °C]

t_s - Temperatura del agua de enfriamiento
a la salida. [°C]

t_e - Temperatura del agua de enfriamiento
a la entrada. [°C]

Si consideramos al motor de vapor y condensador como un

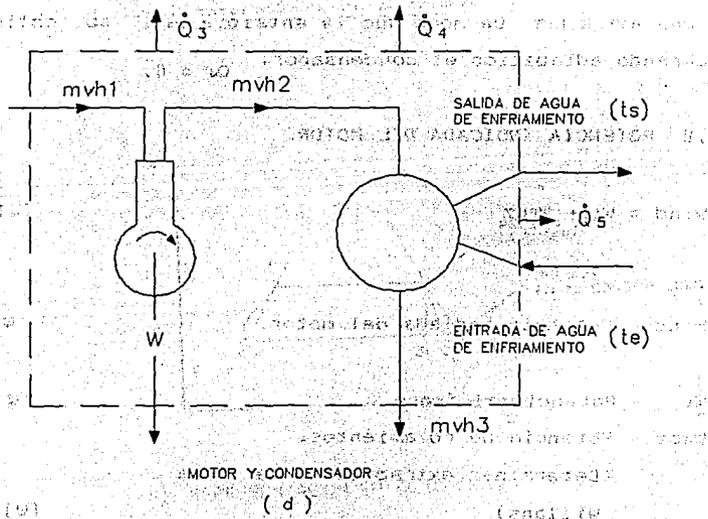
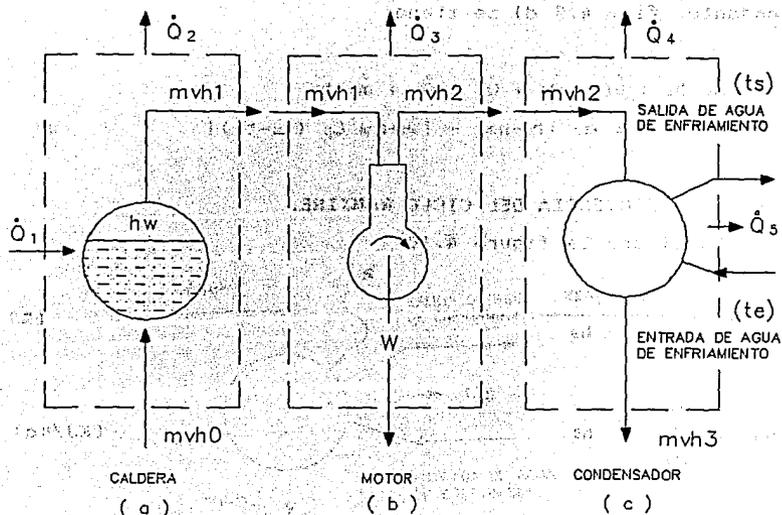


FIG. 4.9 SUPERFICIES DE CONTROL DE LOS ELEMENTOS DE LA PLANTA DE VAPOR.

conjunto, fig. 4.9 d) se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v h_1 &= \dot{W}_1 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{m}_v h_3 \\ \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 &= \dot{m}_v (h_1 - h_3) - [\dot{W}_1 + \dot{m}_v C_p (t_5 - t_3)] \end{aligned} \quad [W]$$

4.8.2.7 EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE.

Considere la figura 4.10

$$\eta_{C.R.} = \frac{h_1 - h_{2R}}{h_1 - h_3} \quad [%]$$

$$h_{2R} = \frac{\dot{Q}_5}{\dot{m}_v} + h_3 \quad [KJ/Kg]$$

Como el proceso de 1-2 no es realmente isoentrópico, se tiene que $h_{2R} \neq h_{2T}$. De modo que la entalpía h_{2R} , se obtiene considerando adiabático el condensador. $\dot{Q}_4 = 0$.

4.8.2.8 POTENCIA INDICADA DEL MOTOR.

$$\dot{W}_{ind} = \dot{W}_1 + \dot{W}_{ROZ} \quad [W]$$

Donde:

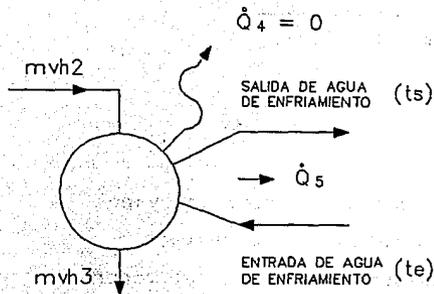
\dot{W}_{ind} - Potencia indicada del motor. [W]

\dot{W}_1 - Potencia al freno. [W]

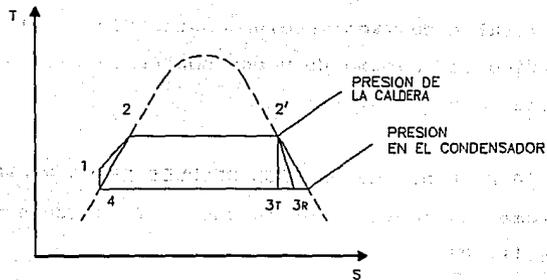
\dot{W}_{ROZ} - Potencia de rozamientos.

(Determinar extrapolando la línea

Willans) [W]



a) REPRESENTACION EN EL EQUIPO.



b) REPRESENTACION EN EL DIAGRAMA T-s.

FIG. 4.10 CONDENSADOR CONSIDERADO ADIABATICO.

4.8.2.9 EFICIENCIA INDICADA DEL MOTOR.

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{\dot{m}_v (h_1 - h_2)} \quad [2]$$

Donde:

W_{ind} - Potencia indicada [W]

\dot{m}_v - Masa de Vapor. [Kg/s]

h_1 - Entalpia específica del vapor
a la salida de la caldera. [KJ/Kg]

h_2 - Entalpia específica del vapor
a la salida del motor. [KJ/Kg]

4.8.2.10 GRAFICAS (CURVAS CARACTERISTICAS)

4.8.2.10.1 LINEA WILLANS.

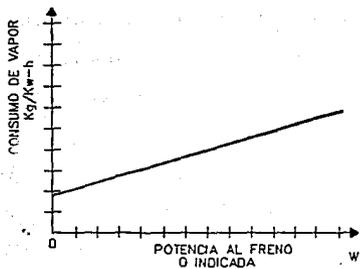
Esta línea generalmente una recta es una característica de la máquina de vapor reciprocante. Fig. 4.11 a). Representa el grafico de consumo de vapor contra la salida de potencia a velocidad constante.

4.8.2.10.2 LINEA DE PRESION DESPUES DE LA VALVULA.

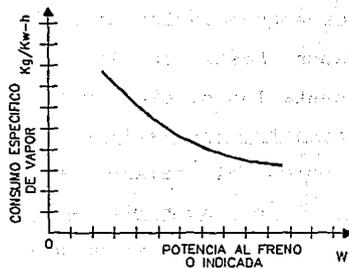
Tome las lecturas de la tabla y trácese como indica. Fig. 4.11. b).

4.8.2.10.3 CURVA CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR.

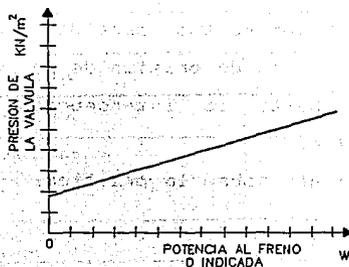
Esta curva se traza con los datos de la tabla de lecturas y se refieren a la potencia indicada o a la potencia al freno contra el consumo específico de vapor. Fig. 4.11 c).



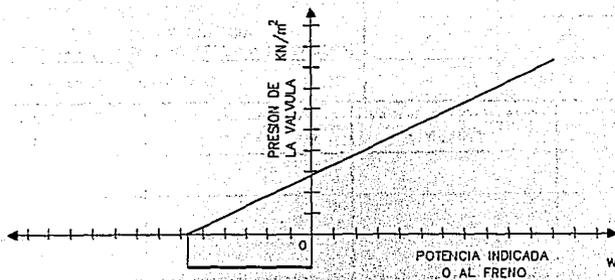
a) LINEA WILLANS



b) CURVA CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR



c) LINEA DE PRESION DESPUES DE LA VALVULA



d) POTENCIA DE ROZAMIENTOS

FIG. 4.11 CURVAS CARACTERISTICAS DEL MOTOR DE VAPOR

4.8.2.10.4 POTENCIA DE ROZAMIENTOS.

La extrapolación de la línea Willans, desde cero consumo de vapor hasta su intersección con el eje horizontal representa las pérdidas mecánicas de la máquina de vapor recíprocante. Fig. 4.11 d).

Debido al tamaño tan pequeño del equipo y a la proporción de vapor que se condensa en el cilindro a causa de la alta relación de volumen en el cilindro, no se recomienda usar el método de extrapolación de la línea Willans en este caso.

Para estimar el valor de las pérdidas por rozamiento, debemos extrapolar la línea de presión de la válvula contra potencia de salida hasta la intersección con el eje horizontal. Fig. 4.11 c).

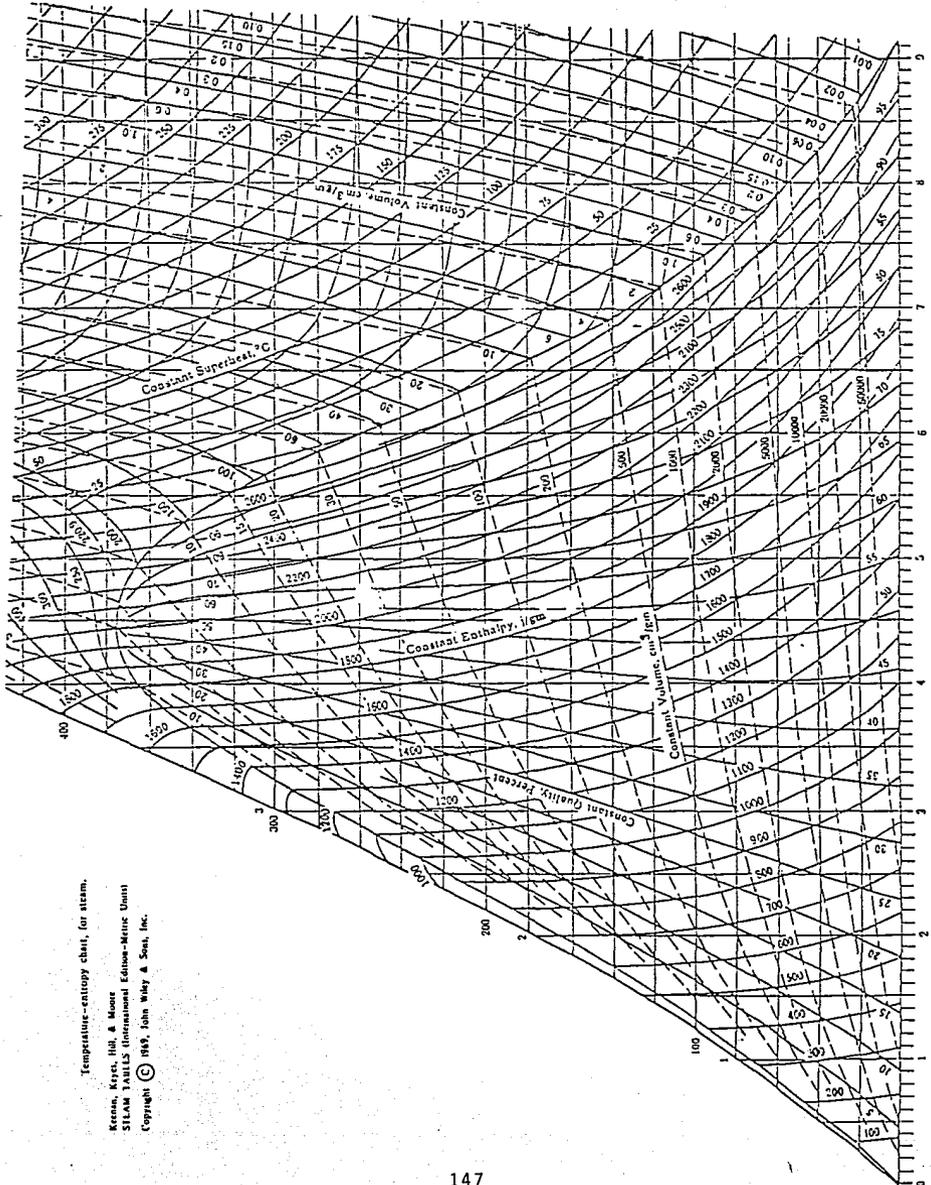
Dar sus conclusiones sobre la práctica.

TABLA 4.1 TABLA DE TOMA DE LECTURAS.

TABLA DE TOMA DE LECTURAS				
DESCRIPCION		REFERENCIA	UNIDAD	LECTURA
PRESION	ATMOSFERICA DE LA CALDERA	P_A	KN/m^2	
	ABSOLUTA DE LA CALDERA	P_1		
	ABSOLUTA DE LA VALV. DE CONTROL	P_2		
FLUJO DE MASA	VAPOR (CONDENSADO)	\dot{m}_v	Kg/s	
	AGUA DE ENFRIAMIENTO	\dot{m}_w		
TEMPERATURA	VAPOR DE LA CALDERA	T_1	$^{\circ}\text{C}$	
	VAPOR EN EL CALORIMETRO	T_2		
	CONDENSADO	T_3		
	AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR	T_e		
	AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA SALIDA DEL CONDENSADOR	T_s		
OTROS	CONSUMO DE ENERGIA (POTENCIA ELECTRICA SUMINISTRADA A LA CALDERA)	x	Kw-h	
	TIEMPO DEL EXPERIMENTO	t	s	
VEL. DEL MOTOR (rpm)	DINAMOMETRO ($F_1 - F_2$) N	VAPOR CONDENSADO (Kg/s)	PRESION ABSOLUTA DE LA VALVULA DE CONTROL KN/m^2	
2000				
2000				
2000				
2000				
2000				

TABLA 4.2 TABLA DE RESULTADOS.

TABLA DE RESULTADOS				
No.	DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	RESULTADO
1	POTENCIA AL FRENO ENTREGADA POR EL MOTOR	\dot{w}_1	W	
2	ENERGIA SUMINISTRADA A LA CALDERA	\dot{Q}_1		
3	EFICIENCIA TERMICA TOTAL DE LA PLANTA	η_t	%	
4	EFICIENCIA DE LA CALDERA	η_c		
5	EFICIENCIA ISENTROPICA DEL MOTOR	η_m		
6	CALOR PERDIDO EN LA CALDERA	\dot{Q}_2	W	
7	CALOR PERDIDO EN EL MOTOR Y EN EL CONDENSADOR	$\dot{Q}_3 + \dot{Q}_4$		
8	ENERGIA RETIRADA POR EL AGUA EN EL CONDENSADOR	\dot{Q}_5		
9	EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE	η_{CR}	%	
10	POTENCIA INDICADA DEL MOTOR	\dot{w}_{ind}		
11	EFICIENCIA INDICADA DEL MOTOR	η_{ind}		
12	CALIDAD DE LA MEZCLA (PUNTO 1)	x_1		
13	CALIDAD DE LA MEZCLA (PUNTO 2)	x_2		
14	ENTALPIA ESPECIFICA DEL AGUA DE ALIMENTACION	h_0	KJ/Kg	
15	ENTALPIA ESPECIFICA DEL AGUA EN LA CALDERA	h_w		
16	ENTALPIA ESPECIFICA DEL VAPOR A LA SALIDA DE LA CALDERA	h_1		
17	ENTALPIA ESPECIFICA DEL VAPOR A LA ENTRADA DEL MOTOR	h_2		
18	ENTALPIA ESPECIFICA DEL CONDENSADO	h_3		



Temperature-entropy chart, for steam.

Kern, Reyer, Ltd. & Moore
 STEAM TABLES (International Edition—Metric Units)
 Copyright © 1957, John Wiley & Sons, Inc.

Entropy, Joules/Gram Deg. Kelvin

PRACTICA No. 5

CICLO DE RANKINE Y TURBINA DE VAPOR

CICLO RANKINE Y TURBINA DE VAPOR

		Página
5.1	OBJETIVOS.....	151
5.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	151
5.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	151
5.4	INTRODUCCION.....	151
5.5	CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	153
5.6	TEORIA GENERAL.....	155
5.6.1	CICLO DE VAPOR DE CARNOT.....	155
5.6.2	EL CICLO DE RANKINE.....	156
5.6.3	CICLO CON RECALENTAMIENTO.....	160
5.6.4	CICLO REGENERATIVO.....	162
5.6.5	COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS.....	164
5.6.5.1	CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR..	166
5.6.6	INCREMENTO DE LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE.....	168
5.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	171
5.7.1	TURBINA.....	172
5.7.2	CONDENSADOR.....	174
5.7.3	BOMBA DE VACIO.....	175
5.7.4	GENERADOR DE VAPOR Y RECALENTADOR.....	177
5.7.5	TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	177
5.7.6	EQUIPOS AUXILIARES DE LA TURBINA.....	177
5.7.7	LISTA DE PARTES QUE INTEGRAN LA TURBINA DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS....	178
5.8	AVISOS Y PRECAUCIONES.....	183
5.9	PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE DE LA TURBINA.	185
5.10	PROCEDIMIENTO PARA DETENER EL EQUIPO....	192
5.11	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	194

5.11.1	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
	TABLA DE LECTURAS.....	205
	TABLA DE RESULTADOS.....	206

5.11.2	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.3	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.4	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.5	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.6	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.7	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.8	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.9	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.10	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.11	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.12	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.13	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.14	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.15	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.16	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.17	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.18	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.19	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.20	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.21	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.22	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.23	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.24	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.25	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.26	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.27	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.28	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.29	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.30	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.31	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.32	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.33	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.34	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.35	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.36	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.37	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.38	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.39	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.40	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.41	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.42	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.43	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.44	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.45	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.46	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.47	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.48	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.49	MEMORIA DE CALCULOS.....	194
5.11.50	MEMORIA DE CALCULOS.....	194

CICLO RANKINE Y TURBINA DE VAPOR.

5.1 OBJETIVOS.

- a) Dar a conocer el Ciclo Teórico de Rankine así como el funcionamiento de la Turbina de Vapor, estudiando sus partes fundamentales y los principios Termodinámicos que las rigen.
- b) Estudiar el comportamiento de una turbina bajo distintas condiciones de operación.

5.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- a) Conocer todos los componentes que integran el equipo.
- b) Variando la carga en la turbina ver su comportamiento.

5.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Turbina de Vapor.
- 1 Generador de D.C.
- 1 Condensador.
- 1 Termómetro para el condensador.
- 1 Cronómetro.
- 1 Tacómetro.

5.4 INTRODUCCION.

El Ciclo de Rankine elimina muchas de las dificultades de funcionamiento que surgen en el Ciclo de Carnot cuando el fluido de trabajo es un vapor.

El teorema de Carnot dice que todas las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos depósitos de

temperatura, tienen la misma eficiencia, y ésta puede calcularse como:

$$\eta_T = 1 - \frac{T_B}{T_A}$$

Donde:

T_A - Es la temperatura del depósito térmico o fuente de calor desde donde se suministra el calor a la máquina térmica.

T_B - Es la temperatura del depósito al cual se rechaza el calor.

Con lo que podemos observar que para incrementar la eficiencia de una máquina térmica se debe de aumentar lo mayor posible la temperatura T_A y disminuir lo más posible T_B , pero la temperatura T_A está limitada por la máxima temperatura que resisten los materiales y la temperatura T_B , es en la mayoría de los casos la temperatura ambiente sobre la cual poco podemos influir, por lo tanto, los ciclos más eficientes son aquellos en los que los procesos de suministro y rechazo de calor se efectúan a temperatura constante, siendo ésta la máxima y la mínima respectivamente, como es el caso del ciclo de Carnot.

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. La superioridad de la Turbina sobre la máquina de vapor por su capacidad en las unidades grandes, y la superioridad de los motores Diesel en consumo de combustible y facilidad en el arranque rápido, son factores que ya hubieran eliminado la máquina de vapor, si no fuera por ciertas ventajas que posee

y que no se refieren a la eficiencia térmica, ni al costo de la inversión.

Debido a la necesidad surgida dentro del Laboratorio de Máquinas Térmicas de la Enep Aragón de contar con material educativo para complementar la enseñanza teórica con la práctica, se adquirió equipo el cual simulara la producción de energía eléctrica a partir del vapor en forma similar a como se produce en las plantas termoeléctricas, las cuales generan la mayor parte de la energía eléctrica que se consume.

La finalidad de la Turbina de Vapor es hacer una transformación de energías, en donde la energía de entrada es vapor a alta presión y temperatura (energía calorífica), esta se transformará en energía cinética mediante una expansión en las toberas de la turbina, adquiriendo entonces el vapor una gran velocidad, en estas condiciones se hace incidir sobre los álabes curvos del rodete de la turbina, haciendo girar, es decir la energía cinética del vapor se transforma en energía mecánica de rotación, que se transmite a un generador de corriente directa, el cual es un dispositivo que convierte esta energía de movimiento en energía eléctrica.

5.5 CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

CALIDAD DEL VAPOR DE AGUA.- Cuando el vapor se encuentra en un estado saturado y seco, se dice que tiene una calidad del 100 %.

ENTALPIA.- Es un término que expresa la combinación de la energía molecular interna, trabajo producido por la

expansión y trabajo producido por el flujo, se expresa como:

$$h = u + PV$$

ENTROPIA.- Mide la fracción de energía calorífica que no se puede utilizar para convertirla en trabajo mecánico. La entropía no tiene una escala absoluta de valores.

ENERGIA INTERNA.- Es la energía que posee un cuerpo simple y sencillamente por estar constituido de materia. Al transferir energía en forma de calor o de trabajo al sistema, la energía interna, se ve alterada.

TEMPERATURA DE SATURACION.- Saturación es la condición de temperatura y presión en la cual el líquido y el vapor pueden existir simultáneamente. Un líquido o vapor está saturado cuando está en su punto de ebullición. Para el nivel del mar, la temperatura de saturación del agua es de 100°C. A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta, y disminuye a presiones más bajas.

VAPOR SOBRECALENTADO.- Cuando un líquido cambia a vapor, cualquier cantidad adicional de calor aumentará su temperatura (calor sensible), siempre y cuando la presión a la que se encuentra expuesto se mantenga constante. El término vapor sobrecalentado se emplea para denominar un gas cuya temperatura se encuentra arriba de su punto de ebullición o saturación. El aire a nuestro alrededor contiene vapor sobrecalentado.

VOLUMEN ESPECIFICO.- El volumen específico de una

substancia se define como el número de centímetros cúbicos ocupados por un kilogramo de esta sustancia, y en el caso de líquidos y gases, varía con la temperatura y con presión a la cual se somete la sustancia. Siguiendo la ley del Gas Perfecto, el volumen de un gas, varía tanto con la temperatura como con la presión.

DENSIDAD.- Se define como el peso por unidad de volumen y se expresa normalmente en kilogramos por metro cúbico. Puesto que por definición la densidad está directamente relacionada al volumen específico, la densidad de un gas puede variar grandemente con los cambios de presión y temperatura.

5.6 TEORIA GENERAL.

5.6.1 EL CICLO DE VAPOR DE CARNOT.

La Eficiencia Térmica de un ciclo motriz alcanza su nivel máximo si todo el calor que se obtiene de fuentes de energía ocurre a la mínima temperatura posible y toda la energía eliminada a sumideros ocurre a la mínima temperatura posible. La eficiencia térmica de un ciclo reversible que opera en estas condiciones es la eficiencia de Carnot, dada por la relación:

$$(T_H - T_L) / T_H$$

Donde:

T_H - Temperatura alta.

T_L - Temperatura baja.

Un ciclo teórico que satisface estas condiciones es el ciclo de la Máquina Térmica de Calor. En resumen, un ciclo de

carnot está compuesto de dos procesos isotérmicos reversibles y dos procesos adiabáticos reversibles (o procesos isoentrópicos).

5.6.2 EL CICLO DE RANKINE.

Este ciclo es la base de la generación de energía de las plantas Termoeléctricas de nuestro país en la actualidad; también es la base sobre la cual se diseñó la Máquina de Vapor que tan popular fué en las locomotoras. El esquema simplificado de las máquinas que constituyen un ciclo Rankine y su arreglo se puede observar en la fig. 5.1.

Básicamente está formado por una turbina donde el vapor saturado se expande y realiza un trabajo haciendo girar la turbina, un condensador después de la turbina donde el vapor expandido, húmedo y a baja presión se condensa hasta transformarse en líquido saturado completamente y a la misma presión, la condensación se realiza debido a que se retira energía al vapor por medio de agua a menor temperatura.

Después del condensador se tiene una bomba la cual eleva la presión del líquido saturado hasta tener la presión necesaria para que entre a la caldera como líquido subenfriado, en la caldera se suministra calor al líquido subenfriado a presión constante hasta que se transforma en vapor saturado y en condiciones de volver a entrar en la turbina y reiniciar el ciclo. En la figura 5.2 podemos ver los distintos procesos que componen el ciclo Rankine Ideal.

Tanto en el diagrama Presión-Volumen como en el Temperatura-Entropía el proceso (1-2) que se lleva a cabo en la turbina es un proceso de expansión isoentrópico, donde la presión baja de P_1 a P_2 , el proceso (2-3) es un cambio de

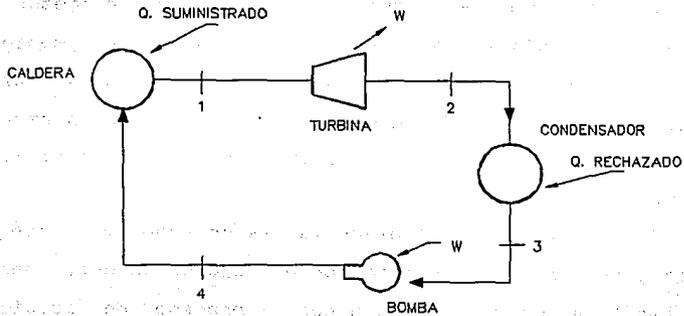


FIG. 5.1 ESQUEMA DEL CICLO RANKINE.

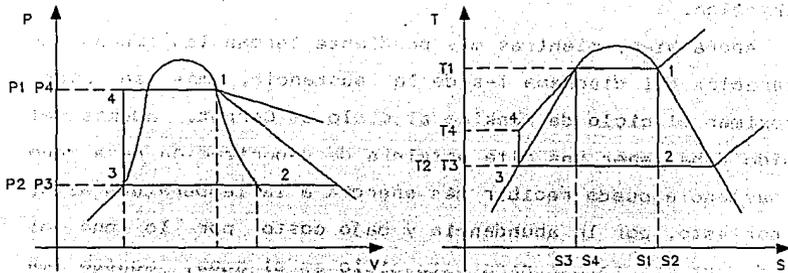


FIG. 5.2 DIAGRAMAS P-v Y T-s DEL CICLO RANKINE.

fase y por lo tanto es isotérmico o isobárico y se realiza en el condensador, el proceso (3-4) es un proceso isoentrópico donde la presión del líquido se aumenta de P_3 a P_4 ; por último el proceso (4-1) que consta de dos procesos, los cuales se realizan a presión constante por medio de suministro de calor, llevando primero, el líquido subenfriado hasta su temperatura de saturación y después evaporando el líquido saturado hasta tener vapor saturado y reiniciar el Ciclo.

Especialmente en el diagrama T-s se puede ver que este ciclo tiene un gran parecido con el Ciclo Carnot, pero su eficiencia es menor, debido a que el proceso de adición de calor no se realiza a temperatura constante, esto último se debe a la imposibilidad de diseñar una bomba que maneje una mezcla de líquido y vapor que resulte práctica, o a diseñar una bomba que eleve la presión del líquido hasta muy altas presiones, lo cual hace que dicha bomba sea de una robustez impráctica.

Ahora bien, mientras más pendiente tengan las líneas de saturación del diagrama T-s de la sustancia, más se podrá aproximar el ciclo de Rankine al ciclo de Carnot, además el fluido debe tener una alta entalpía de vaporización para que la sustancia pueda recibir más energía a la temperatura alta, es por esto, por la abundancia y bajo costo por lo que el fluido que más se usa para este ciclo es el agua, aunque en algunos casos especiales se usan otros fluidos como mercurio, sodio, etc.

Para obtener la eficiencia del ciclo ideal basta encontrar el trabajo de la bomba y la turbina mediante la aplicación de la 1a. Ley de la Termodinámica, en condiciones

de flujo y estado estable, se tiene:

$$W_{tur} = h_1 - h_2$$

$$W_{bom} = h_4 - h_3$$

$$W_{neto} = W_{tur} - W_{bom}$$

$$W_{neto} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)$$

El calor suministrado en la caldera, se obtiene:

$$q_{sum} = q_1 = h_1 - h_4$$

Siendo la eficiencia:

$$\eta_C = \frac{W_{neto}}{q_{sum}}$$

Sustituyendo:

$$\eta_C = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Lo cual podemos escribir como:

$$\eta_C = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

Generalmente el trabajo de la bomba es despreciable y finalmente podemos escribir la eficiencia como:

$$\eta_C = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_4)}$$

Una manera de elevar la eficiencia térmica del ciclo es aumentando la entalpia del vapor saturado de la caldera de modo de obtener vapor sobrecalentado realizando este proceso

a presión constante; este sobrecalentamiento tiene dos ventajas: aumenta la temperatura media a la cual se suministra calor, aumenta por tanto la eficiencia, la segunda ventaja es que a la turbina entra un vapor sobrecalentado que durante la expansión sigue siendo vapor evitando así la erosión de las paletas de la turbina.

Esta se tiene por la presencia de gotas de líquido que entran a la turbina cuando se le suministra vapor saturado el cual empieza a condensarse durante la expansión.

5.6.3 CICLO CON RECALENTAMIENTO.

En el ciclo Rankine ideal se logra aumentar la eficiencia mediante el uso de una sección de sobrecalentamiento; en general, este proceso eleva la temperatura promedio a la que se suministra calor al ciclo, aumentando así la eficiencia teórica del ciclo. Se puede lograr una mejoría equivalente en la temperatura promedio durante el proceso de suministro de calor si se aumenta la presión máxima del ciclo, es decir, la presión de la caldera. Esto origina un aumento en el costo inicial del generador de vapor (caldera y sobrecalentador) a causa de la mayor presión que debe contener; pero en un período corto de varios años la mayor eficiencia de toda la unidad puede compensar con creces este factor.

Sin embargo, para una temperatura máxima fija en el generador de vapor, un aumento en su presión produce una disminución en la calidad del vapor que sale de la turbina. Para evitar el problema de la erosión y aprovechar las temperaturas más elevadas que se hacen accesibles al aumentar la presión de la caldera se inventó el ciclo con

recalentamiento.

En el ciclo con Recalentamiento no se deja que el vapor se expanda completamente en un sólo paso hasta la presión del condensado. Después de una expansión parcial, el vapor es extraído de la turbina y se recalienta a presión constante; en seguida, se regresa a la turbina para una expansión adicional hasta la presión de escape.

Se puede considerar que la turbina consiste de dos etapas, una de alta y la otra de baja presión. La figura 5.3 ilustra el ciclo con recalentamiento en un diagrama T-s y un esquema del equipo.

Generalmente la posición del estado 4 después de la primera etapa de expansión se acerca a la línea de saturación: tras el recalentamiento hasta el estado 5 de la figura anterior, la temperatura es igual o ligeramente menor que la temperatura a la entrada de la primera etapa de la turbina.

Al seleccionar la trayectoria 4-5 del recalentamiento se debe tener sumo cuidado, porque puede ocurrir que la temperatura promedio del proceso de recalentamiento sea menor que la temperatura promedio del proceso 2-3 del suministro de calor.

Por lo tanto, el recalentamiento no necesariamente aumenta la eficiencia térmica del ciclo de Rankine Básico. La presión del recalentamiento maximizará la eficiencia Térmica para los valores dados de P_3 , T_3 , T_5 y P_6 de la figura 5.3. Con valores convencionales de estos parámetros la eficiencia máxima del ciclo ideal con recalentamiento suele ocurrir cuando el cociente P_4/P_3 está en la región de 0.15 a 0.35. Al calcular la eficiencia térmica de un ciclo con

recalentamiento, tómesese en cuenta la salida de trabajo de las dos etapas de turbina, así como las dos entradas de calor a la sección de la caldera-sobrecalentador y la de recalentamiento. Con la notación de la figura anteriormente mencionada la eficiencia térmica es:

$$\eta_T = \frac{(h_3-h_4) + (h_5-h_6) - W_p}{(h_3-h_2)+(h_5-h_4)}$$

5.6.4 CICLO REGENERATIVO.

La figura 5.4 muestra un ciclo ideal de potencia de vapor con regeneración.

Parte del vapor sobrecalentado que entra a la turbina en el estado (3) se extrae de la turbina en el estado (4), que es un estado intermedio en el proceso de expansión en la turbina. El vapor extraído se conduce a un intercambiador de calor, que recibe el nombre de calentador del agua de alimentación. La porción del vapor que no se extrajo se expande completamente hasta la presión del condensador estado (5) y se condensa a líquido saturado en el estado (6). En seguida, una bomba aumenta isoentrópicamente la presión del líquido que sale del condensador hasta la misma presión del vapor previamente extraído. Luego, el líquido comprimido del estado (7) entra al calentador de agua de alimentación, en donde se mezcla directamente con la corriente que se extrajo de la turbina. A causa de este proceso de mezclado directo, el calentador es de tipo abierto o de contacto directo: En la situación ideal, los flujos de las dos corrientes que entran al calentador se ajustan de manera que el estado de la mezcla que sale de él sea un líquido saturado a la presión del calentador (estado 1) una segunda bomba aumenta

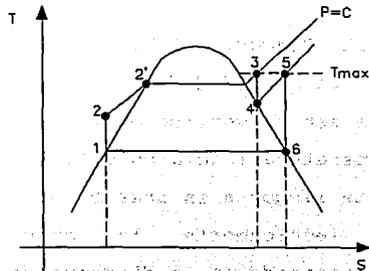
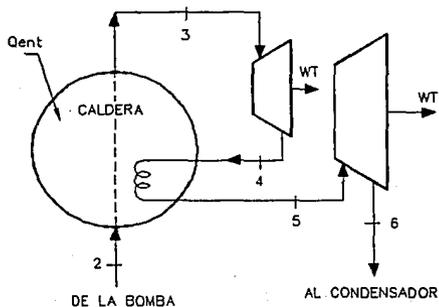


FIG. 5.3 ESQUEMA DEL EQUIPO Y DIAGRAMA T-s CON RECALENTAMIENTO.

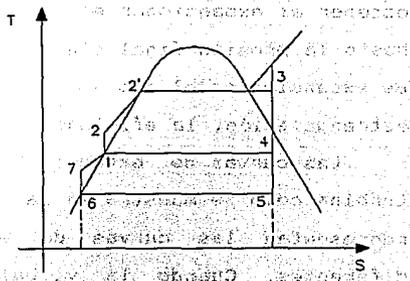
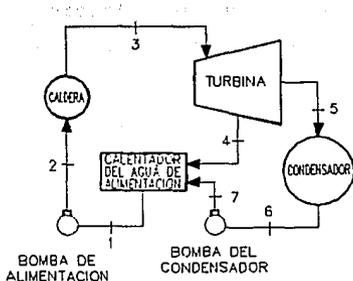


FIG. 5.4 ESQUEMA DEL EQUIPO Y DIGRAMA T-s DE UN CICLO IDEAL CON VAPOR REGENERATIVO CON UN CALENTADOR ABIERTO DEL AGUA DE ALIMENTACION.

isoentrópicamente la presión del líquido hasta el estado (2), que corresponde a la presión del generador de vapor.

5.6.5 COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS.

La cantidad de energía que el vapor tiene disponible para ser convertida en trabajo depende de la presión y la temperatura iniciales y la manera en que el vapor se expande hasta llegar a la presión de salida de turbina.

Teóricamente la curva de expansión del vapor representado en un diagrama de Mollier es una línea vertical pues se considera un proceso adiabático ($s=\text{cte.}$); en realidad se trata de un proceso politrópico que se asemeja al adiabático pero que prácticamente nunca llega a serlo.

En la figura 5.5 se representan varias curvas de expansión, el proceso 1-2 representa una expansión ideal en la cual la eficiencia sería del 100%, el proceso de 1-6 representa una expansión isoentálpica, la cual se debe obtener al expansionar el vapor desde la presión inicial hasta la presión final sin realizar ningún trabajo, este tipo de expansión es el que se realiza en los calorímetros de estrangulación, la eficiencia de esta expansión sería del 0%.

Las curvas de expansión varían con la carga de la turbina como se muestra en la figura 5.6, en la cual se representan las curvas de expansión a varias cargas diferentes. Cuando la válvula de control estrangula la presión decrece isoentálpicamente por lo cual la entalpía de salida aumenta y la energía total aprovechada disminuye.

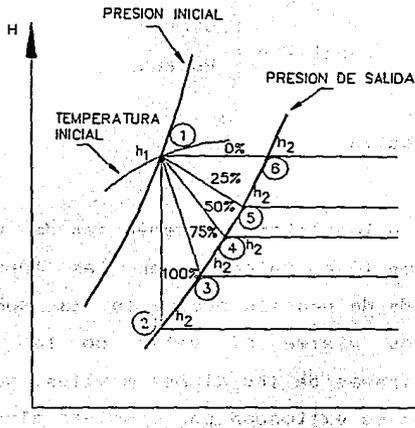


FIG. 5.5 CURVAS DE EXPANSION.

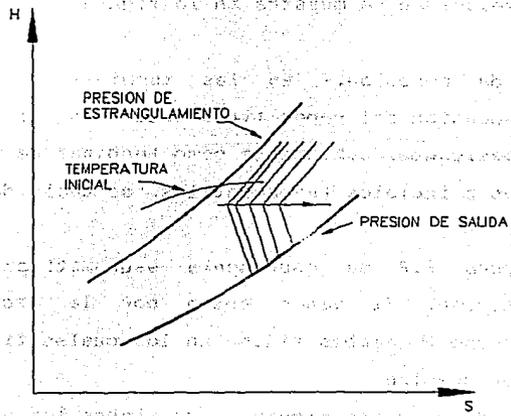
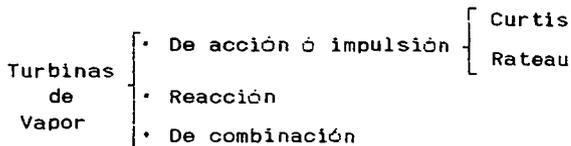


FIG. 5.6 VARIACION DE LA PRESION CON LA CARGA.

5.6.5.1 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR.



a) **Turbinas de acción o impulsión.**- Pueden ser de velocidad (ó Curtis) y de presión (ó de Rateau), en las turbinas de velocidad toda la caída de presión ocurre en la tobera, la velocidad del vapor es máxima al salir de la tobera y disminuye al pasar a través de los álabes móviles, por regla general las toberas no se extienden por completo alrededor de la periferia de las turbinas de acción ó impulso, por tanto en un instante particular el vapor no actúa sobre todas las paletas, una representación esquemática de una turbina con dos pasos de velocidad se muestra en la figura 5.7.

b) **Turbinas de reacción.**- En las turbinas de reacción teóricas la expansión del vapor tiene lugar en los álabes. Las turbinas designadas comunmente como turbinas de reacción emplean los dos principios fundamentales, es decir de acción y de reacción.

En la figura 5.8 se representa esquemáticamente una turbina de reacción. El vapor entra por la izquierda y atraviesa un grupo de álabes fijos, en los cuales tiene lugar cierta caída de presión.

Al pasar por el grupo siguiente de álabes los cuales son móviles se produce una nueva caída de presión. La velocidad adquirida en los álabes fijos y así mismo la producida en los

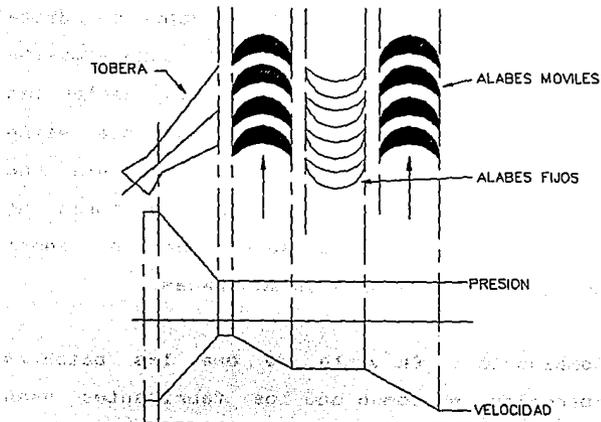


FIG. 5.7. TURBINA DE ACCION CON PASOS DE VELOCIDAD.

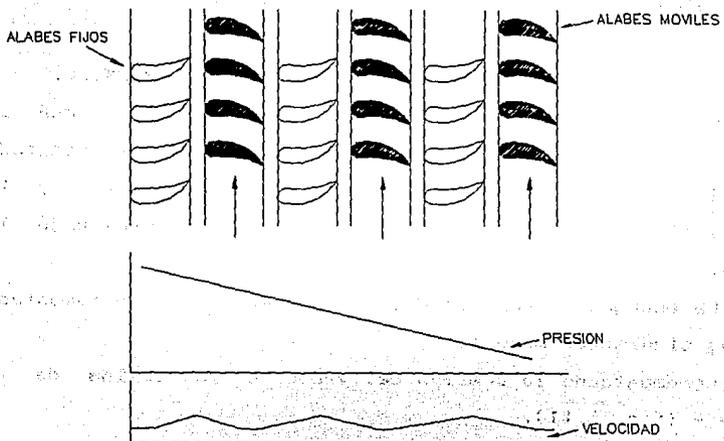


FIG. 5.8 TURBINA DE REACCION.

álabes móviles es absorbida por éstos. Este proceso se repite tantas veces como sea necesario para expansionar él vapor completamente. En las turbinas de reacción el vapor se admite alrededor de toda la periferia, una práctica llamada admisión completa, de otro modo habría una fuga excesiva hacia las áreas de menor presión desde las zonas paletas que están llenas de vapor. En la figura anterior se representa una turbina con tres etapas ó saltos de reacción, la forma de lágrima de las paletas de reacción que se indican, es ahora común, excepto en las etapas de presión más bajas.

c) Turbinas de Combinación.- En vista de que las patentes básicas han desaparecido, es común que los fabricantes usen combinaciones de ideas de impulso y de reacción en turbinas medias y grandes. La primera etapa en algunas turbinas grandes es una etapa de Curtis. En general, las etapas subsiguientes pueden ser de reacción ó de Rateau.

5.6.6 INCREMENTO DE LA EFICIENCIA DEL CICLO DE RANKINE.

En las figuras 5.9 y 5.10 puede apreciarse que la energía disponible en un ciclo de Rankine queda representado por el área encerrada dentro de la curva 123451 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:

- 1.- Incrementando la presión del vapor a la salida de la caldera (fig. 5.11).
- 2.- Sobrecalentando el vapor que sale de la caldera (fig. 5.11).

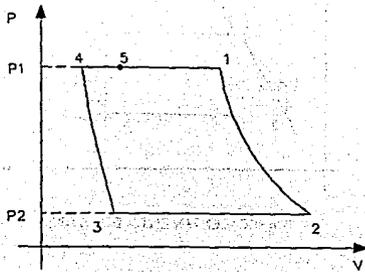


FIG. 5.9 DIAGRAMA P-v.

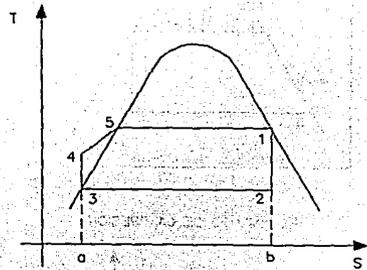
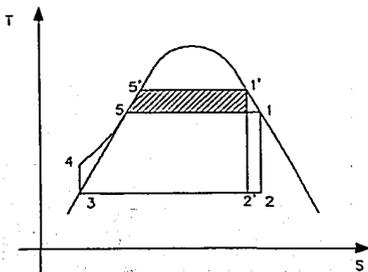


FIG. 5.10 DIAGRAMA T-s.

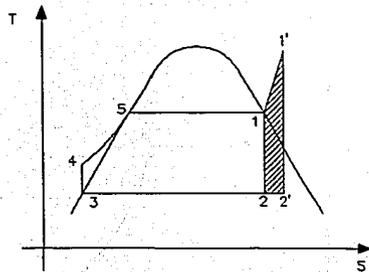
- 3.- Disminuyendo la presión del vapor que sale de la turbina (fig. 5.11).
- 4.- Recalentando el vapor que sale de los primeros pasos de la turbina y volviendo a introducirlo en los pasos restantes (Ver fig. 5.12).
- 5.- Usando un ciclo regenerativo para precalentar el agua de alimentación a la caldera. (fig. 5.13).

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.

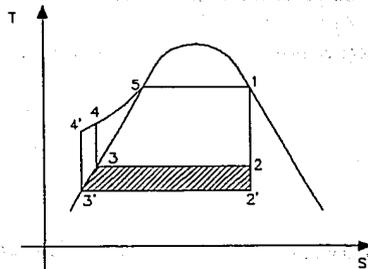
En nuestro país se genera el 65% aproximadamente de energía eléctrica en plantas de este tipo, con capacidades que llegan hasta 350 MW por unidad.



INCREMENTO DE LA PRESION



SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR



DISMINUCION DE LA PRESION DE CONDENSACION

FIGURAS 5.11

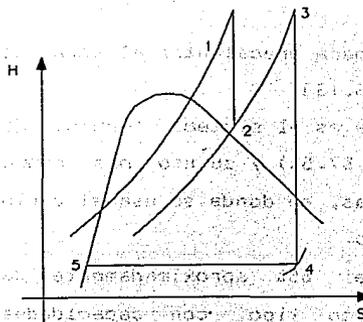


FIG. 5.12 CICLO CON RECALENTAMIENTO.

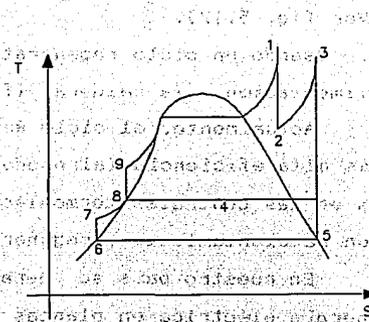


FIG. 5.13 CICLO REGENERATIVO CON RECALENTAMIENTO.

5.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

La turbina de vapor del laboratorio de máquinas térmicas tiene una etapa simple de impulso con dos hileras de álabes rotatorios ó etapas de velocidad y una hilera de álabes estacionarios entre las dos hileras de álabes rotatorios, como parte integral posee un freno de aro, el cual actúa cuando existe una sobrevelocidad.

Cuenta con una válvula centinela la cual avisa de un exceso de presión en la carcaza de la turbina, esta condición puede deberse a que una válvula este cerrada en la linea de salida del vapor, es importante tener en cuenta que esta válvula no esta en condiciones de corregir la sobrepresión.

Después de entrar el vapor en la turbina éste pasa por válvulas manuales que pueden permitir ó obstruir el paso del vapor.

El vapor fluye a través de las toberas expandiendose y obteniendo una gran velocidad con la cuál incide en la primera hilera de álabes rotatorios, en seguida pasa por la hilera de álabes estacionarios y estos redirigen el vapor contra la segunda hilera de álabes rotatorios.

Para la lubricación de la turbina se debe usar aceite de excelente calidad y con una viscosidad aproximada de 300 SSU para operar a una temperatura de 38°C. Se debe agregar aceite a través de las entradas para lubricante hasta que se observe que este llegue a la marca calibrada, un bajo nivel de aceite puede causar inapropiada lubricación y un alto nivel de sobrecalentamiento.

La turbina operará más eficientemente cuando la presión sea máxima, esto ocurre cuando hay un número reducido de toberas abiertas.

Existe un mecanismo regulador de velocidad para la turbina, se trata de un regulador hidromecánico el cual tiene una capacidad de trabajo máximo de 13.5 Joules, este opera con una caída de velocidad para estabilizar el control.

El regulador requiere aceite para el sistema hidromecánico, aproximadamente 2 lts., este aceite debe tener un mínimo de viscosidad de 100 SSU y operar a 65 °C.

La velocidad de la turbina se puede ajustar mediante el tornillo que se localiza en el extremo del regulador de velocidad, girando este tornillo en el sentido de las manecillas se incrementa la velocidad y en el sentido contrario decrece o disminuye.

La turbina cuenta con un mecanismo que opera cuando la velocidad de esta excede un 25% la velocidad de diseño que es de 3000 rpm. Este mecanismo dispone de un dispositivo sensor de la velocidad de la flecha, cuando este registra más de un 25% de sobrevelocidad cierra la línea de suministro de vapor a la entrada de la turbina.

5.7.1 TURBINA.

La Turbina de Vapor del Laboratorio de Máquinas Térmicas es una unidad compacta de dispositivos integrada por la turbina de vapor propiamente dicha, un condensador, un generador D.C. y todos los instrumentos necesarios para determinar las eficiencias de la turbina.

El equipo está diseñado para realizar un ciclo Rankine con recalentamiento, la turbina cuenta con una serie de toberas (3 toberas se utilizan en condiciones normales de descarga, es decir utilizando el condensador y una tobera para el caso en que la descarga de la turbina se hiciera a la

atmósfera directamente sin utilizar el condensador), dos hileras de álabes móviles y una hilera de álabes fijos entre las dos hileras de álabes móviles , es decir, es una turbina con dos pasos de velocidad ó dos etapas Curtis.

La potencia que se obtiene en el eje de la turbina es absorbida por un generador eléctrico de corriente continua el cual a su vez disipa la energía en un banco de resistencias eléctricas (que son la carga de la turbina), las cuales son enfriadas por un ventilador que hace circular aire a través de ellas, los instrumentos para determinar la energía eléctrica producida son amperímetro, voltímetro, indicador de la velocidad de rotación e interruptores de las resistencias eléctricas para incrementar ó disminuir la carga de la turbina.

La turbina cuenta con un freno de aro interior el cual actúa automáticamente cuando existe una sobrevelocidad (con lo cual ésta se limita), en la parte superior de la turbina se encuentra una válvula centinela la cual en condiciones de sobrepresión emite un sonido agudo, esta condición puede deberse a que una válvula esté cerrada en la línea de salida del vapor, es importante tener en cuenta que ésta válvula no está diseñada para corregir la sobrepresión.

La velocidad de la turbina es controlada mediante el regulador de velocidad el cual abre ó cierra la válvula de estrangulación según se requiera para obtener una velocidad constante, el regulador es un mecanismo hidromecánico con capacidad de respuesta rápida, debido a su diseño simple el regulador está prácticamente libre de mantenimiento y solo se debe tener cuidado de que el nivel de aceite del regulador coincida con la marca calibrada.

La velocidad de la turbina se puede ajustar mediante el tornillo localizado en el extremo del regulador, el cual sólo requiere un ligero torque para girar, un giro en el sentido de las manecillas de un reloj incrementa la velocidad y en sentido contrario decrece.

El paso del vapor a través de las toberas es controlado mediante las válvulas que se localizan en la parte superior de la turbina, estas válvulas nunca deben estar parcialmente abiertas, estas deben estar ó completamente abiertas ó completamente cerradas.

El principal mecanismo de seguridad de la turbina se denomina gatillo de seguridad, el cual se dispara y cierra la línea del vapor de entrada cuando la turbina excede su velocidad de operación en un 25 %.

CONDICIONES DE OPERACION DE LA TURBINA.	
Velocidad	3000 rpm
Presión del vapor de entrada	10 bar
Temperatura del vapor a la entrada	238 °C
Presión del vapor a la salida de la turbina	500 mm de hg. VAC.

5.7.2 CONDENSADOR.

El condensador es usado para crear una región de baja presión (Vacío) dentro de la cual el vapor pueda ser expandido. El vapor va condensandose al atravesar el cuerpo del condensador en cuyo interior se encuentran un gran número de tubos llevando dentro de ellos el flujo de agua de

enfriamiento transversalmente a el flujo de vapor.

Este dispositivo es utilizado para condensar el vapor que sale de la turbina, este tiene los siguientes propósitos fundamentales:

- a) Disminuir la presión de salida de la turbina, dando como consecuencia una mejor eficiencia.
- b) Poder circular el condensado nuevamente al tanque de alimentación de la caldera.

El condensador que integra el equipo es un condensador de superficie, dentro de la carcasa existen hileras compactas de tubos por los cuales circula el agua de enfriamiento y el vapor a condensar solo entra en contacto con la superficie fría exterior de los tubos. El agua de enfriamiento recorre tres veces la longitud del condensador por lo que se trata de un condensador de tres pasos. (Ver figura 5.14)

5.7.3 BOMBA DE VACIO.

El condensador complementa su funcionamiento con la bomba de vacío, el cual evacúa el condensado y elimina el aire y los gases no condensables. Se trata de una bomba de vacío del tipo hidrocéntrico, esta bomba requiere para su funcionamiento un flujo de agua de 9 lts/min. Consiste de un impulsor que gira en una posición excéntrica con respecto a la carcasa de la bomba, los álabes del impulsor forman una serie de cavidades, al encender la bomba el agua forma un anillo líquido por acción de la fuerza centrífuga, debido a la excentricidad del impulsor las cavidades toman del puerto de entrada el condensado y los gases, el gas se comprime dentro de las cavidades y es conducido al puerto de descarga en donde sale junto con el condensado y parte del agua de

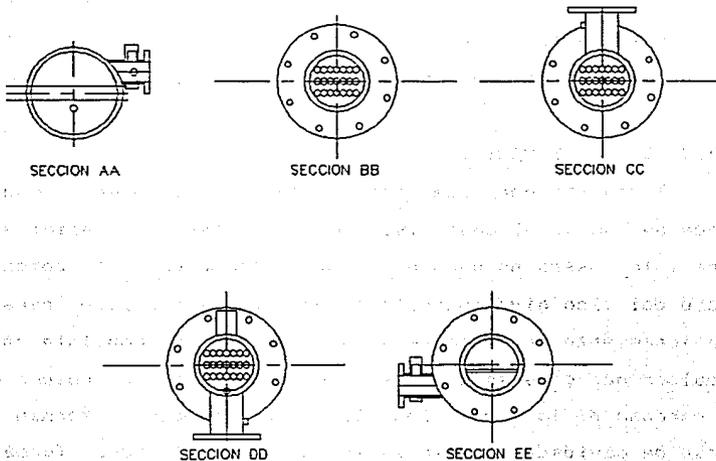
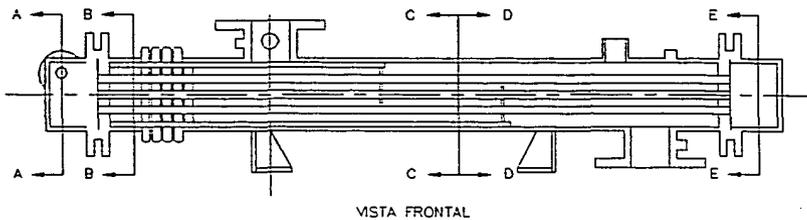


FIG. 5.14 DETALLES DEL CONDENSADOR QUE UTILIZA LA TURBINA DE VAPOR.

servicio (Ver figura 5.15).

5.7.4 GENERADOR DE VAPOR Y RECALENTADOR.

Estos dos equipos colocados en serie se encargarán de proporcionar el vapor en las condiciones de presión y temperatura que se requieren para el funcionamiento de la turbina, que son: Presión=10 bars y Temperatura=238°C (vapor recalentado). El agua de alimentación de la caldera es tratada y el recalentador funciona a base de resistencias eléctricas.

5.7.5 TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Este dispositivo se utiliza para enfriar el agua caliente que sale del condensador, después de haber sido utilizada por este para condensar el vapor, con el objeto de volver a utilizar el agua como medio de enfriamiento. (Para más detalles sobre la torre de enfriamiento ver la práctica No. 8)

5.7.6 EQUIPOS AUXILIARES DE LA TURBINA.

Generador de Vapor.- Se encarga de suministrar vapor saturado a una presión de bars manométricos.

Recalentador Eléctrico.- Se encarga de elevar la temperatura del vapor que sale de la caldera a 238°C.

Bomba de circulación.- Proporciona la energía para que circule el agua de enfriamiento necesaria para efectuar la condensación en el condensador, éste flujo debe ser de 140 lts/min.

Torre de enfriamiento.- Enfria el agua utilizada en el condensador mediante el contacto con el aire. el siguiente diagrama muestra la disposición esquemática de los equipos referidos: (Fig. 5.16)

5.7.7 LISTA DE PARTES QUE INTEGRAN LA TURBINA DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS.

Todos los componentes que a continuación se mencionan se pueden identificar en las figuras 5.17, 5.18 y 5.19.

- 1.- Turbina de Vapor
- 2.- Generador D.C.
- 3.- Condensador.
- 4.- Bomba de Vacío.
- 5.- Escala de la Báscula.
- 6.- Bastidor.
- 7.- Junta de expansión.
- 8.- Válvula.
- 9.- Conexión "T"
- 10.- Acoplamiento de la flecha.
- 11.- Dientes de acero del tacómetro.
- 12.- Válvula reguladora de flujo.
- 13.- Válvula.
- 14.- Medidor de agua.
- 15.- Válvula.
- 16.- Válvula.
- 17.- Rotámetro.
- 18.- Válvula.
- 19.- Válvula de seguridad.
- 20.- Panel de instrumentos.
- 21.- Termómetros 0 a 90 °C.

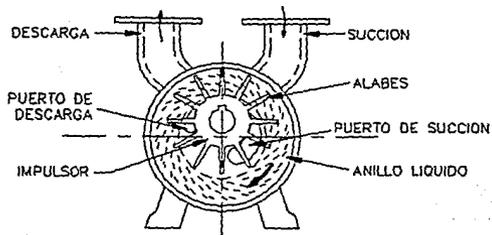


FIG. 5.15 PRINCIPIO DE OPERACION DE LA BOMBA DE VACIO.

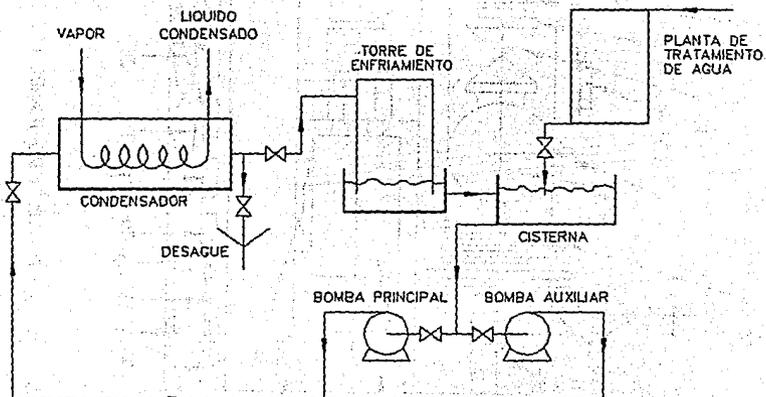


FIG. 5.16 RECORRIDO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO.

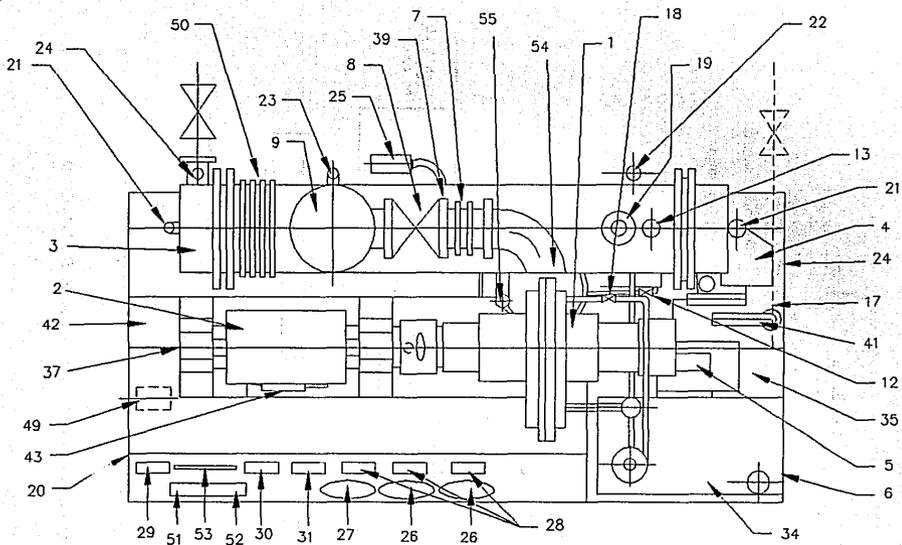


FIG. 5.17 VISTA DE PLANTA MOSTRANDO LOS COMPONENTES DE LA TURBINA DE VAPOR.

- 22.- Termómetros 0 a 150 °C.
- 23.- Termómetros 0 a 150 °C.
- 24.- Termómetros 0 a 90 °C.
- 25.- Manovacuómetro.
- 26.- Manómetros de 0 a 16 bars.
- 27.- Manovacuómetro de -1 a 4 bars.
- 28.- Termómetros 0 a 250 °C.
- 29.- Voltímetro 0 a 300 Volts.
- 30.- Amperímetro 0 a 10 amp.
- 31.- Tacómetro 0 a 4000 rpm.
- 32.- Cámara de condensado.
- 33.- Válvulas esféricas.
- 34.- Tanque de medición de condensado.
- 35.- Tanque colector del condensado.
- 36.- Bomba de retorno del condensado.
- 37.- Bloque de alineación.
- 38.- Medidor del Par.
- 39.- Protector de la flecha.
- 40.- Codo 90°.
- 41.- Vuelta de 180°.
- 42.- Banco de resistencias eléctricas.
- 43.- Ajuste del dinamómetro.
- 44.- Mecanismo roscado para ajuste del dinamómetro.
- 45.- Palanca para limitar el giro del generador D.C..
- 46.- Marca para ajuste.
- 47.- Válvula en ángulo.
- 48.- Conexión para manguera.
- 49.- Unidad de extracción
- 50.- Fuelles del condensador.
- 51.- Interruptores de carga eléctrica.

52.- Reóstato.

53.- Interruptores para las bombas.

54.- Válvula centinela.

55.- Válvula centinela.

5.8 AVISOS Y PRECAUCIONES.

La turbina de vapor puede contener vapor a más de 240 °C de temperatura y con una presión de 10 bars, por lo tanto deberá tenerse cuidado de no tocar las superficies expuestas de metal durante la operación. Las descargas de energía eléctrica pueden llegar a ser fatales por lo que se deberá revisar cuidadosamente que ninguna cubierta del sistema eléctrico haya sido removida ó extraída, asegurarse de que toda conexión a tierra haya sido hecha correctamente.

El personal que tenga a su cargo el equipo se deberá asegurar que este se encuentre en condiciones seguras de mantenimiento y reparación.

Antes de arrancar el equipo se deberá revisar el nivel de aceite en la turbina y en el regulador de velocidad, si el nivel es bajo se deberá agregar el aceite hasta que el nivel coincida con la marca calibrada. Los tipos de aceite que se requieren para la turbina y el regulador de velocidad se especificaron anteriormente.

Se deberá girar con la mano la flecha de la turbina y la de las bombas a fin de asegurarse que estas giran libremente.

En general todas las válvulas deberán estar ó completamente abiertas ó completamente cerradas a menos que se especifique lo contrario. Se debe estar seguro de que este circulando agua fresca en el condensador antes de que el vapor sea admitido por la turbina.

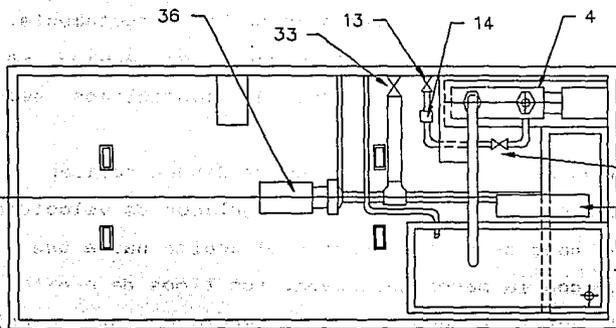
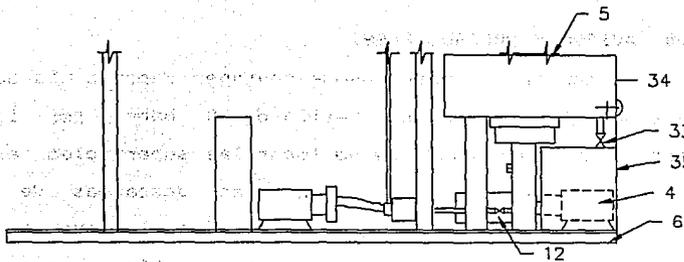


FIG. 5.19 VISTA FRONTAL Y ELEVADA DE LA BASE DE LA TURBINA,
MOSTRANDO LOS COMPONENTES QUE LA INTEGRAN.

Por último se deberá tener presente que las válvulas centinelas de la turbina, las cuales señalan una condición de sobrepresión, sólo están diseñadas para advertir esta condición, más no para corregirla.

5.9 PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE DE LA TURBINA.

Las válvulas a las que se refiere esta sección están detalladas en las figuras 5.20, 5.21 y 5.22 las cuales muestran desde diferentes ángulos las posiciones de estas. Para poner en funcionamiento el equipo se deberá seguir la siguiente secuencia:

- 1.- Poner en funcionamiento el generador de vapor.
- 2.- Cerrar las válvulas V1 y V2, las cuales están en la línea de suministro de vapor.
- 3.- Verificar que haya suficiente agua en la cisterna de la torre de enfriamiento.
- 4.- Abrir todas las válvulas que forman el circuito del sistema de agua de enfriamiento.
- 5.- Asegurarse que se induzca la circulación del agua de enfriamiento mediante el cebado adecuado de la bomba del sistema de agua de enfriamiento, encender esta bomba y accionar el interruptor eléctrico para poner en funcionamiento el ventilador de la torre de enfriamiento.
- 6.- Controlar el flujo de agua que atraviesa el condensador cerrando lentamente la válvula de globo V4, la cual se encuentra en la salida para agua de enfriamiento del condensador.
- 7.- Abrir la válvula V5 para purgar el agua condensada en la línea de entrada del vapor.
- 8.- Abrir completamente la válvula V6 la cuál es la salida

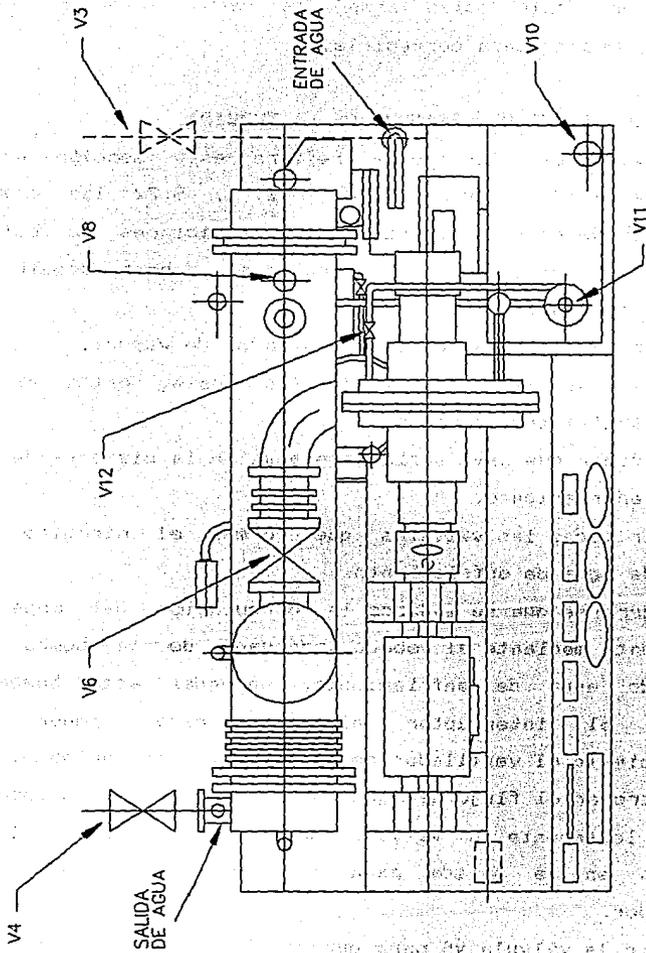


FIG. 5:20 VISTA DE PLANTA MOSTRANDO LA POSICION DE LAS VALVULAS.

de vapor de la turbina.

9.- Abrir la válvula V7 para purgar el agua condensada en la línea de salida del vapor en la turbina.

10.- Abrir la válvula V8 la cuál libera el aire que se encuentre en el condensador.

11.- Abrir la válvula V9 para purgar el condensador, esta se encuentra junto a la línea condensador-bomba de vacío.

12.- Sacar el agua del tanque de medición de condensado por medio de la válvula V10 y verificar la calibración de la báscula adjunta.

13.- Sacar el agua del tanque del condensador por medio de la válvula V11.

14.- Cerrar las válvulas V12, V13 y V14 las cuales sellan con vapor el prensaestopas de la turbina.

15.- Cerrar la válvula V15 la cuál esta entre el condensador y la bomba de vacío.

16.- Asegurarse que todos los interruptores de carga eléctrica que se encuentran en el panel de controles estén apagados.

17.- Cerrar las válvulas que permiten el paso de vapor a través de las toberas.

18.- Checar que el nivel de aceite en la turbina llegue hasta la marca calibrada.

19.- Asegurarse de que la palanca horizontal del gatillo de seguridad esté embragado. El gatillo de seguridad se dispara cuando la velocidad de la turbina excede un 25 % la velocidad normal, este actúa cerrando el suministro de vapor para protección de los elementos móviles de la turbina de vapor.

20.- Abrir la válvula V2 la cual se encuentra en la línea de suministro de vapor, antes del recalentador, y lentamente

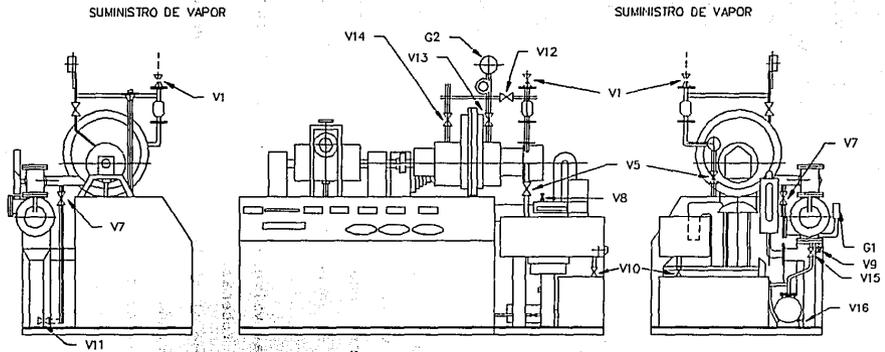


FIG. 5.21: VISTAS LATERALES Y FRONTALES MOSTRANDO LA POSICIÓN DE LAS VALVULAS.

abrir la válvula V1 para permitir que una pequeña cantidad de vapor entre a la turbina, esto se hace para asegurarse que la turbina se caliente.

21.- Cerrar la entrada de vapor a la turbina por medio de la válvula V1.

22.- Calibrar en cero el dinamómetro que mide la fuerza del par que recibe el generador D.C.

23.- Abrir lentamente la válvula V1 y permitir que la turbina gire, girar de regreso la válvula V1 para que la turbina se se pare, pero dejando que el vapor pase silenciosamente a través de la turbina y el condensador y se descargue en el desagüe del condensador abriendo la válvula V9.

24.- Conectar la corriente eléctrica exterior girando el interruptor eléctrico hasta la posición de encendido.

25.- Poner a funcionar el ventilador de enfriamiento el cual se encarga de circular aire sobre las cargas resistivas, este ventilador debe funcionar antes de que algún otro elemento eléctrico lo haga por ejemplo las bombas.

26.- Abrir el suministro de agua para la bomba de vacío por medio de la válvula V16, el caudal suministrado debe ser de 9 lts/min.

27.- Presionar el botón de encendido de la bomba de vacío el cual se encuentra en el panel de controles del equipo. Se deberá tener cuidado de que la bomba no llegue a ser tapada con agua, el tiempo entre abrir el suministro de agua y la presión sobre el botón de encendido debe ser mínimo. No presionar el botón antes de que el agua sea admitida.

28.- Abrir la línea que va del condensador a la bomba de vacío por medio de la válvula V15.

29.- Cerrar la válvula V8 de liberación de aire del

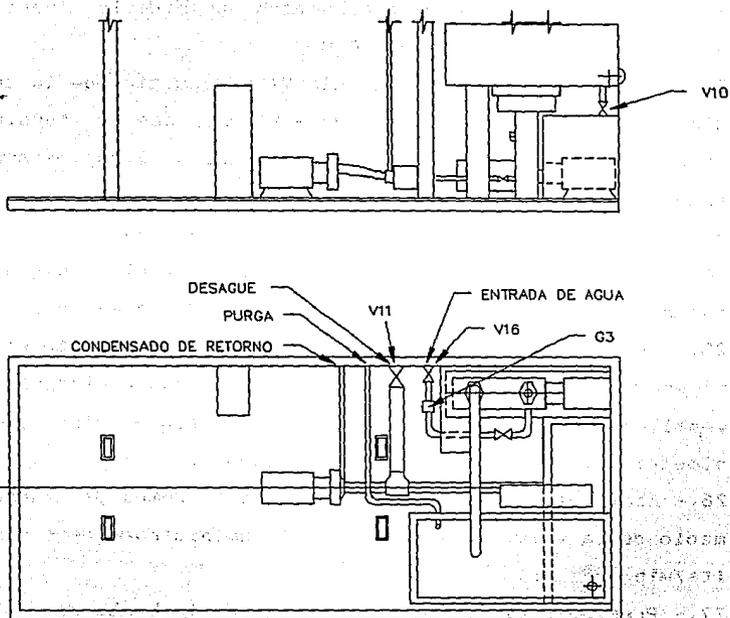


FIG. -5.22 POSICION DE LAS VALVULAS EN LA BASE DE LA TURBINA.

condensador.

30.- Cerrar la válvula V7, así como la válvula V5.

31.- Abrir completamente la entrada de vapor a la turbina por medio de la válvula V1. La turbina comenzará a elevar su velocidad, el regulador deberá controlar la velocidad de la turbina entre 3000 y 3300 r.p.m.. Gire el tornillo del regulador para ajustar la velocidad, este se localiza al final del regulador, en sentido inverso a las manecillas del reloj para aminorar la velocidad ó en el sentido de las manecillas para incrementar la velocidad. La correcta velocidad de la turbina es de 3000 r.p.m.. Si el regulador no esta asumiendo el control de velocidad apagar el sistema y consultar la sección sobre las posible causas de falla del regulador de velocidad.

32.- Lentamente abrir la válvula V12 hasta que aproximadamente el manómetro G2 indique una presión de 2 bars.

33.- Abrir las válvulas V13 y V14 para que el aire que esta en el prensaestopas escape junto con vapor.

34.- Permitir que la turbina gire sin carga para lograr condiciones estables en todo el sistema.

35.- Para agregar carga a la turbina se acciona un interruptor de carga eléctrica hasta la posición de encendido, estos interruptores se encuentran en el panel de instrumentos. Ajustar el voltaje girando la perilla del reóstato y reajustar la velocidad de la turbina a 3000 r.p.m., en cada incremento de carga emplear el mismo procedimiento hasta que todos los interruptores de carga eléctrica estén en la posición de encendido. Al ir incrementando la carga se deberán ir abriendo las válvulas

que permiten el paso de vapor a través de las toberas para que pueda entrar más vapor. La turbina tiene 3 Toberas para condiciones de vacío en la descarga, es decir, cuando se hace uso del condensador y 1 tobera para condiciones de contra-presión, es decir cuando la turbina descarga a la presión atmosférica.

36.- Variaciones de contra-presión pueden ser conseguidas abriendo la válvula V8 para romper el vacío del condensador y también cerrando parcialmente el escape de vapor de la turbina con la válvula V6, esta válvula nunca deberá estar completamente cerrada cuando esté funcionando la turbina.

37.- Para medir el vapor usado por la turbina en una prueba se deberá cerrar la entrada de agua que alimenta a la bomba de vacío (el condensado extraído es suficiente para formar el anillo líquido) y medir el agua colectada en el tanque de medición por unidad de tiempo, alternativamente se puede tomar una nota del flujo de agua que requiere la bomba de vacío con el medidor G3 en el comienzo y final de la prueba y restar este flujo del condensado total. Abrir la válvula V10 para descargar el tanque de medición.

38.- Para descargar el condensado al tanque alimentador de la caldera se deberá cerrar la válvula V11 y presionar el botón de encendido de la bomba del condensado de retorno el cual se encuentra en el panel de controles. Asegurarse que la bomba no esté girando en seco sin agua presente en el tanque.

5.10 PROCEDIMIENTO PARA DETENER EL EQUIPO.

1.- Colocar todos los interruptores de carga en posición de apagado e ir ajustando el regulador de velocidad para que la turbina no incremente su velocidad.

- 2.- Cerrar el suministro de vapor por medio de la válvula V1. Alternativamente liberar la palanca horizontal del gatillo de seguridad, entonces cerrar V1.
- 3.- Cerrar el suministro de agua a la bomba de vacío con la válvula V16.
- 4.- Abrir el desagüe del condensador por medio de la válvula V9.
- 5.- Presionar el botón de apagado de la bomba de vacío.
- 6.- Cerrar la línea que va del condensador a la bomba de vacío con la válvula V15.
- 7.- Abrir la liberación de aire del condensador con la válvula V8.
- 8.- Abrir las válvulas de purga V7 y V5.
- 9.- Abrir todas las válvulas de las toberas.
- 10.- Presionar el botón de apagado de la bomba del condensado de retorno. Tener cuidado de no introducir aire dentro de la bomba.
- 11.- Cuando el banco de elementos resistivos este frío se deberá presionar el botón de apagado del ventilador que enfría el banco de resistencias eléctricas.
- 12.- Abrir la válvula V11 para sacar los residuos de agua del tanque de condensado.
- 13.- Cuando todo residuo de calor haya sido absorbido por el agua de enfriamiento que atraviesa el condensador se deberá apagar la bomba que impulsa este fluido.
- 14.- Cerrar las válvulas V3 y V4 las cuales están en la entrada y en la salida del agua de enfriamiento del condensador.
- 15.- Apagar el ventilador de la torre de enfriamiento.
- 16.- Apagar el generador de vapor.

17.- Desconectar la energía eléctrica exterior.

5.11 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

En la Tabla 5.1 se muestran las lecturas iniciales que se deberán tomar con las siguientes presiones absolutas de entrada en las toberas : 3, 4.5, 5, 6 y 7.5 bars., es importante remarcar que antes de tomar cualquier lectura se debe verificar que el sistema se encuentre en condiciones de flujo estable y estado estable.

5.11.1 MEMORIA DE CALCULO.

Se harán en tres etapas principales que son:

Entalpías, calores y potencias.

Eficiencias de la turbina.

Gráficas ó curvas de funcionamiento.

1.- **Entalpías, calores y potencias.**- Para visualizar la relación que existe entre estos parámetros nos auxiliaremos del diagrama de la figura 5.23.

a) La entalpía h_1 que corresponde a la entalpía del vapor en la línea principal se calcula con la P_1 y la T_1 y con las tablas de vapor de agua sobrecalentado, este estado se representa mediante el punto 1 en el diagrama temperatura-entropía de la figura 5.24.

b) La entalpía h_2 , que es la entalpía del vapor a la salida de la turbina suponiendo que hubo una expansión isoentrópica se calcula primero la entropía del vapor en el punto 1 (ver figura 5.24), considerando que $s_1 = s_2$ se aplica la siguiente fórmula :

$$s_1 = s_2 = s_{f2} + X_2 s_{fg2}$$

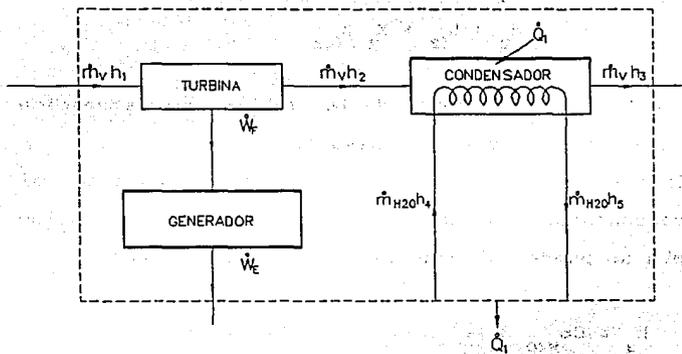


FIG. 5.23 ENTALPIAS, CALORES Y POTENCIAS.

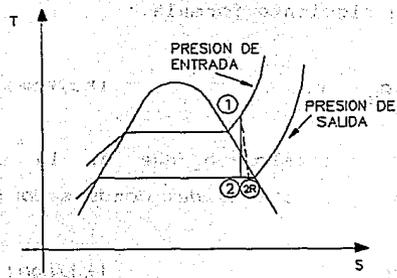


FIG. 5.24

En donde s_{f2} y s_{fg2} se evalúan de tablas de saturación del vapor con la presión absoluta del condensador y se despeja X_2 que es la calidad en el punto 2, conociendo este valor se aplica la siguiente ecuación para encontrar la entalpía en el punto 2.

$$h_2 = h_{f2} + X_2 h_{fg2}$$

En donde h_{f2} y h_{fg2} se toman de las tablas de saturación con la presión absoluta del condensador.

c) La entalpía h_3 es la entalpía que tiene el condensado al salir del condensador, por tratarse de agua en estado líquido esta entalpía se puede calcular de la siguiente manera:

$$h_3 = C_{p_{H_2O}} T_3 \quad [\text{KJ/Kgm}]$$

donde: $C_{p_{H_2O}} = 4.186 \text{ KJ/Kgm}^\circ\text{C}$.

d) La entalpía h_4 corresponde a la entalpía del agua de enfriamiento en el momento de entrar al condensador y se conoce aplicando la siguiente fórmula:

$$h_4 = C_{p_{H_2O}} T_4 \quad [\text{KJ/Kgm}]$$

e) En forma similar la entalpía h_5 que es la entalpía del agua de enfriamiento a la salida del condensador:

$$h_5 = C_{p_{H_2O}} T_5 \quad [\text{KJ/Kgm}]$$

f) La potencia al freno W_f es la potencia en el eje de la turbina y se define mediante la siguiente expresión:

$$W_f = \frac{\dot{\phi} \cdot W}{10^3} \quad [\text{KW}]$$

donde:

$$W = \frac{2 \pi}{60} \cdot N \quad [\text{rad/seg}]$$

$$\dot{\phi} = \text{Par reaccionante} = 0.185 F \quad [\text{N-m}]$$

g) Potencia eléctrica W_{ϵ} es la potencia producida por el generador eléctrico D.C.

$$W_{\epsilon} = \frac{V \cdot I}{10^3} \quad [\text{KW}]$$

h) Flujo másico de vapor \dot{m}_v , se mide indirectamente aplicando la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_v = \frac{W}{t} \quad [\text{Kgm/seg}]$$

i) Calor perdido en el condensador Q_c .- Mediante un balance de energía en el condensador y considerando que la expansión del vapor en la turbina es isoentrópica se tiene que:

"La suma del Incremento de la entalpía del agua de enfriamiento más el calor perdido en el condensador, es igual a la caída de entalpía del vapor al atravesar el condensador".

ó sea que:

$$\dot{m}_v (h_3 - h_2) = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} (h_5 - h_4) + Q_c$$

despejando:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_v (h_3 - h_2) + \dot{m}_{H_2O} (h_4 - h_5) \quad [\text{KW}]$$

i) \dot{Q}_2 Calor retirado por el agua de enfriamiento:

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{H_2O} C_{p, H_2O} (T_5 - T_4) \quad [\text{KW}]$$

k) La entalpia h_{2R} la cual es $\neq h_2$ debido a que en la realidad no es isoentrópico el proceso de expansión en la turbina (de 1 a 2). sino que se tiene una ligera desviación como aparece en el diagrama T-s de la figura 5.25.

Por lo tanto para conocer la entalpia h_{2R} nos auxiliaremos del balance de energía de la figura 5.26.

Considerando adiabático el condensador $\dot{Q}_1 = 0$

$$\dot{m}_v h_{2R} = \dot{Q}_2 + \dot{m}_v h_3$$

Despejando queda:

$$h_{2R} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}_v} + h_3 \quad [\text{KJ/Kam}]$$

1) Consumo específico de vapor.

$$\text{s.s.c.} = 3600 \frac{\dot{m}_v}{\dot{W}_f} \quad [\text{Kam/KW-h}]$$

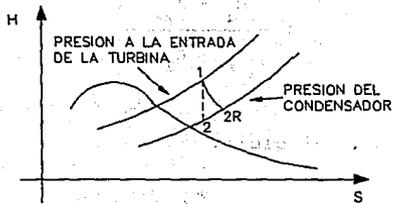


FIG. 5.25

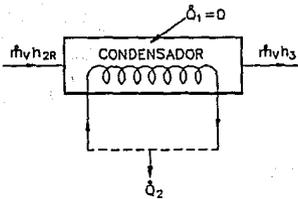


FIG. 5.26

2.- Eficiencias de la turbina:

a) La eficiencia isoentrópica η_s se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_{2R}}{h_1 - h_2}$$

b) Eficiencia térmica del ciclo:

$$\eta_{TH} = \frac{\dot{W}_f}{h_1 - h_3}$$

c) Eficiencia Rankine:

$$\eta_{Rankine} = \frac{h_1 - h_{2R}}{h_1 - h_3}$$

d) Eficiencia mecánica:

$$\eta_{mecanica} = \frac{\dot{W}_f}{h_1 - h_{2R}}$$

3.- Curvas de operación.

a) Línea Willans.- La línea Willans se construye teniendo como ejes coordenados al \dot{m}_v en Kg/h y la \dot{W}_f en KW para esta prueba se mantienen constantes la presión y la temperatura del vapor a la entrada de la turbina, la presión en el condensador y la velocidad angular de la turbina tomando lecturas para 4 diferentes cargas. La gráfica debe mostrar una proporcionalidad lineal entre la potencia y el

flujo de vapor. Tres puntos son importantes de notar: El punto de máxima eficiencia después del cual la línea cambia de pendiente también el punto en el que la línea corta al eje de las ordenadas y que corresponde al valor de flujo de vapor necesario para que la turbina gire a la velocidad de trabajo sin tener carga y por último el punto en que la línea corta al eje de las abscisas y que nos da el valor absoluto de la potencia perdida en los rozamientos (ver figura 5.27).

b) Curva de consumo específico de vapor.- Se utilizan como ejes coordenados al consumo específico de vapor s.s.c. en kg /KW-H (que es el flujo de vapor correspondiente para producir una unidad de potencia) y la potencia desarrollada en el eje de la turbina \dot{W}_f en KW. El perfil de la curva es tal que a un mínimo consumo específico de vapor corresponde la máxima eficiencia (figura 5.28).

c) Variación de las potencias con la presión del vapor a la entrada de las toberas.- En un mismo diagrama se grafican: la potencia al freno \dot{W}_f y la potencia eléctrica \dot{W}_e producida por el generador D.C. contra la presión del vapor a la entrada de las toberas (figura 5.29).

d) Gráfica de eficiencia térmica contra presión de entrada.- Esta gráfica mostrará como se incrementa la eficiencia térmica al ir aumentando la presión del vapor al entrar a las toberas. La eficiencia de la unidad será incuestionable baja, sin embargo, esto es exactamente lo que se debe esperar de una pequeña unidad en donde las fuerzas de fricción son grandes con la potencia obtenida, no obstante el

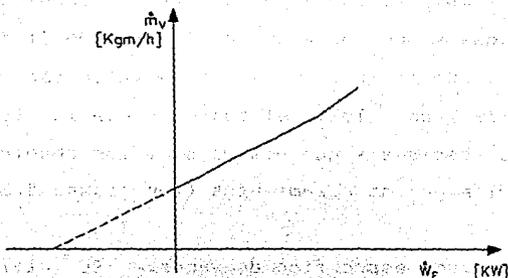


FIG. 5.27 LINEA WILLANS.

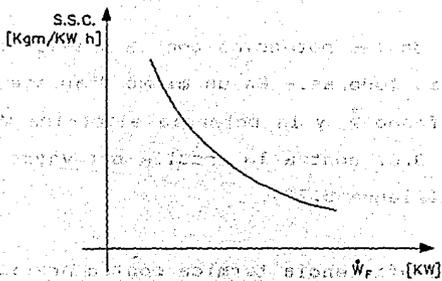


FIG. 5.28 CURVA DE CONSUMO ESPECIFICO DE VAPOR.

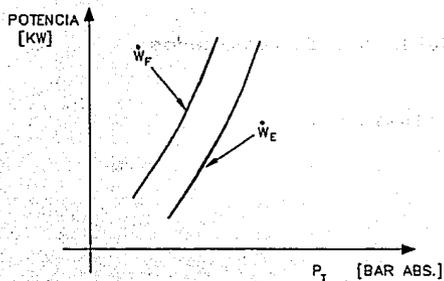


FIG. 5.29 POTENCIA CONTRA PRESION DE ENTRADA.

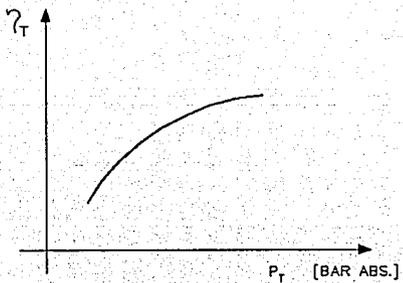


FIG. 5.30 EFICIENCIA TERMICA CONTRA PRESION DE ENTRADA.

procedimiento de cálculo de la práctica es idéntico al que se seguiría con una unidad mucho más grande (figura 5.30).

e) Llenar la Tabla 5.2 de Resultados.

f) Dar sus Conclusiones.

TABLA 5.1 TABLA DE LECTURAS

SIMBOLO	UNIDADES	1	2	3	4
P_1	BAR ABS.				
T_1	°C				
P_1	BAR ABS.				
T_1	°C				
P_2	BAR ABS.				
T_2	°C				
N	R.P.M.				
F	N				
C	KW				
\dot{m}_{H_2O}	Kgm/s				
W	Kgm				
t	s				
T_3	°C				
T_4	°C				
T_5	°C				
n	--				
$\dot{m}_{B.V.}$	Kgm/s				
V	VOLT				
I	AMP.				

TABLA 5.2 TABLA DE RESULTADOS

SIMBOLO	UNIDADES	1	2	3	4
h_1	KJ/Kgm				
h_2	KJ/Kgm				
h_3	KJ/Kgm				
h_4	KJ/Kgm				
h_5	KJ/Kgm				
\dot{W}_F	KW				
\dot{W}_E	KW				
\dot{m}_v	Kgm/s				
\dot{Q}_1	KW				
\dot{Q}_2	KW				
h_{2R}	KJ/Kgm				
S.S.C.	Kgm/KW h				
η_s	--				
η_{TH}	--				
$\eta_{RANKINE}$	--				
$\eta_{MECANICA}$	--				

PRACTICA No. 6

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

		Página
6.1	OBJETIVO.....	210
6.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	210
6.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	210
6.4	INTRODUCCION.....	210
6.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	212
6.6	TEORIA GENERAL.....	215
6.6.1	CICLO TEORICO O IDEAL DE OTTO.....	215
6.6.2	EFICIENCIA DEL CICLO OTTO.....	216
6.6.3	MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE CUATRO TIEMPOS.....	219
6.6.4	CICLO OTTO REAL.....	220
6.6.5	RELACION DE COMPRESION.....	222
6.6.6	MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE DOS TIEMPOS.....	224
6.6.7	EL MOTOR WANKEL.....	227
6.6.8	SISTEMAS PRINCIPALES EN LOS MOTORES.....	230
6.6.8.1	SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE..	230
6.6.8.2	CARBURACION.....	230
6.6.8.3	INYECCION DE COMBUSTIBLE.....	233
6.6.8.3.1	VENTAJAS DE LA INYECCION.....	234
6.6.8.3.2	DESVENTAJAS DE LA INYECCION.....	235
6.6.8.4	SISTEMA DE IGNICION.....	235
6.6.8.4.1	ESQUEMA DE UN SISTEMA CONVENCIONAL DE ENCENDIDO.....	235
6.6.8.4.2	SISTEMA DE ENCENDIDO ELECTRONICO.....	239
6.6.8.5	SISTEMA DE LUBRICACION.....	240
6.6.8.6	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR.....	246

6.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	249
6.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	252
6.8.1	SECUENCIA DE CALCULOS.....	253
6.8.1.1	FUERZA DEL PAR DE TORSION.....	253
6.8.1.2	PAR DE TORSION.....	254
6.8.1.3	POTENCIA AL FRENO.....	254
6.8.1.4	CONSUMO DE COMBUSTIBLE.....	254
6.8.1.5	CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.....	255
6.8.1.6	ENERGIA SUMINISTRADA.....	255
6.8.1.7	PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO.....	255
6.8.1.8	PRESION MEDIA EFECTIVA DE FRICCION.....	256
6.8.1.9	PRESION MEDIA EFECTIVA INDICADA.....	256
6.8.1.10	POTENCIA INDICADA.....	257
6.8.1.11	POTENCIA DE FRICCION.....	258
6.8.1.12	EFICIENCIA MECANICA.....	258
6.8.1.13	EFICIENCIA TERMICA INDICADA.....	258
6.8.1.14	EFICIENCIA TERMICA AL FRENO.....	258
6.8.1.15	EFICIENCIA DEL CICLO OTTO.....	259
6.8.1.16	EFICIENCIA VOLUMETRICA DEL AIRE.....	259
6.8.1.17	FLUJO MASICO DEL AIRE.....	259
6.8.1.18	RELACION AIRE COMBUSTIBLE.....	259
6.8.1.19	ELABORACION DE GRAFICAS.....	260
	TABLAS DE DATOS Y LECTURAS.....	261
	TABLA DE RESULTADOS.....	262

MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

6.1 OBJETIVO.

El alumno conocerá el equipo básico para evaluar motores de combustión interna.

6.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- 1.- El alumno realizará una prueba a velocidad constante del Motor de Combustión Interna del Laboratorio de Máquinas Térmicas.
- 2.- El alumno evaluará el Motor de Combustión Interna a velocidad constante, con diferentes cargas del freno hidráulico.

6.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Motor de Combustión Interna.
- 1 Freno Hidráulico.
- 1 Termómetro Electrónico "Vasa".
- 1 Tacómetro Electrónico y Cronómetro.
- 1 Tanque de Combustible y Recipiente Graduado.
- 1 Manómetro diferencial de columna de agua.
- 1 Manómetro diferencial de columna de mercurio.
- 1 Depósito de gasolina.
- 1 Báscula graduada.

6.4 INTRODUCCION.

Hay dos tipos principales de motores de combustión interna: el motor encendido por chispa y el motor encendido por compresión (diesel). En el primero que es el de nuestro

interés. el combustible vaporizado y mezclado con aire, entra en ignición por medio de una chispa eléctrica. El combustible que consumen estos motores es la gasolina y la expansión de los gases causada por el calor de la combustión impele a un pistón. (Para la clasificación de los motores ver cuadro 6.1).

Cuadro 6.1

CLASIFICACION GENERAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	Segun el ciclo utilizado	{ Otto { Diesel { Brayton
	Posición del cilindro respecto al cigüeñal.	{ Horizontal { Vertical { Brayton
	Disposición de los cilindros	{ En línea { En " V " { Radial { En " X "
	Forma de Encendido	{ Chispa { Compresión { Cabeza ardiente
	Tipo de Enfriamiento	{ Líquido { Aire
	Tipo de Lubricación	{ Cártter húmedo { Cártter seco
	Forma de Alimentación de Aire.	{ Aspiración natural { Sobrealimentación { (Turbocargado)

Generalmente, los motores de combustión interna son de movimiento alternativo, donde el vaivén de uno o varios pistones se convierte por medio del cigüeñal en movimiento rotatorio. A su vez estos motores de movimiento alternativo se clasifican en motores de *dos tiempos* y de *cuatro tiempos*.

La combustión de estos motores produce trabajo, debido a que su fuerza está encerrada en un cilindro y su energía encausada hacia un pistón o émbolo, de modo que cada vez que se produce la combustión el pistón es impulsado hacia abajo, y su movimiento se transmite por medio de una biela a un cigüeñal rotatorio.

La parte superior del cilindro no se encuentra cerrada totalmente durante el funcionamiento del motor, si no que cierto número de aberturas (dos generalmente), se abren y cierran a intervalos bien definidos mediante válvulas, mismas que permiten la entrada y salida de la mezcla aire-combustible y de los gases producto de la combustión respectivamente.

El cigüeñal en forma directa acciona a un árbol de levas y éste a su vez, de una manera sincronizada mueve al distribuidor para lograr que las cargas de combustible se enciendan a intervalos de tiempo exactos.

6.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

Ciertos términos utilizados en esta práctica y en la teoría de los Motores de Combustión se definen a continuación.

RELACION DE AIRE A COMBUSTIBLE.- Relación o razón del peso del aire al peso del combustible en una mezcla de estos materiales.

PUNTO MUERTO INFERIOR O SUPERIOR (PMI O PMS).- Límite inferior o superior del movimiento de un pistón en el interior de su cilindro.

POTENCIA AL FRENO (PF).- Valor de la potencia realmente entregada por el eje principal de un motor. Se determina por medio de un dinamómetro.

EJE O ARBOL DE LEVAS.- Eje provisto de levas que abren y cierran las válvulas de un motor a medida que gira dicho eje.

CARBURADOR.- Dispositivo que sirve para mezclar aire y combustible en la proporción adecuada a fin de producir una mezcla de fácil combustión.

COMBUSTION.- Reacción química exotérmica que libera energía calorífica. Proceso de transformación de energía química latente a energía molecular (se manifiesta en forma de calor).

CAMARA DE COMBUSTION.- Espacio o volumen que hay en el interior del cilindro y que está limitado por la cabeza o corona del pistón, la superficie interna del cilindro y la culata o cabeza, cuando el émbolo se encuentra en su punto muerto superior.

RELACION DE COMPRESION.- Relación o razón del volumen interior de un cilindro de motor, cuando el pistón está en su punto muerto inferior, al volumen que se tiene cuando dicho pistón está en su punto muerto superior.

CARTER.- Parte del motor que encierra o envuelve al cigüeñal.

CIGÜENAL.- Eje principal de un motor que junto con la biela transforma en rotatorio el movimiento rectilíneo alternativo del pistón.

DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO O CILINDRADA.- Es el volumen de aire desalojado o desplazado por un pistón cuando se mueve desde su PMI hasta su PMS. En el caso de un motor Wankel se calcula como el doble de volumen de la cámara de combustión multiplicado por el número de rotores.

DISTRIBUIDOR.- Dispositivo para abrir y cerrar el circuito primario del sistema de encendido eléctrico, y distribuir el alto voltaje resultante a cada cilindro en la forma sucesiva apropiada.

POTENCIA INDICADA (PI).- Valor de la potencia desarrollada en la cámara de combustión de un motor. Difiere de la potencia efectiva por las pérdidas mecánicas en el motor.

EFICIENCIA MECANICA.- Relación o razón de la potencia al freno a la potencia indicada de un motor. Indica la magnitud de la potencia que se pierde debido a la fricción, en las partes móviles del motor.

ENCENDIDO ANTICIPADO O PREIGNICION.- Encendido antes de tiempo de la carga de combustible en un motor.

EFICIENCIA VOLUMETRICA.- Relación del volumen ocupado por la mezcla en el cilindro de un motor durante el

funcionamiento de éste, al volumen total del cilindro.

6.6 TEORIA GENERAL.

6.6.1 CICLO TEORICO O IDEAL DE OTTO.

Desde el punto de vista teórico los motores Otto funcionan con base a un ciclo abierto, donde los gases producto de la combustión, no pueden ser reutilizados de manera cíclica en un sistema cerrado. Como dichas máquinas tienen que alimentarse de manera constante con aire nuevo, se considera por facilidad para su estudio que el aire (como gas ideal) con calores específicos constantes es su fluido de trabajo.

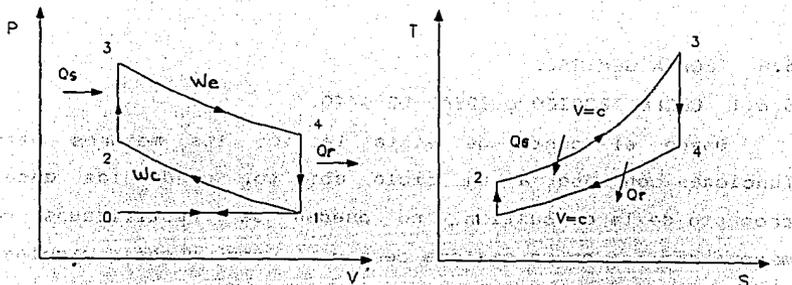
También conviene desde el punto de vista teórico que el motor funcione en base a su ciclo termodinámico donde se debe considerar que todos los procesos y eventos realizados son reversibles.

Los siguientes diagramas P-v y T-s corresponden a un ciclo Otto estándar de aire (ciclo ideal del motor encendido por chispa). Fig. 6.1

Durante el ciclo Otto estándar se presentan los procesos siguientes:

- 1-2 Proceso adiabático y reversible sin intercambio de calor en la compresión del fluido de trabajo (W_c).
- 2-3 Se agrega calor (Q_s) a volumen constante.
- 3-4 Expansión isentrópica con su correspondiente trabajo (W_e).
- 4-1 Cesión de calor (Q_r) a volumen constante.

Los efectos de los procesos de la sustracción de calor



NOTA: EN LOS MOTORES DE CUATRO TIEMPOS, EN LA CARRERA DE ESCAPE (1-0), SE RETIRA CALOR, MIENTRAS QUE EN LA CARRERA DE ADMISION (0-1), ENTRA FLUIDO FRIO. LOS EFECTOS DE AMBAS CARRERAS SE ANULAN SIN PRODUCIR PERDIDA NI GANANCIA DE TRABAJO.

FIG. 6.1 DIAGRAMA P-v Y T-s PARA UN CICLO OTTO ESTANDAR DE AIRE.

que se llevan a cabo durante la carrera de escape (1-0) y la introducción de fluido durante la carrera de aspiración (0-1), mutuamente se anulan por lo que no es posible representarlos en el diagrama T-s, mientras que en el diagrama P-v, su representación es una línea horizontal.

Difícilmente un motor de combustión interna puede ser analizado según el ciclo con el cual funciona, esto significa que el ciclo estándar de aire no es un ciclo real o de existencia práctica.

6.6.2 EFICIENCIA DEL CICLO OTTO.

La eficiencia térmica (η_t) correspondiente al ciclo Otto se define como el trabajo producido dividido entre el calor agregado.

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{ent}} = \frac{Q_s - Q_r}{Q_s} \dots\dots\dots (6.1)$$

Como en el estado 2-3 se agrega calor a volumen constante y debido a que la masa es constante, según la primera ley de la Termodinámica.

$$Q_{2-3} = Q_2 = m_a C_v (T_3 - T_2) \dots \dots \dots (6.2)$$

De manera semejante, como el calor es cedido a volumen constante en el estado 4-1 tenemos:

$$Q_{4-1} = Q_r = m_a C_v (T_3 - T_1) \dots \dots \dots (6.3)$$

Donde:

- Q_2 - Calor suministrado [Kj/h]
- Q_r - Calor rechazado [Kj/h]
- m_a - Masa de aire [Kg/h]
- C_v - Calor específico a volumen cte. [Kj/Kg^oC]
- T - Temperatura [°C]

Como el trabajo neto es la suma de Q_{23} y Q_{41} la eficiencia térmica está dada por:

$$\eta_t = \frac{m_a C_v (T_3 - T_2) - C_v (T_4 - T_1)}{m_a C_v (T_3 - T_2)}$$

Sustituyendo las ecuaciones 6.2 y 6.3 en la ecuación 6.1 tenemos:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \dots \dots \dots (6.4)$$

Luego como la relación de compresión (r) se define como:

$$r = \frac{\text{Volumen en el PMI}}{\text{Volumen en el PMS}} \dots\dots\dots(6.5)$$

y para el ciclo Otto a esto corresponde:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \dots\dots\dots(6.6)$$

El proceso isoentrópico entre los estados 1 y 2 relaciona a la temperatura, de modo que:

$$\frac{T_2}{T_1} = (r)^{k-1} \quad \text{y} \quad \frac{T_3}{T_4} = (r)^{k-1} \dots\dots\dots(6.7)$$

De manera que:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \dots\dots\dots(6.8)$$

Si eliminamos a T3 y T4 nos queda:

$$\frac{T_2}{T_1} = (r)^{k-1} \dots\dots\dots(6.9)$$

y finalmente:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(r)^{k-1}} \dots\dots\dots(6.10)$$

que es la expresión para la eficiencia del ciclo Otto con

aire normal.

6.6.3 MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE CUATRO TIEMPOS.

El francés Alphonse Beau de Rochas fué el primer inventor del motor de cuatro tiempos hacia 1862, pero hacia 1875 el alemán Nikolas August Otto tambien lo logró. Ambos inventores no tenían conocimiento de la patente de uno y otro.

A Otto le perteneció la fama y hasta ahora el principio termodinámico del motor de cuatro tiempos se llama "ciclo Otto".

El movimiento alternativo del motor tiene dos posiciones extremas entre las que se desplaza el piston: el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI).

Cada piston del motor de cuatro tiempos inicia su primer movimiento —hacia abajo— desde el PMS creando un vacío: en este momento se abre en la parte superior del cilindro la válvula de admisión que permite la entrada de la mezcla aire-combustible procedente del carburador. En cuanto el piston llega a el PMI ya ha succionado la cantidad precisa de combustible. Este primer movimiento, se llama "tiempo de admisión" o carrera de admisión. Fig. 6.2 a).

Para el periodo del segundo tiempo —hacia arriba— tanto la válvula de admisión como la de escape permanecen cerradas herméticamente, en tanto que el piston comprime la mezcla de combustible en su desplazamiento del PMI al PMS aumentando la presión y la temperatura. En consecuencia, este tiempo se llama "tiempo de compresión" o carrera de compresión. Fig. 6.2 b).

Quando el piston se acerca al PMS se produce a propósito

un arco eléctrico entre los electrodos de la bujía, a fin de encender la mezcla comprimida en la parte superior del cilindro (cámara de combustión). La combustión resultante, puede llegar incluso a una temperatura de 2000 °C y con una fuerza de hasta 2 toneladas contra la cara superior del pistón, empujándolo —hacia abajo—. Este es el "tiempo de fuerza" o carrera de fuerza. Fig. 6.2 c).

Para cuando el pistón llega de nuevo al PMI, entonces la fuerza de la combustión se ha agotado. En este punto, se abre en la parte superior del cilindro una segunda válvula, la válvula de escape. Entonces, la salida de los productos de desecho de la combustión se acelera con el movimiento —hacia arriba— del émbolo, para que finalmente, los gases salgan a la atmósfera. Este es el cuarto y último tiempo del ciclo del motor: el "tiempo de escape" o carrera de escape. Fig. 6.2 d)

6.6.4 CICLO OTTO REAL.

En la práctica las fases de un motor de cuatro tiempos, no están tan netamente separadas, como se expuso anteriormente en la teoría básica. Así que el motor alcanzará su energía máxima si la combustión alcanza su mayor fuerza cuando el pistón se encuentre exactamente en el PMS. Pero la combustión no es instantánea, si no que comienza en la parte más cercana a la bujía y se extiende en forma de abanico hasta que arde toda. Para permitir este retraso, el encendido debe ocurrir unos grados de giro del cigüeñal antes de que el pistón alcance el punto extremo de su recorrido (PMS), dando un cierto tiempo para que la combustión se complete.

El proceso de combustión no se efectúa a volumen constante por lo que se producen pérdidas de energía hacia

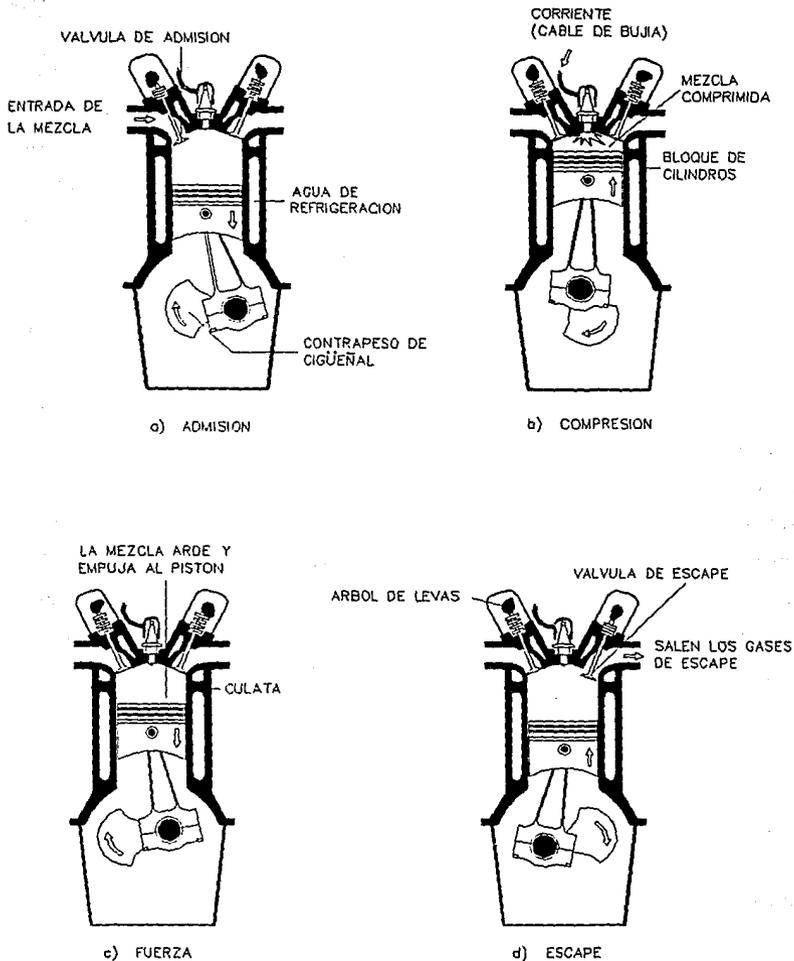


FIG. 6.2 MOTOR DE COMBUSTION INTERNA: CICLO DE CUATRO TIEMPOS.

las paredes del cilindro y la cabeza del émbolo. De manera que la presión máxima en un ciclo real es menor que la de un ciclo ideal.

Para que el vapor combustible y los gases de combustión atraviesen a su máxima presión las válvulas de admisión y escape respectivamente, se hace que las válvulas se abran unos pocos grados antes "avance de apertura" o se cierren unos pocos grados después "retraso de cierre" con lo que se consigue aumente el rendimiento del motor.

Así que cada motor es único y su comportamiento de funcionamiento es función de las condiciones de trabajo y del diseño del avance y apertura que fijen los constructores.

El trabajo del motor real en comparación con el trabajo teórico del ciclo Otto es mucho más pequeño a causa de muchos factores. Estos en términos generales se refieren a la presión negativa y a la fuerza que se debe ejercer en las carreras de admisión y escape respectivamente. Fig. 6.3. Estas pérdidas, por pequeñas que parezcan llegan a sumar grandes cantidades de energía puesto que se repiten todas miles de veces por minuto durante el funcionamiento de la máquina (motor).

Muy marcada es la gran diferencia que existe entre los dos diagramas que se presentan en la figura 6.3 y, en consecuencia, es fácil comprender cuales son las causas que hacen tener al motor de combustión interna una eficiencia óptima tan baja (25%).

6.6.5 RELACION DE COMPRESION.

El grado en que comprime la mezcla aire-combustible en un motor de combustión interna recibe el nombre de "relación

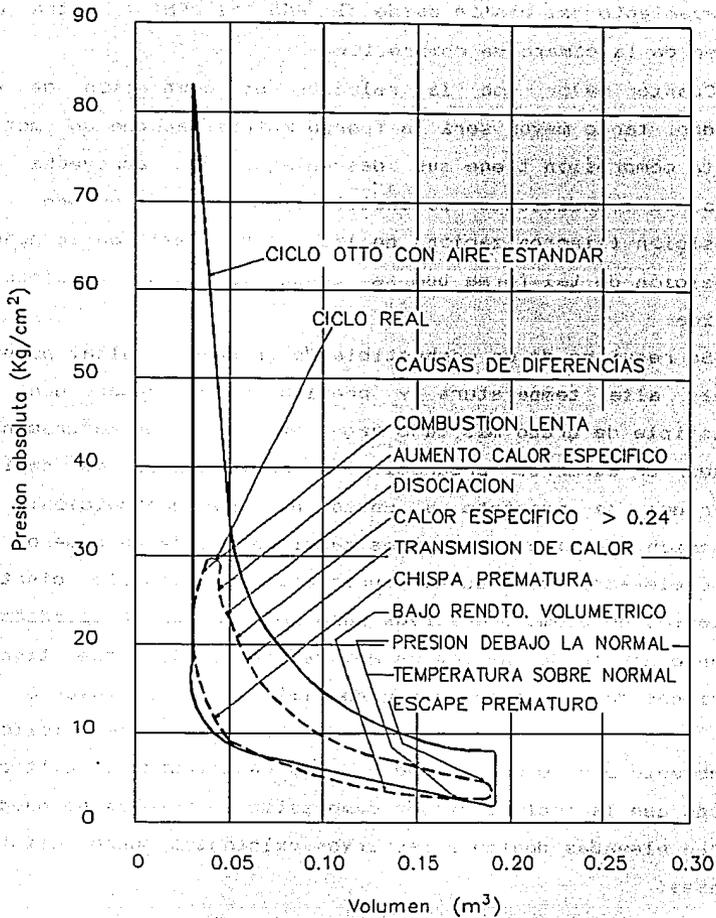


FIG. 6.3 COMPARACION ENTRE LOS CICLOS OTTO REAL Y TEORICO.

de compresión". Este se calcula dividiendo el volumen de desplazamiento del pistón desde el PMS al PMI entre el volumen de la cámara de compresión.

Cuanto mayor sea la relación de compresión de un cilindro, tanto mayor será la fuerza motriz, aunque un motor de alta compresión tiene sus desventajas. Se aprovecha al máximo su rendimiento potencial siempre y cuando la disposición (sincronización) de las válvulas esté en la mejor disposición de tal forma que se tenga la mayor eficiencia mecánica.

Se requiere de un combustible de graduación alta, porque su más alta temperatura y presión puede hacer que el combustible de grado más bajo haga explosión prematuramente en lugar de quemarse progresiva y rápidamente. es decir, evitar que se presente a causa de una preignición: la *detonación*. Se dice que algunas gasolinas tiene un número de octano elevado, éste puede aumentarse añadiéndole ciertos compuestos de plomo o aditivos para mejorar sus propiedades, evitando así la detonación en motores de gasolina que tienen relaciones de compresión hasta de 11:1. Pero la mayoría de estos aditivos producen una elevada emisión de gases tóxicos al ambiente por lo que su uso ha sido restringido o evitado. De modo que las relaciones de compresión en motores no pueden ser tan elevadas debido a las leyes existentes sobre emisión de gases.

6.6.6 MOTOR DE COMBUSTION INTERNA DE DOS TIEMPOS.

Debido a que de los cuatro tiempos del motor de combustión interna sólo uno era impulsor, se hicieron varios intentos por mejorarlo hasta que en 1878 el escocés Douglas

Clerk construyó un motor cuyo ciclo de funcionamiento se completaba en sólo dos tiempos. Un pistón secundario suministraba la mezcla aire-combustible al cilindro principal. Para 1891 prescindiendo del segundo cilindro Joseph Day modificó el motor de Clerk. En su motor el combustible se suministraba a la cámara de combustión a través de una carcasa hermética.

El motor de dos tiempos consta de los mismos elementos que el de cuatro tiempos: cilindro, pistón, cigüeñal y se enciende por chispa. Sin embargo, tres agujeros (lumbreras o ventanas) cortadas en el propio cilindro se abren y se cierran con el movimiento ascendente y descendente del pistón.

El ciclo de trabajo se inicia en el PMI cuando el pistón se eleva, en este momento se descubre la lumbrera de admisión y se introduce automáticamente al cárter hermético una carga de combustible. Fig. 6.4 a). Continuando su ascenso el pistón cierra la lumbrera de escape y la de carga y, además completa la compresión en la cámara de combustión instantes antes de alcanzar el PMS. Fig. 6.4 b). Entonces se produce la combustión mediante el chispazo eléctrico y el pistón desciende con impulso. Fig. 6.4 c). En su descenso descubre la lumbrera de escape permitiendo así la salida de los gases de la combustión y actuando como una bomba que impulsa el combustible hacia la lumbrera de carga. Fig. 6.4 d).

Desde el punto de vista teórico, el motor de dos tiempos debería tener el doble de potencia que el motor de cuatro tiempos: ya que el primero produce un tiempo de explosión por cada revolución del cigüeñal, mientras que el segundo lo hace solo una vez por cada dos revoluciones del mismo. En la

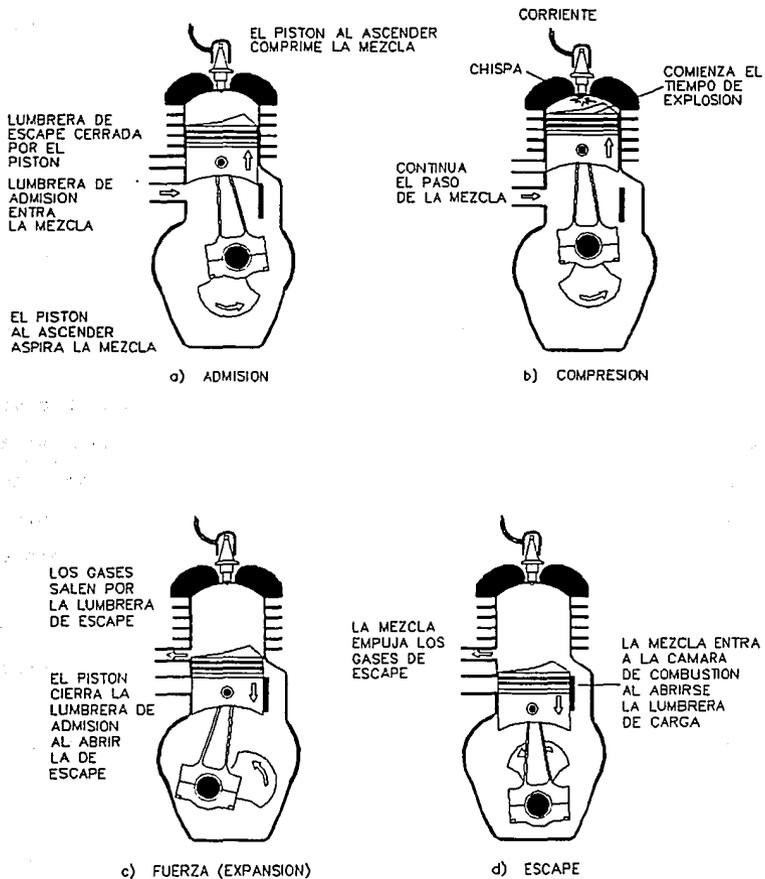


FIG. 6.4 MOTOR DE COMBUSTION INTERNA: DOS TIEMPOS.

práctica, solo se logra tener una y media veces más potencia que el de cuatro tiempos y, básicamente esto es consecuencia de lo siguiente:

- 1.- El motor de dos tiempos tiene una apertura de lumbreras de admisión y escape inalterables; si son grandes, pasará gran cantidad de combustible y el motor funcionará solo a grandes velocidades, pero si son pequeñas el motor funcionará solo a velocidad reducida.
- 2.- El motor de cuatro tiempos tiene sus ciclos de operación ordenados con exactitud e independencia, pudiéndose graduar separadamente para obtener rendimientos máximos y velocidades diferentes.
- 3.- En el motor de dos tiempos no es posible conseguir cruzado de válvulas, puesto que no las tiene.
- 4.- Como el pistón de un motor de dos tiempos se desplaza al doble de la velocidad de lo que requiere un motor de cuatro tiempos, está sometido a mayor elevación de temperatura.
- 5.- El pistón de un motor de dos tiempos para abrir y cerrar lumbreras debe ser fabricado con tolerancias estrechas entre él y el cilindro.
- 6.- El motor de dos tiempos derrocha gasolina debido a que no completa satisfactoriamente la combustión y algunas veces se mezcla el combustible con los gases quemados. Como éstos finalmente salen a la atmósfera, ésta se contamina aún más con este tipo de motor.

6.6.7 EL MOTOR WANKEL.

El principio de funcionamiento del motor Wankel es

similar al motor de combustión interna de cuatro tiempos. Su gran potencia desarrollada por unidad de volumen se obtiene del movimiento de rotación directamente de algo parecido a un pistón giratorio dentro de una carcaza (en este motor existen muy pocas piezas en movimiento). Fig. 6.5. Estas máquinas presentan ciertos problemas que reducen considerablemente su eficiencia, si ésta se compara con un motor de cilindros.

Algunas de las más importantes causas que originan la disminución de su eficiencia son:

- 1.- El sellado entre el espacio de lóbulos del rotor y la carcaza.
- 2.- El proceso de combustión es incompleto y, en consecuencia, grandes cantidades de hidrocarburos no quemados son arrojados al exterior.

Mediante los tres lóbulos o émbolo giratorio se producen de manera simultánea los procesos del ciclo de funcionamiento de la forma siguiente:

ADMISION.- Se realiza de manera continua en el periodo 1 - 4 y la mezcla aire-combustible se introduce a través de lumbreras (puesto que carece de válvulas), hasta que en el movimiento 4 uno de los lóbulos del rotor en su giro cierra dicha lumbrera.

COMPRESION.- La compresión se realiza también de forma continua de 5 - 8. Esta se debe al igual que los otros procesos al cambio de volúmenes (reducción progresiva) causando por el giro del rotor dentro de la carcaza.

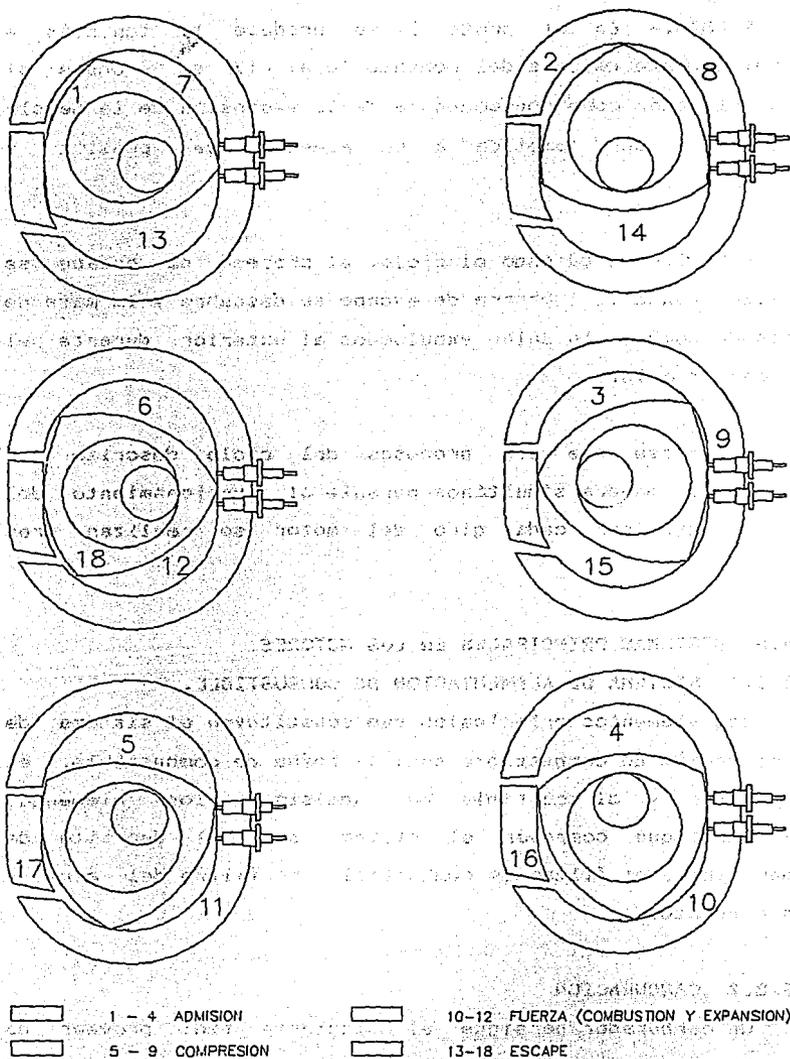


FIG. 6.5 CICLO DE TRABAJO DE UN MOTOR WANKEL.

FUERZA.- En el punto 9 se produce la ignición e inmediatamente después del momento 10 al 12 se produce el giro del rotor como consecuencia de la expansión de la mezcla después de ser sometida a un aumento de presión y temperatura.

ESCAPE.- Siguiendo el ciclo, el proceso de escape se realiza cuando la lumbrera de escape se descubre y la masa de gases de combustión salen expulsados al exterior durante el periodo 13 a 18.

Observese que los procesos del ciclo descrito se realizan de manera simultánea durante el funcionamiento del motor y que por cada giro del motor se realizan tres impulsos.

6.6.8 SISTEMAS PRINCIPALES EN LOS MOTORES.

6.6.8.1 SISTEMA DE ALIMENTACION DE 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 de combustible, el filtro de combustible, el filtro del aire y los conductos.

6.6.8.2 CARBURACION.

Un carburador persigue el siguiente fin: proveer de mezcla aire-combustible a el motor para que este funcione a velocidades diversas bajo diferentes cargas. Estas cantidades de mezcla son cuidadosamente reguladas antes de entrar al

motor merced al vacío que producen los pistones en la carrera de admisión. El carburador va unido al colector o "múltiple" de admisión del motor. Todo el aire que entra a el motor debe pasar por el tubo cilíndrico central, donde aumenta su velocidad al cruzar el estrechamiento, teniendo como consecuencia una caída de presión por el efecto "venturi". Si se coloca una pequeña toma en la parte estrecha del venturi, el vacío atrae al combustible almacenado en un depósito situado a un costado del tubo del carburador. Fig. 6.6.

Para controlar la velocidad del motor, el carburador consta de una válvula de mariposa colocada en la parte inferior del tubo, misma que es accionada directamente por el acelerador. De este modo se limita o permite la entrada completa del aire, dependiendo si la válvula se encuentra abierta parcial o completamente.

La cantidad de combustible que entra en corriente de aire debe guardar un equilibrio correcto dependiendo de las condiciones de velocidad y carga a que se esté operando el motor.

Existen en los carburadores simples (como el de la figura 6.6), dos sistemas que pueden mantener en una proporción bastante constante mediante un adecuado ajuste de los surtidores un equilibrio del aire y del combustible en amplios márgenes de velocidad, estos son: el *sistema de compensación* y el *sistema de corrección de aire*. El abastecimiento del combustible se divide en el primero en dos circuitos: el primero trabaja progresivamente enriqueciendo la mezcla a medida que aumenta la velocidad del motor. El segundo lo hace de modo diferente: en el canal se encuentra ajustado un sangrador de aire y éste se mezcla con el

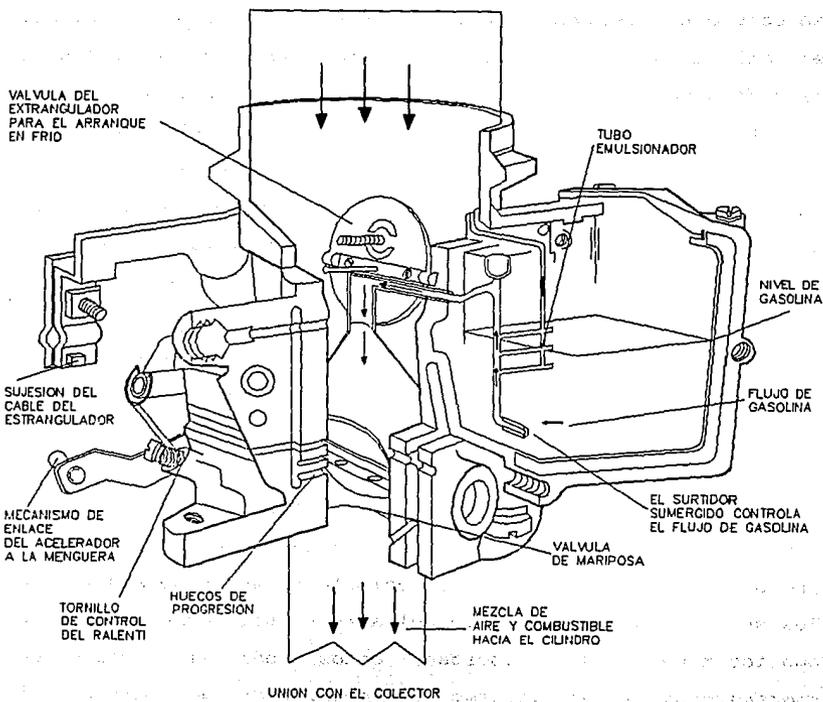


FIG. 6.6 CARBURADOR DE SURTIDOR FIJO DEL TIPO ASPIRACION HACIA ABAJO

combustible que llega desde el canal compensador. A medida que la velocidad aumenta, llega más aire por el sangrador, de modo que la proporción de combustible en éste circuito se atenúa a medida que aumenta la velocidad.

Un carburador complejo posee muchos más circuitos que el anteriormente descrito, mismos que hacen posible el funcionamiento del motor a velocidad de ralenti, velocidad moderada y a toda potencia.

La mezcla ideal aire-combustible para el funcionamiento óptimo de un motor con carga media debe ser de 14:1, en ralenti requiere de una proporción de 11:1, mientras que a toda potencia la mezcla debe ser 12:1.

6.6.8.3 INYECCION DE COMBUSTIBLE.

Actualmente, se tiene para motores de alto rendimiento sistemas de inyección de combustible donde no se requiere de carburador, de modo que la gasolina se inyecta (pulveriza) directamente en el interior del cilindro. La presión con que el combustible se inyecta varía entre 1.5 y 7.0 bars en la boquilla pulverizadora. Este combustible se mezcla fácilmente con el aire que se encuentra en el colector de admisión.

Los sistemas de inyección se clasifican en dos tipos: *mecánicos* y *electrónicos*.

Elementos que integran un sistema de inyección mecánico:

- 1.- Bomba que proporciona combustible al sistema.
- 2.- Bomba dosificadora que incrementa proporcionalmente el paso de combustible y la presión al aumentar la velocidad del motor.

3.- Equipos de medición.

4.- Inyectores.

Elementos que integran un sistema de inyección electrónico:

1.- Bomba de combustible.

2.- Unidad reguladora.

3.- Potenciómetro de flujo de aire.

4.- Mariposa del acelerador.

5.- Inyectores.

Los mecánicos distribuyen el combustible por turno a cada inyector mediante válvulas o discos, mientras que el sistema electrónico lo regula mediante un impulso eléctrico que hace que los inyectores abran o cierren al ser activados por solenoides. Fig. 6.7.

6.6.8.3.1 VENTAJAS DE LA INYECCION.

1.- Aumenta la potencia del motor entre un 11 y un 15 % debido sobre todo al aumento de la eficiencia volumétrica del motor, puesto que la admisión de aire y la inyección de combustible son más directos.

2.- La inyección se aprovecha mejor por que el aire entra a el motor en una serie de impulsos y no en una corriente continua.

3.- Mejor vaporización del combustible.

4.- Hasta un 15 % de ahorro de combustible.

5.- Menor emisión de gases contaminantes.

6.- Distribución igual y homogénea de combustible en cada cilindro.

6.6.8.3.2 DESVENTAJAS DE LA INYECCION.

- 1.- El costo y mantenimiento del sistema es aproximadamente el doble que el convencional con carburador.
- 2.- Se requiere de un mejor sistema de control para mejorar el rendimiento del inyector.

6.6.8.4 SISTEMA DE IGNICION.

Actualmente existen varios sistemas por medio de los cuales se consigue el encendido de un motor de combustión interna, pero los más corrientes son aquellos que utilizan procedimiento eléctricos, o bien electrónicos.

6.6.8.4.1 ESQUEMA DE UN SISTEMA CONVENCIONAL DE ENCENDIDO.

El más sencillo y fácil de comprender es el sistema convencional que utiliza distribuidor y ruptor. En la figura 6.8 a) tenemos un dibujo que nos muestra la constitución general de un circuito de encendido electromecánico. En 1 puede verse la *batería* que alimenta de corriente eléctrica el circuito (también puede estar sustituida por el alternador cuando el motor está en marcha y ésta máquina eléctrica alimenta de corriente a todos los circuitos). En 2 tenemos la llave de contacto en el interruptor, desde el que la electricidad se reparte por los principales circuitos. Uno de ellos es el formado por la *bobina de encendido* (3), la cual posee dos arrollamientos: uno grueso (A), que forma el circuito de baja tensión, y otro muy fino y de muchas vueltas (B) que forma el circuito de alta tensión. La corriente recibida por la bobina desde el interruptor pasa a través del arrollamiento (A) hasta el *distribuidor* (4) que, en su parte baja (4A) consta de un interruptor, que recibe el nombre de

ruptor (5) (comúnmente conocido como platinos), el cual es capaz de interrumpir el circuito de baja tensión cuando sus contactos se separan. Esta parte del distribuidor va provista también de un condensador (6) y de un avance de encendido (7), y, por otra parte, lleva un eje en (8), que es accionado por el motor y sincronizado con el giro de éste.

Por otro lado, y a partir de la bobina (3) tenemos el arrollamiento de hilo fino (8) que constituye el circuito de alta tensión. Cuando, por medio del fenómeno de la inducción se establece la corriente de alta tensión, ésta pasa a la cabeza del distribuidor (4B) por medio de un borne de entrada central, y desde allí se distribuye a las bujías (9) siguiendo el mismo orden que corresponde al orden de encendido. De modo que salta la chispa entre los electrodos de las bujías en el mismo momento en que los émbolos alcanzan cada uno de ellos sus respectivos PMS al final del ciclo llamado compresión.

El funcionamiento eléctrico de este sistema se representa en las figuras 6.8 b) y c) para cada uno de los circuitos de baja y alta tensión respectivamente. En la primera figura tenemos el momento de paso de la corriente por el arrollamiento primario gracias a que los contactos del ruptor (5, en la figura (b)) se encuentran cerrados. Así pues, la corriente procedente de la batería o bien del alternador atraviesa el interruptor de contacto, circula por todas las vueltas del hilo que componen el arrollamiento primario de la bobina y pasa al distribuidor en donde, a través de los contactos del ruptor que se hallan cerrados, puede pasar y establecer de esta forma su circuito natural de circulación.

Pero cuando los contactos del ruptor se separan, el circuito que acabamos de ver queda abierto y la corriente interrumpe bruscamente su paso por el arrollamiento primario de la bobina. Este es el momento en que dentro de ésta se induce una nueva corriente cuando las líneas magnéticas creadas por el arrollamiento primario citado cortan las muchísimas espiras del arrollamiento secundario. La corriente así generada tiene una intensidad mucho menor pero una tensión muy elevada, superior a los 20,000 voltios que depende de la rapidez del movimiento del campo magnético. Fig. 6.8 c)

La corriente de alta tensión que sale por el borne central superior de la bobina va a parar a la cabeza del distribuidor y, desde allí se distribuye a cada una de las bujías.

6.6.8.4.2 SISTEMA DE ENCENDIDO ELECTRONICO.

La diferencia fundamental entre los sistemas de encendido electrónico y los de puntas de contacto (platinos) es la forma en que se interrumpe la corriente del circuito primario de la bobina de encendido.

El sistema de encendido electrónico utiliza una unidad de control electrónico (ECU) para cerrar y abrir el circuito primario de la bobina de encendido. El ruptor es ahora una pequeña bobina sensible en el distribuidor que capta el giro de una armadura situada en el eje del distribuidor. Fig. 6.9 La bobina sensible se llama también conjunto captador magnético. La armadura tiene el mismo número de puntas que cilindros el motor. Cada vez que una punta pasa frente a la bobina sensible, da lugar a la producción de un campo

magnético en la bobina. Esto origina una tensión que envía una señal a la ECU para que abra el circuito primario de la bobina de encendido. El campo magnético del arrollamiento primario se apaga, y en el secundario se produce una descarga de alta tensión. Como puede verse, el efecto es el mismo, tanto si se trata de la apertura de unos contactos causada por una leva giratoria como si es una señal procedente de una bobina sensible originada por las puntas de un rotor que pasan frente a ella. En cualquiera de ambas disposiciones se produce una descarga de alta tensión en el arrollamiento secundario de la bobina de encendido.

Ciertas características como el hecho de que no existe desgaste mecánico, no se requiere de ajustes y de que el sistema produce voltajes secundarios hasta de 47 000 voltios hacen más ventajoso éste sistema que el de encendido convencional.

6.6.8.5 SISTEMA DE LUBRICACION.

El motor de combustión interna está constituido por diversos componentes, los cuales están en constante movimiento de vaivén (cigüeñal, pistones, bielas, cojinetes, etc), por lo que se requiere de un sistema que evite el contacto directo entre piezas móviles.

Los principales componentes con movimiento en el motor son lubricados por trayectorias bien definidas de circulación de aceite como se muestra en la figura 6.10 a).

Además el sistema lubrica a cada pistón y a su cilindro correspondiente. El árbol de levas gira normalmente apoyado en tres cojinetes, cada uno de los cuales requiere lubricación, al igual que los engranes y la cadena de

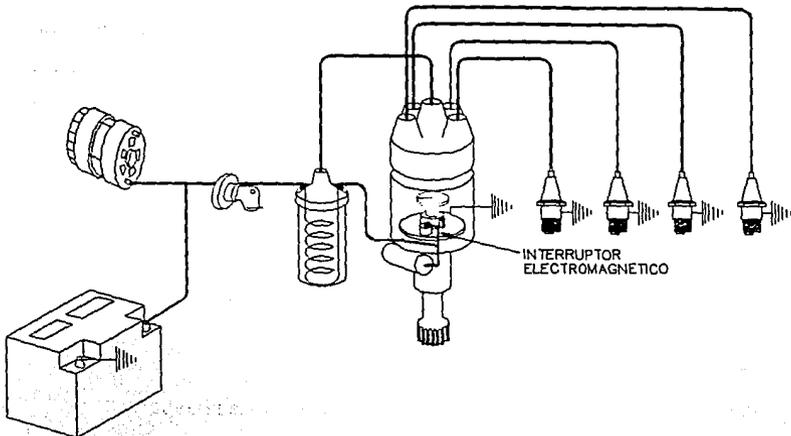


FIG. 6.9 ESQUEMA GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE ENCENDIDO ELECTRONICO.

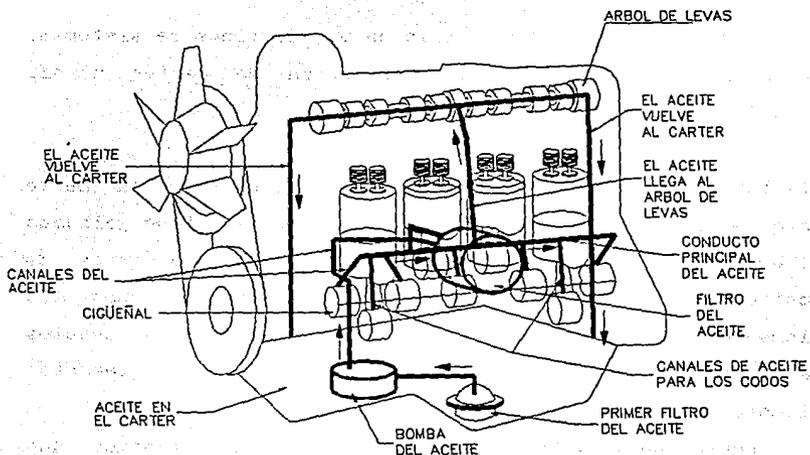


FIG. 6.10 a) SISTEMA DE LUBRICACION.

sincronización colocada a un extremo del propio árbol de levas. En la parte superior del motor, el tren de válvulas recibe también un suministro de aceite a fin de cubrir sus demandas.

Son diversas las funciones que realiza el aceite lubricante, dentro de las de mayor importancia están las de:

- a) Reducir al mínimo los esfuerzos de fricción.
- b) Disminuir el desgaste.
- c) Impedir la oxidación de las piezas.
- d) Eliminar el carbón, polvo y partículas metálicas.
- e) Enfriar internamente al motor.
- f) Formar una junta de sello entre los anillos del pistón y la camisa para evitar la fuga de presión de gases en la combustión.

Para lubricar un motor existen varios tipos de sistemas, entre los cuales tenemos: *lubricación de cárter húmedo* y *lubricación de cárter seco*.

1.- *Lubricación de cárter húmedo*. - El cárter es la parte inferior de la carcasa del motor, es donde se tiene alojado el aceite y a un lado suele estar atornillada una bomba de aceite la cual envía continuamente aceite a todos los elementos móviles del motor a través de conductos y canales ya perforados tanto en el bloque como en los elementos mismos. Fig. 6.10 a).

Dentro de la lubricación de cárter húmedo, tenemos que para lubricar los cojinetes del pie de las bielas aparte del conducto que atraviesa las mismas existe otra forma, la

llamada lubricación por *salpicadura*. Fig. 6.10 b). Al girar el cigüeñal, una cucharilla de que va provisto el contrapeso arroja el aceite hacia lo alto. El aceite llega a la cabeza de la biela y pared del cilindro en cantidad suficiente.

Cuando el aceite llega finalmente a el eje de balancines, éste cae por gravedad hasta el cárter nuevamente. Este sistema de lubricación de cárter húmedo es una combinación de lubricación a presión total y por salpicadura.

2.- *Lubricación de cárter seco*.- En algunos motores la lubricación de cárter húmedo es insuficiente. Por ejemplo los automóviles de carreras y para rallies tienen lubricación de cárter seco, debido a que sus bruscos giros, frenadas y aceleraciones crean un movimiento excesivo del aceite en el cárter, que puede provocar que la bomba aspire en vacío y que se interrumpa el suministro del aceite al motor y a todos los cojinetes. En este sistema la mayor parte del aceite está contenido en un depósito separado. El aceite que cae del motor al cárter vuelve al depósito mediante el empleo de una segunda bomba, y desde él la bomba principal impulsa a el aceite por los diversos conductos y canales ilustrados en la figura 6.10 a).

Una parte fundamental de los sistemas de lubricación es la *bomba de aceite*, cuya función principal es la de suministrar desde el cárter el aceite hacia todos los puntos de contacto en el motor. La bomba de aceite puede estar montada en el interior o en el exterior del motor, aunque generalmente se monta entre el cárter y el filtro de aceite, en una posición baja dentro del bloque del motor, para recoger con facilidad el aceite que desciende por su propio

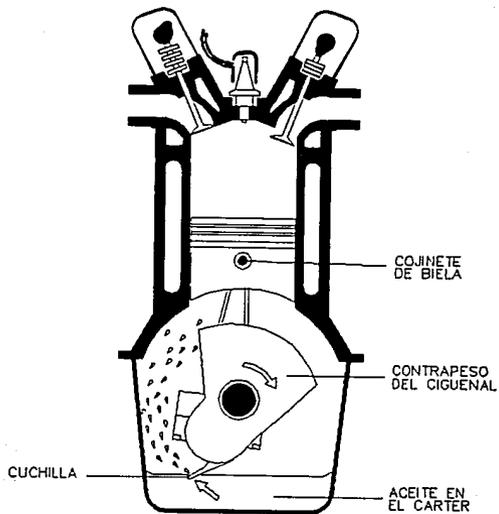


FIG. 6.10 b) LUBRICACION POR SALPICADURA: AUNQUE EL SISTEMA PARECE SENCILLO, AL GIRAR EL CIGÜENAL, LA CUCHILLA PROVEE DE LUBRICANTE TODA LA PARTE ALTA DEL MOTOR.

peso al cárter.

Otra cuestión de no menos importancia es la que realiza el *filtro de aceite*: limpiar el aceite que circula por todo el sistema de lubricación, ya que durante su recorrido por el motor el aceite se contamina con los productos de la combustión, partículas abrasivas e incluso fragmentos de metal procedentes del motor.

Generalmente, un motor dispone de dos filtros, uno en el cárter y otro en la parte de alta presión del sistema, inmediatamente despues de la bomba de aceite.

El mecanismo con que se lleva a cabo la lubricación en los sistemas anteriores es resultado de la combinación de una *lubricación hidrodinámica* y una *lubricación de proximidad*. Para entender la primera, tomaremos el ejemplo de un eje apoyado en un cojinete circular, donde se introduce una fina película de aceite para separar los componentes. Cuando el eje está inmóvil, reposa sobre el cojinete, expulsando el aceite hacia los lados, de tal forma que existe contacto de metal con metal. Cuando se inicia el giro en el eje, se fuerza el eceite entre el eje y el cojinete, y el aceite ejerce una presión que tiende a levantar el eje dentro del cojinete. A medida que aumenta la velocidad del eje, ésta cuffa de aceite engruesa y separa al eje del cojinete, así que esta lubricación depende de la velocidad y de la carga que se ejerza sobre el eje.

La *lubricación por proximidad* consiste en disponer una resistente película de aceite sobre los picos relativamente ásperos de la superficie de los cojinetes. Esto se consigue añadiendo agentes lubricantes (aditivos) a el aceite. Los aditivos son polimeros finos que se combinan químicamente con

las superficies metálicas de modo que protegen y sujetan el aceite evitando que se adelgase.

6.6.8.6 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR.

De la energía que consume el motor sólo el 25 % se transforma en movimiento, el resto se desperdicia en forma de calor. Una parte de este calor sale del motor por los gases de combustión por el escape, la mayor parte se queda, por lo que es preciso tener un sistema de enfriamiento adecuado para que disipe esa energía. Un enfriamiento inadecuado puede ser causa de que:

- 1) Se quemen los pistones y válvulas de escape.
- 2) La detonación sea excesiva en los motores de gasolina.
- 3) Los pistones se agrieten a causa de la dilatación.
- 4) El lubricante se queme o degrade.
- 5) Se funda el metal de los cojinetes dentro del cigüeñal.

El aceite de lubricación absorbe algo de calor en la mitad superior del motor y lo lleva al colector, ahí se enfría por la corriente de aire que pasa por debajo del motor. Pero la refrigeración del aceite no es suficiente, por lo que es necesario incorporar un sistema de enfriamiento, el cual puede ser por medio de agua o por aire.

El bloque donde se encuentran los cilindros, es la parte del motor donde se llega a alcanzar elevadas temperaturas desigualmente distribuidas.

Los motores enfriados por aire necesitan amplias aletas en el exterior de los cilindros. Las aletas aumentan el área de enfriamiento y este enfriamiento se mejora mediante un ventilador accionado por el mismo motor.

Los motores enfriados por agua tienen canales que atraviesan el bloque alrededor del cilindro. En ellos circula continuamente agua que transfiere el calor desde el bloque del motor al agua pasando por un radiador en el cual le es retirado el calor. Fig. 6.11.

Los bloques de cilindros que no tienen camisa tienen las cámaras de agua alrededor de los huecos de los cilindros con sólo el metal suficiente entre unas y otros para resistir las presiones que se crean en el interior de los cilindros. En los motores que tienen camisas, las cámaras de agua pueden estar en contacto con ellas (se les llama camisas húmedas) o puede que haya una pared de metal entre la camisa y la cámara de agua (camisas secas).

Las tres partes básicas que componen a un sistema normal de enfriamiento por agua son:

La camisa de agua, el radiador y los tubos que comunican a ambos elementos.

La camisa de agua se encuentra incorporada al bloque del motor. Tiene canales verticales por donde fluye agua hasta las partes más calientes del motor.

El radiador está compuesto de dos tanques, uno en la parte superior, y otro en la parte inferior y su función principal es extraer el calor del agua. El agua fluye desde el tanque superior hasta el inferior por una serie de tubos.

El radiador está conectado al motor por unos conductos de caucho. El tanque superior está unido a la culata, y el tanque inferior a un punto bajo situado sobre el bloque del motor.

Al calentar el motor al agua que se encuentra en la camisa, está se expande, por lo que su densidad desciende y

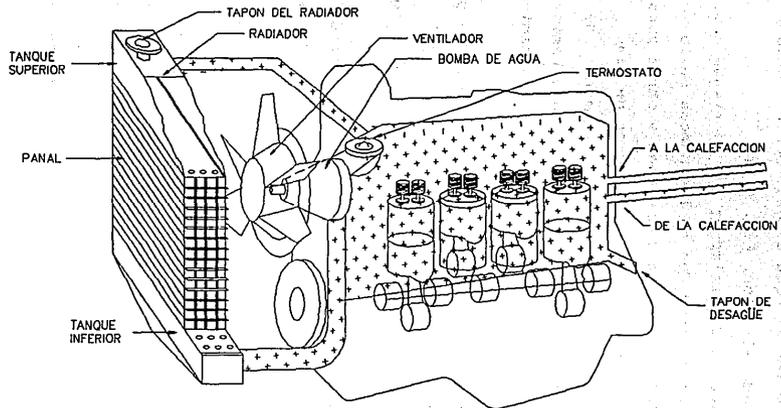


FIG 6.11 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

esto hace que suba la temperatura del agua; al subir el agua es sustituida por agua fría procedente del radiador. El agua caliente del extremo superior del motor fluye hacia el extremo inferior del radiador. En este sistema de enfriamiento existen dos componentes auxiliares; la bomba de agua y el ventilador. La bomba de agua se encuentra montada en la parte frontal del motor y está accionada por el cigüeñal mediante una correa o banda que a su vez obliga a circular el agua a su paso por los canales del bloque. El ventilador está situado detrás del radiador y generalmente va accionado por una banda. Su función principal es la de aspirar aire a través del radiador.

A fin de que el motor funcione a su temperatura normal de operación después de arranque en frío, se emplea un termostato para la regulación de la temperatura. El termostato es una válvula sensible a la temperatura, colocado entre la salida de agua de la culata y la entrada del radiador. Hasta antes de alcanzar un nivel de temperatura normal, la válvula se encuentra cerrada obstruyendo el paso de agua entre el motor y el radiador. Cuando el agua se calienta, se abre el termostato permitiendo así el paso del agua hacia el radiador para que se enfríe.

6.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

El Motor de Combustión Interna encendido por chispa (MCI), se encuentra montado en un banco de pruebas del laboratorio; este es un motor a gasolina de cuatro tiempos, seis cilindros, marca VAM (Vehículos Auto-Motores), enfriado por agua y con lubricación del tipo de cárter húmedo.

El motor consta de un carburador de aspiración normal.

la gasolina se suministra a presión por medio de una bomba de diafragma desde el depósito de almacenamiento , el cual tiene un indicador de nivel. Este depósito cuenta con una llave de paso en la parte inferior, la cual por medio de una manguera flexible se comunica a un segundo depósito graduado, con sus respectivas llaves de paso, entrada y salida, además de una válvula de purga en la parte superior. Este segundo depósito es de cristal y en su interior, se encuentra una escala de medición que indica el volumen de combustible suministrado.

El freno hidráulico, se encuentra firmemente montado sobre el mismo banco de pruebas para motores, y se interconecta directamente con el motor por medio de una flecha cardán.

El freno hidráulico es de la marca Froude de 100 Kw, opera por medio de agua y su función es frenar el giro del motor.

Los elementos que constituyen el freno hidráulico son:

- Un rotor, el cual se conecta con el cigüeñal del motor y gira sobre rodamientos de bolas. El rotor tiene en cada lado y en toda su periferia medios gangilones, los cuales impulsan el agua provocando un movimiento de giro turbulento cuando el rotor gira.
- Un estator, el cual está dividido en dos partes y tiene como función proporcionar una abertura al cierre del flujo de agua hacia la carcasa del freno. Este estator se encuentra unido a la carcasa y la abertura y cierre del mismo se realiza por medio de un pequeño volante situado en el exterior de la carcasa.

Si el volante gira con el sentido de las manecillas del reloj se abre el estator provocando mayor turbulencia y en

consecuencia mayor golpe sobre la carcasa, en sentido inverso al rotor. La carcasa se encuentra montada sobre baleros independientes de tal manera que pueda girar libremente sobre la flecha del rotor, así como sobre el bastidor del freno.

Una báscula de pesos muertos, sobrepesada con 61 Kg.

El aire suministrado al motor se toma de un depósito con capacidad de 500 a 600 veces la capacidad del motor. La caída de presión es medida a través de la placa de orificio, mediante un manómetro diferencial, conectado al depósito de aire. (Esta columna de agua no debe exceder de 12 Cm).

En el tablero de instrumentos se localiza lo siguiente:

- 1.- Manómetro de presión de aceite del motor.
- 2.- Amperímetro. Indica información de la demanda de corriente al sistema de encendido.
- 3.- Indicador digital de temperatura. Indica información de temperaturas mediante termopares localizados en diferentes puntos del motor.

La ubicación de los termopares, así como la selección en el indicador digital es la siguiente:

ZONA	UBICACION DEL TERMOPAR.
1	Entrada de agua de enfriamiento.
2	Salida de agua caliente.
3	Entrada de aire al depósito de aire.
4	Periferia del motor.

- 4.- Interruptor de encendido.
- 5.- Botón de marcha.
- 6.- Tacómetro electrónico y Cronómetro.

Para medir las RPM se cuenta con un sensor de pulsos magnéticos colocado en el freno hidráulico.

En la flecha que aloja al rotor de freno se encuentra un engrane con 60 dientes, lo que provocará por cada giro de la flecha 60 pulsos magnéticos por revolución.

Para la medición del flujo de agua, se cuenta con una placa de orificio de cantos vivos y un manómetro diferencial. En la placa de orificio con un diámetro de 32 mm. se tomará la lectura de la columna de mercurio; una vez que el motor se encuentre en marcha.

6.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

Antes de operar el equipo se deberán de tener en cuenta las siguientes precauciones:

- 1.- Checar nivel y posibles fugas de aceite, combustible y agua.
- 2.- Revisar nivel de agua en la cisterna del Laboratorio.
- 3.- Encender el motor del sistema de extracción de aire.
- 4.- Inspeccionar que no haya equipo o material suelto que pueda ser arrastrado por las partes móviles del motor.
- 5.- Abrir las llaves de paso del depósito y medidor de consumo de combustible.
- 6.- Revisar que el volante del freno hidráulico esté en la posición cerrada (sin carga).
- 7.- Conectar el acumulador teniendo cuidado de mantener la polaridad correcta, borne (-) al cuerpo del motor, borne (+) a la marcha de arranque y hacia el interruptor.
- 8.- Colocar el interruptor en la posición de encendido.
- 9.- Suministrar combustible al motor, girando tres vueltas

la mariposa de aceleración del carburador.

- 10.- Presionar el botón de marcha hasta que el motor arranque.
- 11.- Cuando el motor esté funcionando, mantener una velocidad mínima hasta que alcance su temperatura normal de trabajo (50 °C temperatura de salida del agua).
- 12.- Se procede a realizar la prueba y la toma de lecturas.

6.8.1 SECUENCIA DE CALCULOS.

6.8.1.1 FUERZA DEL PAR DE TORSION.

Al girar el eje del cigüeñal con una carga aplicada el freno gira liberando peso, por lo que el valor del peso en ese momento será la diferencia de la lectura inicial de 61 Kg menos la lectura del peso en ese instante.

El brazo de palanca que tiene a partir del centro del eje del freno hasta el centro de la báscula es de 0.3683 m.

De la 2ª. Ley de Newton, sabemos que $\vec{F} = m\vec{a}$, por lo que para obtener la fuerza del par de torsión aplicamos la relación siguiente:

$$\vec{F} = (m_1 - m_2)\vec{a} \quad [N]$$

En donde:

m_1 - Es la lectura inicial en la báscula 61 Kg. [Kg]

m_2 - Es la lectura de la báscula cuando se aplica carga de freno [Kg]

\vec{a} - Aceleración de la gravedad. [m/s²]

6.8.1.2 PAR DE TORSION.

$$T = F d \quad \rightarrow \quad [N-m]$$

En donde:

F - Es la fuerza del par. [N]

d - Distancia del brazo de palanca. [m]

$$d = 0.3683 \text{ m.}$$

6.8.1.3 POTENCIA AL FRENO.

$$W_b = \frac{T N}{9.5493} \quad [Kw] \quad K = \frac{1}{\frac{0.3683(2\pi)}{60}} = 25.928$$

En donde:

T - Par de torsión. [N]

N - Revoluciones por minuto. [RPM]

$$9.5493 = \frac{1}{\frac{2\pi}{60}}$$

K - constante al freno.

6.8.1.4 CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

$$C.C. = \frac{V_c \rho 3600}{t} \quad [Ka/h]$$

En donde:

V_c - Volumen de combustible consumido. [l]

ρ - Densidad del combustible. [Ka/l]

t - Tiempo. [s]

6.8.1.5 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.

$$C.E.C. = \frac{C.C.}{W_b} \quad [Kg/KW-h]$$

En donde:

C.C. - Consumo de combustible. [Kg/h]

W_b - Potencia al freno. [KW]

6.8.1.6 ENERGIA SUMINISTRADA.

$$E.S. = \frac{4.186 C.C PCr}{3600} \quad [KW]$$

En donde:

C.C - Consumo de combustible. [Kg/h]

PCr - Poder Calorifico del combustible. [Kcal/Kq]

PCr - 10,500 [Kcal/Kq]; 1 Kcal=4.186 KJ

6.8.1.7 PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO.

La \bar{p}_{mef} , se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la del freno.

$$\bar{p}_{mef} = \frac{60 W_b}{N} \left[\frac{x}{N} \right] \quad [KN/m^2]$$

En donde:

W_b - Potencia al freno. [KW]

- L - Longitud de la carrera del pistón. [m]
- A - Area del cilindro. [m²]
- N - Revoluciones por minuto. [RPM]
- x - Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por el cilindro. x=1 para un motor de 2 tiempos y x=2 para un motor de 4 tiempos.
- n - Número de cilindros en el motor.
- φ - Diámetro del pistón. [m]

6.8.1.8 PRESION MEDIA EFECTIVA DE FRICCION.

La \bar{p}_{mef} se obtiene a partir de extrapolar la línea Willans de la gráfica *consumo de combustible vs. presión media efectiva al freno*, en una prueba a velocidad constante.

Los resultados de la prueba generan una línea recta, de tal manera que si se extrapola a un consumo de combustible cero, la intercepción con el eje horizontal que corresponde a la presión media efectiva de fricción (\bar{p}_{mef}), que es constante en toda la prueba a velocidad constante. Fig. 6.12.

6.8.1.9 PRESION MEDIA EFECTIVA INDICADA.

Es la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la indicada.

$$\bar{p}_{mei} = \bar{p}_{meb} + \bar{p}_{mef} \quad [KN/m^2]$$

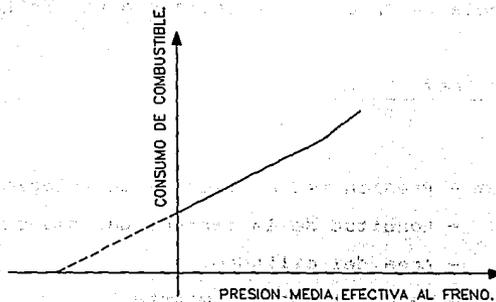


FIG. 6.12. PRESION-MEDIA EFECTIVA DE FRICCION.

6.8.1.10 POTENCIA INDICADA.

$$W_i = \left[\frac{\bar{P}_{mei} L A n}{60} \right] \left[\frac{N}{x} \right] \quad [Kw]$$

En donde:

- W_i - Potencia indicada. [Kw]
- \bar{P}_{mei} - Presión media efectiva indicada. [KN/m²]
- L - Longitud de la carrera del pistón. [m]
- A - Area del cilindro. [m²]
- N - Revoluciones por minuto. [RPM]
- x - Número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida por cilindro $x=1$ para un motor de 2 tiempos y $x=2$ para un motor de 4 tiempos.
- n - Número de cilindros del motor.

6.8.1.11 POTENCIA DE FRICCIÓN.

La potencia de fricción se obtiene a partir de:

$$W_f = \frac{\bar{P}_{mef} L A n}{60} \left[\frac{N}{x} \right] \quad [\text{Kw}]$$

En donde:

- \bar{P}_{mef} - Presión media efectiva de fricción. $[\text{KN/m}^2]$
- L - Longitud de la carrera del pistón. $[\text{m}]$
- A - Area del cilindro. $[\text{m}^2]$
- N - Revoluciones por minuto. $[\text{RPM}]$
- x - Número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida por cilindro $x=1$ para un motor de 2 tiempos
 $x=2$ par un motor de 4 tiempos.
- n - Número de cilindros del motor.

6.8.1.12 EFICIENCIA MECANICA.

$$\eta_{mec} = \frac{W_b}{W_i} \times 100$$

6.8.1.13 EFICIENCIA TERMICA INDICADA.

$$\eta_{thi} = \frac{W_i}{E.S} \times 100$$

6.8.1.14 EFICIENCIA TERMICA AL FRENO.

$$\eta_{thb} = \frac{W_b}{E.S} \times 100$$

6.8.1.15 EFICIENCIA DEL CICLO OTTO.

$$\eta_l = 1 - \frac{1}{(r)^{k-1}} \quad k = 1.4$$

$r =$

6.8.1.16 EFICIENCIA VOLUMETRICA DEL AIRE.

$$V_a = 0.003536 D^2 \sqrt{h_c T_a / P_a} \quad [L/s]$$

En donde:

- D - Diámetro del orificio. [mm]
h_c - Columna de agua. [Cm]
T_a - Temperatura del aire a la entrada. [°K]
P_a - Presión atmosférica. [KN/m²]

6.8.1.17 FLUJO MASICO DE AIRE.

$$\dot{m}_a = 0.00001232 D^2 \sqrt{h_c P_a / T_a} \quad [Kg/s]$$

En donde:

- D - Diámetro del orificio. [mm]
h_c - Columna de agua. [Cm]
T_a - Temperatura del aire a la entrada. [°K]
P_a - Presión atmosférica. [KN/m²]

6.8.1.18 RELACION AIRE-COMBUSTIBLE.

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

En donde:

m_a - masa del aire.

m_c - masa del combustible.

[Kg]

[Kg]

6.8.1.19 ELABORAR LAS SIGUIENTES GRAFICAS.

1.- C.C Vs. W_b

4.- η_{thi} Vs. W_b

2.- C.E.C Vs. W_b

5.- η_{thb} Vs. W_b

3.- η_{mec} Vs. W_b

6.- η_{otto} Vs. W_b

TABLA 6.1 DATOS DEL MOTOR.

NUMERO DE CILINDROS		6
ORDEN DE ENCENDIDO		1-5-3-6-2-4
DESPLAZAMIENTO	cm ³	4230
	pul ³	258
DIAMETRO DEL CILINDRO (BORE)	cm	9.525
	pul	3.750
CARRERA DEL PISTON (STROKE)	cm	9.893
	pul	3.895
RELACION DE COMPRESION		8.5 : 1
POTENCIA NETA A 4000 RPM	HP	117
PAR DEL MOTOR	Kg-m	27.2
	Lb-pie	197

TABLA 6.2 TABLA DE LECTURAS.

LECTURA	SIMBOLOGIA	UNIDAD	1er. LECTURA	2a. LECTURA
REVOLUCIONES POR MINUTO	N	RPM		
LECTURA DE LA BASCULA	m1	Kg		
TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL MOTOR	T1	°C		
TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DEL MOTOR	T2	°C		
TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL DEPOSITO DE AIRE	T3	°C		
TEMPERATURA PERIFERICA DEL MOTOR	T4	°C		
COLUMNA DE HG DEL MANOMETRO DIFERENCIAL	Ho	cm		
COLUMNA DE H ₂ O DEL MANOMETRO DIFERENCIAL	ho	cm		
VOLUMEN DE COMBUSTIBLE CONSUMIDO	Vc	l		

TABLA 6.3 TABLA DE RESULTADOS.

CONCEPTO	SIMBOLOGIA	UNIDAD	1er. RESULTADO	2g. RESULTADO
FUERZA DEL PAR DE TORSION	F	N		
PAR DE TORSION	T	N-m		
POTENCIA AL FRENO	\dot{W}_b	KW		
CONSUMO DE COMBUSTIBLE	C.C	Kg/h		
CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE	C.E.C	Kg/h		
ENERGIA SUMINISTRADA	E.S	KW		
PRESION MEDIA EFECTIVA AL FRENO	P_{meb}	KN/m		
PRESION MEDIA EFECTIVA DE FRICCION	P_{mef}	KN/m		
PRESION MEDIA EFECTIVA INDICADA	P_{mei}	KN/m		
POTENCIA INDICADA	\dot{W}_i	KW		
POTENCIA DE FRICCION	\dot{W}_f	KW		
RENDIMIENTO MECANICO	γ_m	%		
RENDIMIENTO TERMICO INDICADO	γ_{thi}	%		
RENDIMIENTO TERMICO AL FRENO	γ_{thb}	%		
FLUJO VOLUMETRICO DEL AIRE	\dot{V}_a	l/s		
FLUJO MASICO DEL AIRE	\dot{m}_a	kg/s		
RELACION AIRE-COMBUSTIBLE	$r_{a/c}$	--		

114	115
115	116
116	117
117	118
118	119
119	120
120	121
121	122
122	123
123	124
124	125
125	126
126	127
127	128
128	129
129	130
130	131
131	132
132	133
133	134
134	135
135	136
136	137
137	138
138	139
139	140
140	141
141	142
142	143
143	144
144	145
145	146
146	147
147	148
148	149
149	150
150	151
151	152
152	153
153	154
154	155
155	156
156	157
157	158
158	159
159	160
160	161
161	162
162	163
163	164
164	165
165	166
166	167
167	168
168	169
169	170
170	171
171	172
172	173
173	174
174	175
175	176
176	177
177	178
178	179
179	180
180	181
181	182
182	183
183	184
184	185
185	186
186	187
187	188
188	189
189	190
190	191
191	192
192	193
193	194
194	195
195	196
196	197
197	198
198	199
199	200

PRACTICA No. 7

COMPRESORES

COMPRESORES

		Página
7.1	OBJETIVOS.....	266
7.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	266
7.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	266
7.4	INTRODUCCION.....	266
7.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	268
7.6	TEORIA GENERAL.....	270
7.6.1	CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES.....	270
7.6.1.1	COMPRESORES DINAMICOS.....	272
7.6.1.1.1	COMPRESORES CENTRIFUGOS (RADIALES).....	272
7.6.1.1.2	COMPRESOR AXIAL.....	273
7.6.1.1.3	COMPRESOR MIXTO.....	273
7.6.2	COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO..	274
7.6.2.1	COMPRESORES RECIPROCANTES.....	274
7.6.2.2	COMPRESORES ROTATORIOS.....	276
7.6.2.2.1	COMPRESORES DE TORNILLO.....	276
7.6.2.2.2	COMPRESOR DE LOBULOS RECTOS.....	276
7.6.2.2.3	COMPRESOR DE PALETAS DESLIZABLES.....	277
7.6.2.2.4	COMPRESOR DE PELICULA LIQUIDA.....	277
7.7.	TEORIA DEL CICLO DE COMPRESION.....	278
7.7.1	CICLO IDEAL DE COMPRESION.....	278
7.7.2.	CICLO IDEAL DE COMPRESION CON ESPACIO PERJUDICIAL.....	282
7.7.3	EFICIENCIA VOLUMETRICA TEORICA.....	285
7.7.4	EFICIENCIA VOLUMETRICA REAL.....	286
7.8	COMPRESION MULTIPLE.....	288
7.9	SISTEMAS PRINCIPALES.....	288

7.9.1	SISTEMA DE LUBRICACION.....	288
7.9.2	SISTEMA DE CONTROL.....	290
7.9.3	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	292
7.9.4	SISTEMA DE AMORTIGUADORES DE PULSACION...	292
7.10	DESCRIPCION GENERAL DE UNA INSTALACION TIPICA DE COMPRESION.....	292
7.11	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	293
7.11.1	DATOS TECNICOS.....	296
7.12.	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	296
7.12.1	SECUENCIA DE CALCULOS.....	296
7.12.1.1	TRABAJO TEORICO SIN ESPACIO PERJUDICIAL.	296
7.12.1.2	TRABAJO TEORICO CON ESPACIO PERJUDICIAL.	298
7.12.2	FLUJO MASICO.....	299
7.12.2.1	TRABAJO EN FUNCION DEL FLUJO MASICO.....	300
7.12.3	POTENCIA INDICADA.....	301
7.12.4	POTENCIA AL FRENO DEL MOTOR.....	302
7.12.5	POTENCIA ELECTRICA CONSUMIDA POR EL MOTOR ELECTRICO.....	302
7.12.6	EFICIENCIA VOLUMETRICA.....	303
7.12.6.1	EFICIENCIA VOLUMETRICA TEORICA.....	303
7.12.6.2	EFICIENCIA VOLUMETRICA REAL.....	303
7.12.6.3	EFICIENCIA MECANICA Y TERMICA.....	304
7.12.6.4	EFICIENCIA DEL MOTOR ELECTRICO.....	304
	TABLAS DE LECTURAS.....	306
	TABLAS DE RESULTADOS.....	308

COMPRESORES

7.1 OBJETIVOS.

a) Introducir al alumno al estudio general de los compresores.

b) Hacer que el alumno tenga contacto directo, teorica y prácticamente con equipos de compresión de aire.

c) Lograr que el alumno se familiarice con los parámetros necesarios en el estudio de los compresores.

7.2. ACTIVIDADES A REALIZAR.

La práctica está formada por tres etapas de mediciones cuyos datos nos servirán para efectuar la secuencia de cálculos del punto 7.12.1. Los resultados deberán estar incluidos en el reporte.

7.3 EQUIPO Y MATERIAL.

2 Compresores Recíprocos de simple efecto con dos cilindros cada uno.

1 Indicador (Diagramador "MATHAK").

1 Tacómetro.

7.4 INTRODUCCION.

El desplazamiento de un medio gaseoso puede realizarse por medio de un ventilador o un compresor. En el primero, debido a que el incremento de presión es pequeño, el efecto de compresibilidad puede despreciarse.

Tanto el ventilador como el compresor son máquinas que absorben energía y la restituyen a un gas incrementando su

presión. En el compresor, el influjo no puede despreciarse.

Características de ambas máquinas.

Ventilador.

- 1.- Es una turbomáquina.
- 2.- En el cálculo y su funcionamiento el gas se supone incompresible.
- 3.- Es una máquina hidráulica.
- 4.- No se refrigera.

Compresor.

- 1.- Es una turbomáquina.
- 2.- En el cálculo y su funcionamiento el gas se supone incompresible.
- 3.- Es una máquina térmica.
- 4.- Con frecuencia es refrigerado.

El compresor generalmente requiere de un sistema de enfriamiento pues es una máquina térmica mientras que el ventilador al tener presiones pequeñas (teóricamente despreciables) no lo requiere puesto que el gas no se calienta.

Un compresor es un dispositivo en el que se efectúa trabajo sobre un fluido gaseoso, elevando así su presión. Este se considera como una máquina inducida que transforma la energía mecánica en energía cinética.

En la actualidad, una gran variedad de procesos industriales y de manufactura, requieren de uno o varios sistemas de compresión para realizar: transporte de materiales sólidos, proporcionar aire a sistemas neumáticos

de control, impulsar herramientas, etc: para los sistemas de refrigeración y en las plantas donde se emplean turbinas de gas, el compresor es una parte mecánica imprescindible.

Los compresores pueden manejar cualquier tipo de gas (CO₂, O₂, N₂, gas natural, etc.), sin embargo, los de mayor utilización e interés en la industria son los compresores de aire; ya que el aire comprimido tiene una gran aplicación como elemento de transmisión de energía por su adaptabilidad y facilidad de conducción.

Accionamiento de martillos, taladros, aparatos para pintar por pulverización, elevadores neumáticos, limpieza por chorro de aire y un sinnúmero de herramientas y trabajos pueden ser accionados o realizados con aire comprimido.

La transmisión de señales de medición y control es hoy en día una de las más atinadas aplicaciones del aire comprimido.

7.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

Ciertos términos utilizados en esta práctica y en la teoría de los compresores se definen a continuación:

DESPLAZAMIENTO DEL PISTON.- Es el volumen neto desplazado por el pistón cuando viaja desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior del cilindro cuando la máquina trabaja a su velocidad nominal. Generalmente se expresa en m³/min o ft³/min (CFM).

CLARO.- Es el volumen contenido en un extremo del cilindro, el cual no es cubierto por el movimiento del pistón. Incluye el espacio entre el extremo del émbolo y la

cabeza del cilindro en la carrera de compresión, el espacio en los lugares donde se colocan las válvulas y el volumen en la guarda de la válvula de succión y asiento de la válvula de descarga.

EFICIENCIA VOLUMETRICA.- Es la razón real entre la capacidad del cilindro y el desplazamiento del pistón, expresada en un tanto por ciento.

EFICIENCIA MECANICA.- Es la razón entre la potencia teórica y la potencia efectiva.

PRESION DE SUCCION.- Es la presión absoluta del aire en la brida de admisión del compresor, expresada en bar o lb/pulg^2 (PSIA).

TEMPERATURA DE SUCCION.- Es la temperatura absoluta del aire medida en la brida de succión del compresor, se expresa en $^{\circ}\text{K}$ o $^{\circ}\text{R}$.

PRESION DE DESCARGA.- Es la presión absoluta del aire medida en la brida de descarga del compresor, expresada en bar o lb/pulg^2 (PSIA).

TEMPERATURA DE DESCARGA.- Es la temperatura absoluta del aire medida en la brida de descarga del compresor, se mide en $^{\circ}\text{K}$ o $^{\circ}\text{R}$.

RAZON DE COMPRESION.- Es la razón entre la presión de descarga absoluta y la presión de succión absoluta.

FACTORES DE COMPRESIBILIDAD.- Es la razón entre el volumen real del aire y el volumen determinado de acuerdo a la ley de los gases perfectos.

FACTOR K.- Es un factor adimensional que representa la razón entre el C_p y el C_v .

7.6 TEORIA GENERAL.

7.6.1 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES.

Para clasificar los compresores podemos tomar en cuenta diversos factores como son: la capacidad, el tipo de gas que manejan, tipo de transmisión, la aplicación, la trayectoria que siguen las partículas caseosas en el interior de la máquina, según la presión que manejan, según la naturaleza del gas, etc.

La clasificación más empleada es la que se basa en el principio de funcionamiento. Cuadro 7.1.

Cada tipo de compresor posee sus características particulares que lo hacen apropiado para una determinada aplicación. Así por ejemplo, la característica de velocidad, la relación entre la capacidad y el peso o el rendimiento y otros factores de construcción, pueden señalar a un compresor como indicado para un caso e impropio para otro.

La capacidad y el incremento de presión son los parámetros de mayor importancia para determinar la selección de un compresor. En la figura 7.1 se muestra un diagrama de selección rápida de un compresor, de acuerdo a la presión de descarga y flujo de entrada.

CUADRO 7.1

C O M P R E S O R E S	D I N A M I C O S	C E N T R I F U G O	CARCAZA HORIZONTAL	M U L T I P A S O	AIRE PROCESO	MULTIPASO	I M P U L S O	CERRADO	
			CARCAZA VERTICAL (TIPO BARRIL)		PROCESO	MULTIPASO		SEMIABIERTO	
			CARCAZA TIPO VOLUTA		AIRE PROCESO	UNIPASO	IMPULSOR	ABIERTO	
		A X I A L	CARCAZA HORIZONTAL	M U L T I P A S O	AIRE PROCESO	MULTIPASO	A L A B E S	DIRECTRICES FIJOS Y REGULABLES (CARCAZA)	
						FIJOS			
		M I X T O	CARCAZA HORIZONTAL	M U L T I P A S O	AIRE PROCESO	MULTIPASO	I M P U L S O	CERRADO	
						ALABES		DIRECTRICES FIJOS Y REGULABLES (CARCAZA)	
								FIJOS	
	D E S P L A Z O S	R E C I P R O C A N T E S	S I M P L E	A C C I O N	M U L T I P A S O	UN EMBOLO	UNA ETAPA	F I J O S	HORIZONTAL
									VERTICAL
						MULTIEMBOLO	MULTIETAPA	EN "V", "L", "W" Y "X" ANGULAR SEMIRADIALES DUPLEX HOR. COMPUESTO INTEGRALES EN "L"	
			A D V A N C A D O	UN EMBOLO	UNA ETAPA	F I J O S	HORIZONTAL		
							VERTICAL		
				MULTIEMBOLO	MULTIETAPA	EN "V", "L", "W" Y "X" ANGULAR SEMIRADIALES DUPLEX HOR. COMPUESTO INTEGRALES EN "L"			
R O T A T O R I O S	PALETAS	M U L T I P A S O	AIRE PROCESO			UNA ETAPA			
				DOS ETAPAS					
	LOBULOS		AIRE PROCESO	HELICOIDAL (TORNILLO)	UNA ETAPA				
P O S I T I V O	P E L I C U L A L I Q U I D A	M U L T I P A S O	AIRE PROCESO	RECTOS		MULTIETAPA			
		M U L T I P A S O	AIRE PROCESO	CARCAZA ELIPTICA		UNA ETAPA			
				CARCAZA CILINDRICA		MULTIETAPA			

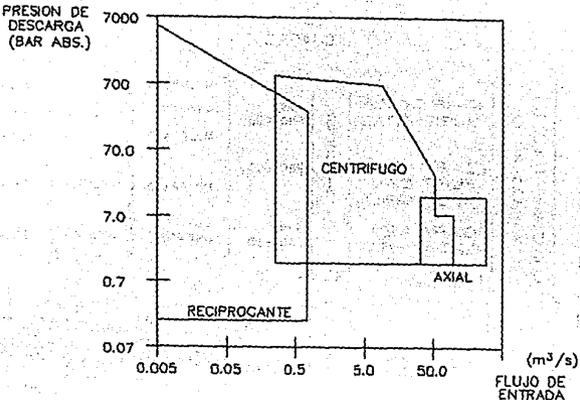


FIG. 7.1 DIAGRAMA DE ZONAS DE OPERACION DE COMPRESORES.

7.6.1.1 COMPRESORES DINAMICOS.

Son máquinas de flujo continuo, cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler. Sus velocidades de trabajo son elevadas, por lo cual suministran una alta energía cinética al gas cuando el fluido pasa a través de la máquina. Esta energía se convierte parcialmente en presión en el elemento rotatorio y en los álabes estacionarios o difusores posteriormente.

7.6.1.1.1 COMPRESORES CENTRIFUGOS (RADIALES).

Este tipo de compresor transforma la energía mecánica en energía cinética transmitida por el impulsor al fluido de trabajo. Consiste principalmente de un impulsor rotatorio y en uno o más pasos divergentes, a través de los cuales se descarga el aire. La presión se produce al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor. Al salir despedido del impulsor el gas se mueve a una velocidad

elevada y, por lo tanto, posee energía cinética. la mayor parte de la cual se puede convertir en presión si se disminuye correctamente la velocidad del gas. La misión del difusor. es convertir la energía cinética en presión.

7.6.1.1.2 COMPRESOR AXIAL.

En el compresor de flujo axial los álabes consisten en paletas aerodinámicas cuidadosamente diseñadas. situadas de manera que al girar, el gas se mueve hacia el borde saliente de los álabes. En el espacio que queda entre los álabes se produce un efecto de difusión y desaceleración a medida que el gas se mueve hacia el borde siguiente de paletas móviles.

En estos compresores, el flujo del gas es paralelo al eje o árbol del compresor y no cambia de sentido como en los centrífugos. Este tipo de compresor se utiliza únicamente para aire o gases limpios, ya que son más susceptibles de depósito, corrosión y erosión en los álabes en comparación con los centrífugos.

7.6.1.1.3 COMPRESOR MIXTO.

El impulsor de estas máquinas dinámicas reúne tanto características del impulsor radial como del axial. Existen compresores de fluido mixto de acuerdo a la relación de presión requerida, aunque generalmente se tienen combinaciones con rotor de flujo axial al principio y radial en el último paso. Este tipo de compresores es ideal para trabajar a grandes presiones.

7.6.2 COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

7.6.2.1 COMPRESORES RECIPROCANTES.

Los compresores reciprocantes están clasificados como parte de las máquinas de desplazamiento positivo. El movimiento rectilíneo alternativo de un émbolo dentro de un cilindro comprime y desaloja el gas manejado. Estos compresores pueden manejar cualquier tipo de gas aún cuando éste sea corrosivo y, están constituidos al igual que un motor de combustión interna por válvulas de admisión y válvulas de escape que abren y cierran de manera mecánica con levas y varillas o automáticamente mediante una diferencia de presión.

Los rangos de presión de descarga que podemos obtener de un compresor recíprocante de una sola etapa son de 0.07 bar absolutos hasta 9 bar. Con dos etapas la presión de descarga obtenida va de 9 bar hasta 35, mientras que con tres etapas podemos lograr presiones mayores de 175 bar. Cuando se requieran presiones mayores de 350 o más, esto se puede lograr con un compresor de cuatro etapas.

En la práctica, los compresores reciprocantes instalarse a la intemperie o en el interior de la Casa de máquinas. Estos, generalmente, debido a sus características físicas se utilizan en procesos donde se requieren altas presiones y bajos flujos volumétricos.

Los compresores reciprocantes de acuerdo a sus principales características de construcción y funcionamiento se clasifican:

COMPRESORES RECIPROCANTES	Por el número de efectos.	{ De simple efecto. { De doble efecto.
	Por la disposición de los émbolos y cilindros.	{ Vertical, Horizontal, en V. { Tipo Duplex, en Tándem. { Semirradiales, etc.
	Por el número de etapas.	{ De una etapa. { De dos o más etapas.
	Por el tipo de enfriamiento.	{ Enfriado por aire. { Enfriado por agua.
	Por el tipo de lubricación	{ Compresores lubricados. { Compresores no lubricados.

Para potencias hasta de 100 HP se construyen con cilindros de acción simple, enfriados por aire y lubricados por salpiqueo.

Cuando el aire comprimido se utiliza para aire de instrumentos o para pequeños procesos, el compresor deberá ser no lubricado con anillos y cilindros con un recubrimiento de grafito con bajo coeficiente de rozamiento, enfriado por agua y con pistón de doble acción.

Si se requiere de grandes presiones de aire, entonces un arreglo de cilindros acomodados horizontalmente y en serie con dos o más etapas de compresión satisfacerán nuestras demandas.

Cuando en un compresor recíprocante se tenga una relación de compresión muy alta en la primera etapa, deberá hacerse un arreglo de dos o más etapas, modificando presiones interetapas y las relaciones de presión con interenfriadores entre cada etapa.

7.6.2.2 COMPRESORES ROTATORIOS.

Dentro de la clasificación de los compresores de desplazamiento positivo se encuentran los rotatorios, éstos a su vez se subdividen en compresores de paletas deslizables, lóbulos, de tornillo y de película líquida.

Este tipo de máquina son las menos conocidas y menos populares, se emplean para relaciones de compresión variables, amplio rango de capacidad y para operar a la misma velocidad de un motor eléctrico.

Su principio de funcionamiento se basa en la disminución de un volumen de gas en un espacio rotativo, que converge en la cámara de descarga.

7.6.2.2.1 COMPRESORES DE TORNILLO.

Es el más versátil de los rotatorios, originalmente se utilizó para trabajar con gas seco, sin humedad y libre de partículas extrañas. Ultimamente son empleados para manejo de gas de desecho.

Este compresor consiste de dos rotores soportados por cojinetes en ambos extremos de la carcasa, de modo que giran sin entrar en contacto entre ellos, manteniendo un pequeño claro constante. Uno de los rotores es el motriz al cual se le conoce como macho y al otro hembra, éste último gira en dirección opuesta, encontrándose entrelazados dentro de una envolvente sellada.

7.6.2.2.2 COMPRESOR DE LOBULOS RECTOS.

En este compresor los lóbulos impulsores giran en direcciones opuestas, sobre flechas montadas en paralelo dentro de una carcasa. Una de las flechas funciona como

motriz y hace girar a la otra por medio de engranes.

El gas puede fluir hacia arriba o hacia abajo del compresor, ajustando el sentido de rotación de los lóbulos. Los engranes y cojinetes son colocados en el interior de la carcasa, existiendo un sello entre ésta y la flecha, para evitar fugas al exterior. Durante la operación, no existe rozamiento entre los lóbulos por lo cual la lubricación interior no es necesaria.

Estas unidades funcionan cuando los lóbulos al girar empujan el volumen constante de gas encerrado entre ellos y la envolvente fuera del orificio de descarga.

7.6.2.2.3 COMPRESORES DE PALETAS DESLIZABLES.

En este compresor el rotor gira excéntricamente dentro de un cilindro. las ranuras radiales del rotor llevan paletas deslizantes, formando una serie de celdas longitudinales. El giro del rotor, crea una fuerza centrífuga que mantiene las paletas contra la pared del cilindro, y el volumen de la celda se reduce conforme se aproxima a la cámara de descarga.

Al girar el rotor las paletas pasan sobre el orificio de entrada, donde se ocupan con gas a las condiciones de succión. Las celdas son llenadas completamente cuando se acercan al punto de máximo volumen. Como las celdas se encierran, al girar hacia la descarga el volumen entre ellas es más pequeño. En el punto de mínimo volumen y máxima compresión el gas es descargado.

7.6.2.2.4 COMPRESORES DE PELICULA LIQUIDA.

En este compresor se combina la acción centrífuga sobre el líquido sellante, para que éste a su vez cree una acción

similar a la del compresor reciprocante sobre el gas o vapor que está siendo manejado.

La trayectoria excéntrica de la película líquida revolvente, produce una entrada y salida, o movimiento radial reciprocante para cada pistón de líquido, relativo al rotor cilíndrico, el cual revuelve hasta el centro fijado.

El líquido es descargado conjuntamente con el gas o vapor a través de los orificios de descarga, y al mismo tiempo se admite una reposición o líquido sellante para mantener la bomba completa con la cantidad adecuada de líquido.

7.7 TEORIA DEL CICLO DE COMPRESION.

Desde el punto de vista termodinámico, todos los compresores siguen los fundamentos teóricos básicos de la compresión.

Para cumplir con nuestros objetivos establecidos al principio de la práctica y con el fin de comprender más específicamente el estudio del proceso de la compresión de gases, se analizará a continuación el compresor reciprocante por ser el que mejor se presta para fines de ilustración.

7.7.1 CICLO IDEAL DE COMPRESION.

Todos los compresores de movimiento alternativo tienen un volumen o espacio muerto entre la parte superior del émbolo y la parte correspondiente del cilindro. Sin embargo, para definir un ciclo ideal de compresión, consideremos un compresor reciprocante de un solo efecto, nulo el espacio muerto, que el gas a comprimir es un gas ideal de calores específicos constantes, de procesos enteramente reversibles

y que las presiones de succión y descarga son constantes. Estas consideraciones nos permiten analizar los eventos (procesos) ideales que ocurren en el ciclo a la vez que nos permite deducir expresiones teóricas para calcular el trabajo que se requiere para comprimir un gas.

La fig. 7.2 ilustra el diagrama P-v. en el cual se representan los procesos del ciclo ideal de compresión. De 4 a 1 se produce la entrada de gas a presión constante hasta que el émbolo llega al P.M.I. en el estado 1; en seguida el gas es comprimido politrópicamente de 1 a 2 hasta que la presión es igual a la del gas en la tubería de descarga: la válvula de escape se abre y el gas es descargado a presión constante del estado 2 al estado 3. Tan pronto retrocede el émbolo, la válvula de succión se abre y el gas es nuevamente aspirado de 4 a 1, completándose así el ciclo.

El trabajo neto del ciclo se representa por el área 4-1-2-3-4 del diagrama P-v y su valor es igual a la suma algebraica del trabajo de los procesos del ciclo.

De la fig. 7.2 se tiene que:

$$W_{\text{CICLO}} = 1W_2 + 2W_3 + 3W_4 + 4W_1 \dots\dots\dots(7.1)$$

Si consideramos que el proceso de compresión de 1 a 2 es de tipo politrópico, * el trabajo teórico del ciclo de compresión será:

$$W_{\text{CICLO}} = - \int P dv \dots\dots\dots(7.2)$$

Para 1-2 se tiene que $PV^n = C$

$$W_C = - \int_1^2 \frac{C}{V^n} dv - P_2 \int_2^3 dv - P_3 \int_3^4 dv - P_4 \int_4^1 dv$$

$$W_C = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{n - 1} + P_2 V_2 + 0 - P_1 V_1$$

$$W_C = \frac{n}{n - 1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \dots \dots \dots (7.3)$$

* 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. El valor n para los procesos politrópicos por razones termodinámicas toma valores entre 1 y k , es decir, $1 < n < k$, donde $k = C_p/C_v$. (índice isoentrópico).

Puesto que el proceso de 1 a 2 es politrópico.

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/n} \dots \dots (7.4) \quad \rightarrow \quad \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \dots \dots (7.5)$$

Al sustituir la ecuación (7.5) en la ecuación (7.3) tenemos:

$$W_C = \frac{n}{n - 1} (P_1 V_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.6)$$

Como la ecuación obtenida es para un gas ideal, entonces la relación $PV = mRT$ se cumple también para el mismo gas y la expresión del trabajo se puede expresar:

$$W_c = \frac{n}{n-1} (mRT_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.7)$$

Si consideramos un proceso isentrópico*, entonces las expresiones que evalúan el trabajo neto del ciclo ideal se obtienen al sustituir el índice n por k y las expresiones se deducen de la misma manera que para el proceso politrópico. De modo que:

$$W_c = \frac{k}{k-1} (P_1 V_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.8)$$

O bien

$$W_c = \frac{k}{k-1} (mRT_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.9)$$

Para calcular el trabajo politrópico e isentrópico anteriormente descrito, el valor de n se calcula de la forma siguiente:

En el proceso 1-2 se tiene que $PV^n = C$

$$\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

Aplicando logaritmos:

$$n \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right) = \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad n = \frac{\ln (P_2/P_1)}{\ln (V_1/V_2)} \dots \dots \dots (7.10)$$

mientras que el valor de $k = C_p/C_v$.

Las ecuaciones que se dedujeron son de aplicación general y no están limitadas a un ciclo, y su resultado es un valor positivo.

* Un proceso *isoentrópico* o de entropía constante es un proceso adiabático reversible. Este tipo de compresión es el que más se asemeja a la realidad de funcionamiento de los compresores modernos y, además la relación entre presión y volumen de un sistema de gas ideal con calores específicos constantes durante un proceso isoentrópico cumple con la relación $PV^k = C$.

7.7.2 CICLO IDEAL DE COMPRESION CON ESPACIO PERJUDICIAL.

En un compresor con espacio perjudicial (espacio muerto), el émbolo no se desplaza hasta tocar la parte superior del cilindro, sino que queda cierto espacio entre la tapa del cilindro y la cabeza del émbolo que generalmente se expresa como un porcentaje del volumen de desplazamiento total.

La figura 7.3 muestra un diagrama P-v que corresponde a un compresor con *espacio muerto*. De hecho, los procesos que ocurren en un compresor con espacio perjudicial son los mismos que ocurren cuando no existe dicho espacio. Pero, en este caso el émbolo no impulsa todo el gas a la presión 2 de descarga, pues queda una parte en el espacio perjudicial V_3 , éste se *reexpansiona* en el proceso de 3 a 4 hasta que su presión tome un valor igual a la presión de admisión v

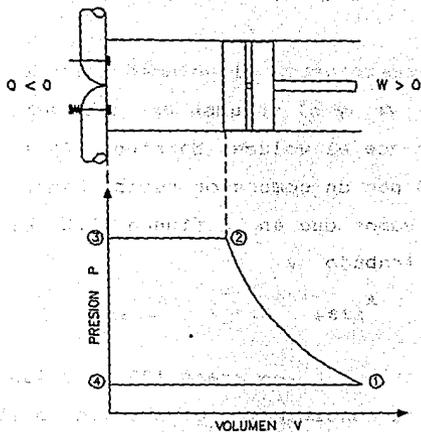


FIG. 7.2 CICLO IDEAL DE COMPRESION SIN ESPACIO PERJUDICIAL.

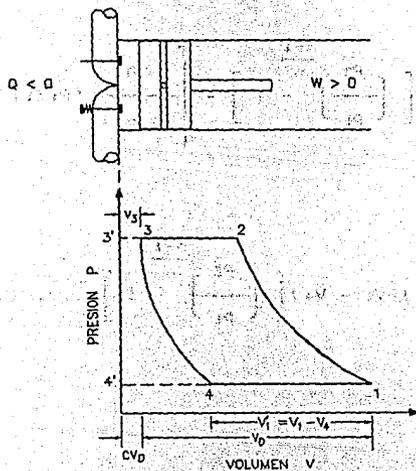


FIG. 7.3 CICLO IDEAL DE COMPRESION CON ESPACIO PERJUDICIAL.

permitir así la entrada de un nuevo volumen de gas al cilindro.

Debido a la reexpansión el volumen útil del cilindro se reduce a $V_1' = V_1 - V_4$ y el volumen de gas admitido en el cilindro es mayor que el volumen barrido. Para calcular el trabajo realizado por un compresor recíprocante con espacio perjudicial observamos que en la figura 7.3 el área 1 2 3 4 es igual a dicho trabajo y

$$A_{1234} = A_{123'4'} - A_{433'4'}$$

donde es posible calcular las áreas $123'4'$ y $433'4'$.

Nuevamente, si consideramos compresión politrópica, el trabajo neto del ciclo teórico, utilizando las expresiones correspondientes será:

$$W_N = \frac{n}{n-1} (P_1 V_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \left[\frac{n}{n-1} (P_4 V_4) \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right] \quad (7.11)$$

$$W_N = \frac{n}{n-1} (P_1) (V_1 - V_4) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.12)$$

$$W_N = \frac{n}{n-1} (P_1 V_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.13)$$

O bien:

$$W_N = \frac{n}{n-1} (m R T_1) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7.14)$$

Donde m es la masa correspondiente al volumen aspirado V_1 . Si lo que se requiere es el trabajo teórico del ciclo pero con compresión isoentrópica, éste se obtiene sólo al sustituir n por k en las expresiones anteriores.

Para comprimir un gas, el trabajo requerido teóricamente es independiente del espacio perjudicial, debido a que se supone la *reversibilidad* de los procesos, actuando el gas que queda en el espacio perjudicial como un muelle que devuelve toda la energía que se le aplica. Sin embargo, todos los procesos representan un cierto porcentaje de *irreversibilidad*, originando la no devolución de toda la energía por parte del volumen que ocupa el espacio perjudicial.

El desplazamiento en un compresor debe ser mayor a medida que aumenta el espacio perjudicial, siendo por tanto el espacio perjudicial el mínimo posible a fin de no crear un diseño de una máquina grande y costosa.

7.7.3 EFICIENCIA VOLUMETRICA TEORICA.

A fin de poder obtener una expresión teórica para el

rendimiento volumétrico de un compresor nos auxiliaremos del diagrama teórico del cilindro con espacio perjudicial. Figura 7.3.

7.7.4 EFICIENCIA VOLUMETRICA REAL.

Es la razón real entre la capacidad del compresor y el desplazamiento del compresor, expresada en porcentaje. Este término se utiliza para describir el *grado de efectividad* con que el gas es tomado por un compresor. Siempre es mayor el rendimiento volumétrico teórico que el real, debido a la turbulencia del flujo originada por la depresión en el cilindro con respecto a la atmósfera, es decir, al ser aspirado el gas, éste eleva su temperatura y disminuye su densidad al entrar en contacto con el cilindro caliente.

Al producir un desplazamiento V_D , el volumen de gas aspirado al interior del cilindro es $V_1' = V_1 - V_4$. De modo que, el rendimiento volumétrico teórico de un compresor está dado por:

$$V_T = \frac{V_1'}{V_D} = \frac{V_1 - V_4}{V_D} \dots\dots\dots(7.15)$$

Si el proceso de compresión es politrópico, entonces de las relaciones del proceso 3-4 tenemos:

$$\frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} ; \quad \frac{V_4}{CVD} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} ; \quad \frac{V_4}{CVD} = \frac{V_1}{V_2} \dots \dots (7.16)$$

$$C = \frac{V_3}{V_D} \quad (\text{porcentaje de espacio perjudicial}) \dots \dots (7.17)$$

De la figura 7.3 vemos también que:

$$V_1 = V_D + CVD \dots \dots \dots (7.18)$$

CVD: - Espacio perjudicial

Relacionando las ecuaciones (7.16) y (7.18) con (7.15)

tiene

$$V_T = \frac{V_1 - V_4}{V_D} = \frac{V_D + CVD - CVD(P_2/P_1)^{1/n}}{V_D} = 1 + C - C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n}$$

$$V_T = \frac{V_1 - V_4}{V_D} = \frac{V_D + CVD - CVD(V_2/V_1)^{1/n}}{V_D} = 1 + C - C \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1/n}$$

$$V_T = \frac{V_1 - V_4}{V_D} = \frac{V_D + CVD - V_3(P_3/P_4)^{1/n}}{V_D} = 1 + C - \frac{V_3}{V_D} \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{1/n}$$

$$V_T = 1 + C - C \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{1/n}$$

De la ecuación obtenida concluimos que: el rendimiento volumétrico disminuye cuando aumenta el espacio perjudicial y/o cuando aumenta la relación de presiones.

7.8 COMPRESION MULTIPLE.

Quando se requiera de presiones elevadas (300 KPa o más), el trabajo será menor si se emplea dos o más etapas para la compresión. Esta compresión es más eficiente debido a que el gas puede ser enfriado entre cada etapa de compresión. Además, esta refrigeración interetapa evita la vaporización e inflamación del aceite lubricante en caso de que la temperatura sea muy elevada.

Idealmente, en un compresor de dos pasos provisto con enfriador entre el primero y el segundo, disminuirá la temperatura del gas hasta igualarla a la temperatura de admisión de la etapa anterior.

La figura 7.4 representa el esquema y diagrama P-v de un compresor de dos pasos.

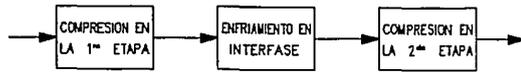
7.9 SISTEMAS PRINCIPALES.

Una instalación típica de compresión de gases requiere de ciertos sistemas auxiliares para su adecuada operación. Fig. 7.5. Estos guardarán características de acuerdo a la aplicación, capacidad y accionamiento del compresor que se trate.

Los sistemas más importantes con los que generalmente cuenta un compresor son: lubricación, control y enfriamiento.

7.9.1 SISTEMA DE LUBRICACION.

La recirculación de aceite lubricante en un compresor permite crear condiciones adecuadas de trabajo, limpieza y enfriamiento de algunas partes mecánicas, operación confiable, bajos costos de mantenimiento, mínimo consumo de energía y una máxima seguridad.



ESQUEMA DE COMPRESION MULTIPLE
CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO

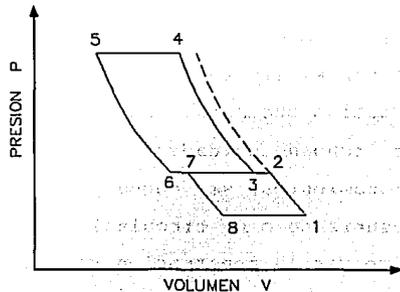


FIG. 7.4 ESQUEMA Y DIAGRAMA P-v DE UN COMPRESOR
(INTERENFRIADO) DE DOS ETAPAS

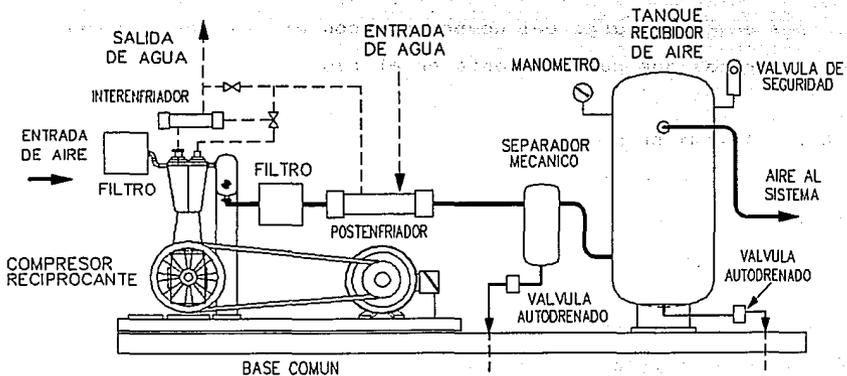


FIG. 7.5 INSTALACION TIPICA DE COMPRESION DE GASES (AIRE)

Se puede lograr la lubricación por salpicado cuando las partes mecánicas giratorias como el cigüeñal y los contrapesos al girar se sumergen en el aceite del cárter, arrastrando una parte del mismo y salpicando posteriormente las partes interiores

Un sistema de lubricación parecido al anterior se realiza cuando al cigüeñal eleva el aceite a una parte superior, donde por el efecto de la gravedad se distribuye a los diferentes sitios que requieran lubricarse.

Cuando se tengan unidades de compresión de gran capacidad con rodamientos, se requerirá de un sistema de lubricación presurizado o de circulación forzada.

A fin de impedir la penetración de impurezas al interior del cilindro, se instalan *filtros en la succión* para que el cilindro trabaje con gas limpio. Sin embargo, en el interior del cilindro debido a la lubricación de anillos y pared del cilindro, existe un contacto directo entre aceite y gas comprimido, conteniendo éste último cierta cantidad de aceite de enrase por lo cual, se hace necesaria la instalación de *filtros en la descarga* del compresor, con el fin de retener las impurezas que pudiera contener el gas.

7.9.2 SISTEMA DE CONTROL.

Generalmente, todos los sistemas de compresión poseen métodos de control diferentes, que dependerán del tipo y tamaño del compresor, de su accionador, de la aplicación, y de otros factores. Pero por lo general, estos contarán con un método de paro y arranque automático, de control de velocidad constante o de velocidad variable.

El método de *paro y arranque* es empleado en unidades

pequeñas y donde la frecuencia de arranques no es grande. Si se aplica suficiente potencia a un compresor de desplazamiento positivo, continuará el aumento de la presión a más de su valor nominal hasta que se llega a un cierto límite, en el cual el accionador se para automáticamente.

El motor a velocidad constante es el accionador comúnmente empleado para los compresores recíprocos; por lo que son de suma importancia los controles cuyo funcionamiento es a *velocidad constante*.

En un compresor de velocidad fija, el control de la capacidad se puede lograr mediante:

- 1.- Derivación externa del gas o aire en torno al compresor hasta la fuente de succión o la atmósfera.
- 2.- Descargadores para los cilindros.
- 3.- Las llamadas cajas de espacio perjudicial.

Los *descargadores* son manuales o automáticos, se instalan en uno o ambos extremos de un cilindro y se emplean para descargar, o sea, mantener abiertas las válvulas de entrada y con ello, el compresor no funciona en esa carrera.

Las *cajas de espacio perjudicial* constituyen una capacidad adicional que se integra o atornilla en el lado de la cabeza o del cigüeñal, en uno a más cilindros, para aumentar el espacio perjudicial en ese o esos cilindros; con esto se reduce la eficiencia volumétrica y disminuye la salida neta en un cilindro de tamaño dado.

A veces se emplean unidades de *velocidad variable* y con esto se tiene la ventaja de variar la capacidad en función directa de la velocidad. Los sistemas motrices empleados por

lo general son turbinas de gas o vapor, las cuales permiten un amplio margen de control de velocidad.

7.9.3. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

Para disipar el calor generado por rozamiento que se encuentra en el aceite del circuito de lubricación, se emplea *enfriadores tubulares*, mismos que se colocan y diseñan de acuerdo a los requerimientos y características de la máquina, así como de las características y/o ventajas que ofrezca el agua de enfriamiento.

7.9.4 SISTEMA DE AMORTIGUADORES DE PULSACION.

Para compensar los efectos de pulsación, originados por la energía cinética que imprimen los émbolos al gas, los compresores son equipados con *amortiguadores* (botellas) que disminuyen la velocidad del fluido y aseguran al mismo tiempo un flujo estable en la tubería evitando vibraciones.

7.10 DESCRIPCION GENERAL DE UNA INSTALACION TIPICA DE COMPRESION.

En la figura 7.5, primeramente, se encuentra instalada la sección de filtros que evitan la entrada de polvo contenido en el aire y, dependiendo de la localización (condiciones de operación) estos pueden ser de tipo seco, con cubierta de aceite o con baño de aceite.

Cuando el compresor es de dos o más pasos como en el diagrama, es necesario a fin de ahorrar trabajo disminuirla temperatura del aire entre cada etapa, este fin se logra con el *interenfriador*.

El aire que sale de la última etapa de compresión,

generalmente contiene humedad y pequeñas partículas de aceite (de engrase). La humedad puede causar entre otras cosas corrosión y problemas de operación, mientras que el aceite y los gases se atrapan con filtros instalados inmediatamente después de la descarga del último paso. El agua que resulta de la condensación en el *postenfriador* se retiene y remueve por medio de una trampa que está contenida en una cámara ciclónica del separador de agua.

Finalmente, el aire es almacenado en un *tanque* que además cumple con la función de amortiguar las pulsaciones de descarga. A partir de aquí el sistema puede estar constituido por otros equipos, por ejemplo, por un paquete de secado de aire cuando el aire se destina como aire de instrumentos.

7.11 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

La unidad de compresión del Laboratorio de Máquinas Térmicas está constituida por dos compresores recíprocos de simple efecto con dos cilindros cada uno. Estos cilindros operan en paralelo en cada compresor, mientras que los compresores operan en serie en un escalonamiento de dos etapas. El compresor de la primera etapa o baja presión se encuentra a la derecha de la unidad y el de la segunda etapa o alta presión a la izquierda. Fig. 7.6 a). Este es el arreglo que se deberá de considerar cuando se realice la prueba con los compresores de alta y baja presión, ya sea operando con interenfriador o sin él. Cuando se utilice el compresor de baja presión (primera etapa), considere el dibujo de la fig. 7.6 b).

ESQUEMA DE COMPRESOR DE ALTA Y BAJA PRESION CON INTERENFRIADOR

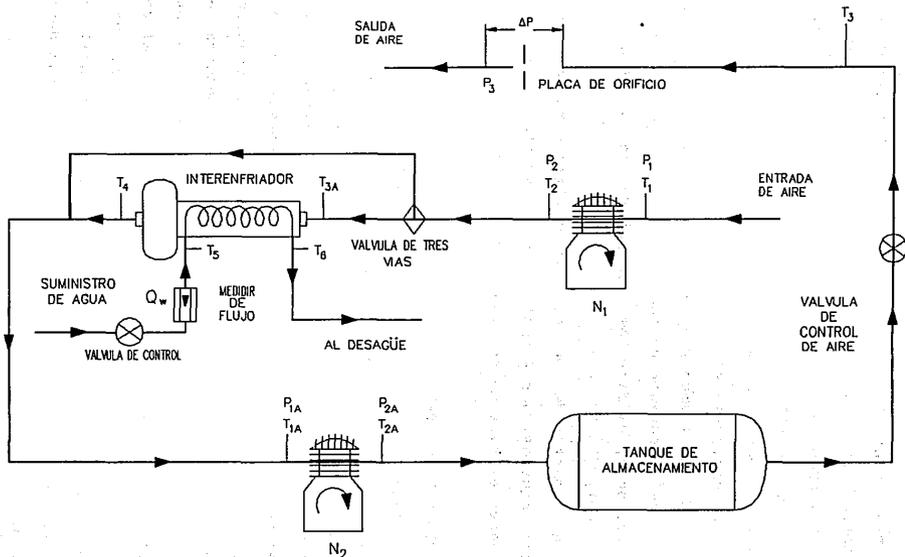


FIG. 7.6 a) UNIDAD DE COMPRESION DE ALTA Y BAJA PRESION CON INTERENFRIADOR.

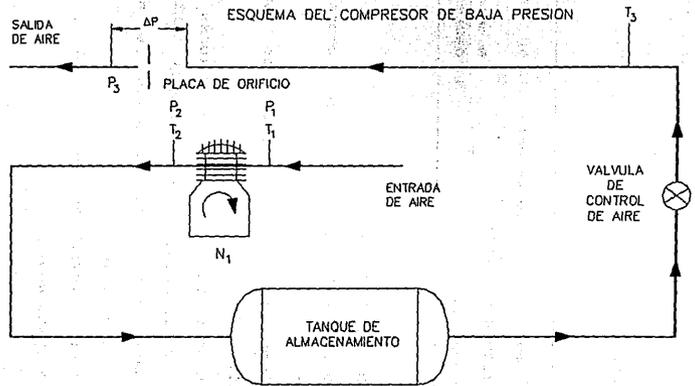


FIG. 7.6 b) COMPRESOR DE BAJA PRESION QUE OPERA SIN INTERENFRIADOR.

7.11.1 DATOS TECNICOS.

Descripción	Baja presión	Alta presión
D _p (diámetro del pistón)	66.7 mm	50.8 mm
L (carrera del pistón)	63.5 mm	50.8 mm

R (Radio de los motores o brazo de var) 160 mm

(Relación de velocidades entre el motor y el compresor)

$$i = \frac{N_{\text{motor}}}{N_{\text{compresor}}}$$

7.12 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

Previamente a la puesta en marcha de los compresores hay que verificar que:

- 1.- El nivel de lubricante en el cárter de los compresores sea el especificado.
- 2.- Los instrumentos de medición registren valores nulos: de no ser así calibrarlos o bien anotar los valores registrados para después restarlos a los de operación: la diferencia es el valor real.
- 3.- Que el Indicador (graficador) para medir el trabajo indicado este instalado.

7.12.1 SECUENCIA DE CALCULOS.

7.12.1.1 TRABAJO TEORICO SIN ESPACIO PERJUDICIAL.

Se deberá calcular el trabajo teórico considerando compresión: isotérmica, politrópica y adiabática.

POTENCIA ISOTERMICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

$$W_T = P_1 V_1 \ln \left[\frac{P_2}{P_1} \right] \quad [W]$$

$$V_1 = (V_D + V_3) \left[\frac{2\pi Nc}{60} \right] \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Donde:

V_D - Desplazamiento

$$V_D = \frac{\pi}{4} D_c^2 \times \text{No. cil.} \times L \quad [m^3]$$

V_3 - Volumen del espacio muerto dado en tabla 1 @ P_2 man.

Nc - rpm del compresor.

POTENCIA POLITROPICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

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

$$V_1 = (V_D + V_3) \left[\frac{2\pi Nc}{60} \right] \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

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

$$n = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(P_2/P_1) - \ln(T_2/T_1)}$$

POTENCIA ADIABATICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

$$W_k = \frac{k P_1 V_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad V_1 = (V_D + V_3) \left(\frac{2\pi Nc}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

k - Índice adiabático

$k = 1.41$ (aire)

7.12.1.2 TRABAJO TEORICO CON ESPACIO PERJUDICIAL.

Se deberán calcular el trabajo teórico considerando compresiones: isotérmicas, politrópicas y adiabáticas.

POTENCIA ISOTERMICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

$$W_T = P_1 V_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad [W]$$

$$V_1 = (V_2 + V_4) \left(\frac{2\pi Nc}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_1 = (V_D + V_3) \left(\frac{2\pi Nc}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_4 = (P_2/P_1) V_3 \quad [m^3]$$

POTENCIA POLITROPICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

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

$$V_1 = (V_1 - V_4) \left(\frac{2\pi N}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_1 = (V_D + V_3) \left(\frac{2\pi N}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_4 = \sqrt[n]{\frac{P_2}{P_1}} V_3 \quad [m^3]$$

n - Índice politrópico a calculado en 7.12.1.1

POTENCIA ADIABATICA.

Donde:

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 $[N/m^2]$

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

$$V_1 = (V_1 - V_4) \left(\frac{2\pi N C}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_1 = (V_D + V_3) \left(\frac{2\pi N C}{60} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_4 = \sqrt[k]{\frac{P_2}{P_1}} V_3 \quad [m^3]$$

$k = C_p/C_v$ - Índice adiabático

$k = 1.41$ (aire).

7.12.2 FLUJO MASICO.

Este se obtendrá a partir de la placa de orificio instalada en el equipo para este propósito.

$$\dot{m}_2 = 6.574 \times 10^3 \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_3}{T_3}}$$

$$\left[\frac{\text{kgm}}{\text{s}} \right]$$

Donde:

P_3 - Presión absoluta después de la placa.

$$P_3 = 9.81 \times 10^5 P_2 + P_0 \text{ [bar]}$$

P_2 - Presión medida en el equipo [mmH₂O]

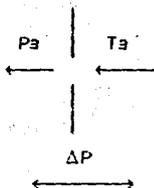
P_0 - Presión atmosférica

$$P_0 = 0.79 \text{ [bar]}$$

ΔP - Caída de presión a través de la placa [mmH₂O]

$$T_3 = 273 + T_3 \text{ [} ^\circ\text{K]}$$

T_3 - Temperatura medida en el equipo [} ^\circ\text{C]



7.12.2.1 TRABAJO EN FUNCION DEL FLUJO MASICO.

En esta sección se evalúa la potencia isotérmica, politrópica y adiabática en base al flujo másico calculado en el punto 7.12.2.

POTENCIA ISOTERMICA.

Donde:

\dot{m} - Flujo másico calculado en 7.12.2 [kg/s]

T_1 - Temperatura absoluta 1 [} ^\circ\text{K]

$r = 287$ [J/ka } ^\circ\text{K]

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los puntos 1 y 2 [N/m²]

$$W_T = \dot{m} r T_1 \ln \left[\frac{P_2}{P_1} \right] \text{ [W]}$$

POTENCIA POLITROPICA.

Donde:

\dot{m} - Flujo másico calculado en
7.12.2 [kg/s]

$$W_n = \frac{\dot{m} r T_1}{n - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

T_1 - Temperatura absoluta 1 [°K]

r - Constante particular del
aire.

$r = 287$ [J/ka°K]

POTENCIA ADIABATICA.

Donde:

\dot{m} - Flujo másico calculado en
7.12.2.

$$W_k = \frac{k \dot{m} r T_1}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

T_1 - Temp. absoluta 1 [°K]

$r = 287$ [J/ka°K]

$k = C_p/C_v = 1.41$ para el aire

7.12.3 POTENCIA INDICADA.

Esta se determinará a partir de un diagrama $P-v$ obtenido en el diagramador "Maihak", mediante el siguiente procedimiento:

a) Cálculo de la presión media efectiva.

Donde:

$$PME = \frac{k Ad}{Ld} \quad [\text{bar}]$$

k - Constante del resorte del
diagramador = 0.391 [bar/mm]

Ad - Area del diagrama [mm²]

Ld - Longitud del diagrama [mm]

b) Cálculo de la potencia indicada.

PME - Pres. media efectiva

calculada en a) $[N/m^2]$

$$W_i = PME \cdot V_D \quad [W]$$

$$V_D = V_D \cdot \left[\frac{2\pi N_c}{60} \right] \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

N_c - rpm del compresor

7.12.4 POTENCIA AL FRENO DEL MOTOR.

Esta podrá ser conocida evaluando el par y la velocidad angular del motor eléctrico del compresor.

Donde:

F - Fuerza, lectura en el

dinamómetro $[N]$

d - Distancia entre el eje del motor y el dinamómetro

d = 0.160 $[m]$

δ - Par $[N \cdot m]$

$$\delta = F \cdot d \quad [N \cdot m]$$

Donde:

NM - rpm del motor = $3.53 \cdot N_c$

$$\omega = \frac{2\pi NM}{60} \quad [rad/s]$$

Donde:

W_F - Potencia al freno $[W]$

δ - Par $[N \cdot m]$

ω - Velocidad angular $[rad/s]$

$$W_F = \delta \cdot \omega \quad [W]$$

7.12.5 POTENCIA ELECTRICA CONSUMIDA POR EL MOTOR ELECTRICO.

Donde:

V - Voltaje $[V]$

I - Corriente $[A]$

$$W = V \cdot I + (220 \times 0.4) \quad [W]$$

7.12.6 EFICIENCIA VOLUMETRICA.

En esta sección se deberá calcular la eficiencia volumétrica teórica y la eficiencia volumétrica real.

7.12.6.1 EFICIENCIA VOLUMETRICA TEORICA.

Donde:

C - Porcentaje de espacio
perjudicial = V_3/V_D

V_3 - Volumen muerto. @ P_2 [m^3]

$$\eta_{VT} = 1 + C - C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$V_D = \left[\frac{\pi}{4} D_p^2 L \right] \text{ No. de cilin.}$$

$P_{1,2}$ - Presión absoluta en los
puntos 1 y 2 [N/m^2]

n - Índice politrópico.

7.12.6.2 EFICIENCIA VOLUMETRICA REAL.

Donde:

$$\eta_{VR} = \frac{\text{Capacidad}}{\text{Desplazamiento}}$$

$$\text{Capacidad} - V_1 = \frac{\dot{m} r T_1}{P_1}$$

$$\text{Desplazamiento} = V_D$$

$$V_D = \left[\frac{\pi}{4} D_p^2 L \right] (\text{No. de cil}) \left[\frac{2\pi Nc}{60} \right] \quad [m^3/s]$$

$$V_1 = \dot{m}_0 \frac{v_1}{P_1} \quad [m^3/s]$$

$$v_1 = r T_1 / P_1$$

Donde:

m_0 - Flujo másico calculado en la placa de orificio.

r - Constante particular del aire = 287 [J/Kg $^{\circ}$ K]

T_1 - Temperatura absoluta en l [$^{\circ}$ K]

P_1 - Presión abs. en l [N/m 2]

7.12.6.3 EFICIENCIA MECANICA Y TERMICA DEL COMPRESOR.

a) Eficiencia mecánica.

$$\eta_m = \frac{W_I}{W_F} \times 100$$

Donde:

W_I - Potencia indicada

W_F - Potencia al freno

b) Eficiencia térmica.

$$\eta_k = \frac{W_k}{W_I} \times 100$$

Donde:

W_k - Potencia adiabática

W_I - Potencia indicada

7.12.6.4 EFICIENCIA DEL MOTOR ELECTRICO.

$$\eta_{me} = \frac{W_F}{W_E} \times 100$$

Donde:

W_F - Potencia al freno

W_E - Potencia eléctrica

TABLA No. 3

ESPACIO PERJUDICIAL A DIFERENTES PRESIONES DE DESCARGA (P_2)

PRESION MAN. P_2	PRIMERA ETAPA	SEGUNDA ETAPA
0	2.294	1.691
1.0	2.307	1.704
2.0	2.319	1.717
3.0	2.331	1.730
4.0	2.345	1.743
5.0	2.360	1.757
6.0	2.373	1.770
7.0	2.388	1.783
8.0	2.401	1.796
9.0	2.414	1.810
10.0	2.425	1.822

NOTA: Estos valores corresponden a V_3 . están dados en $10^{-5} m^3$
 y son para un solo cilindro.

Dé sus conclusiones sobre la práctica.

TABLA 7.1 TABLAS DE LECTURAS.

MEDICIONES EN EL COMPRESOR DE BAJA PRESION OPERANDO SOLO							
LECTURAS DE OPERACION					LECTURAS DE INTERES	VOLTAJE (V)	
PUNTO DE INTERES		1	2	3'			
TEMP.	(°C)	mmH ₂ O	bar	mmH ₂ O	LECTURAS DE INTERES	N _{CB} (rpm)	
	ABSOLUTA (°K)					F (N)	
PRESION	ANTES DE OPERAR					Δp(mm H ₂ O)	
	OPERANDO					Δd(mm ²)	
	ABSOLUTA (bar)					Ld(mm)	

MEDICIONES EN EL COMPRESOR DE BAJA Y ALTA PRESION SIN INTERENFRIADOR								
LECTURAS DE OPERACION					LECTURAS DE INTERES	VOLTAJE (V)		
PUNTO DE INTERES		1	2	3'				CORRIENTE (A)
BAJA PRESION	TEMP.	(°C)				LECTURAS DE INTERES	N _{CB} (rpm)	
		ABSOLUTA (°K)					F (N)	
	PRESION	ANTES DE OPERAR	mmH ₂ O	bar	mmH ₂ O		Δp(mm H ₂ O)	
		OPERANDO					Δd(mm ²)	
		ABSOLUTA (bar)					Ld(mm)	
PUNTO DE INTERES		1A	2A	3A	VOLTAJE (V)			
ALTA PRESION	TEMP.	(°C)				LECTURAS DE INTERES	CORRIENTE (A)	
		ABSOLUTA (°K)					N _{CB} (rpm)	
	PRESION	ANTES DE OPERAR	mmH ₂ O	bar	mmH ₂ O		F (N)	
		OPERANDO					Δp(mm H ₂ O)	
		ABSOLUTA (bar)					Δd(mm ²)	
					Ld(mm)			

MEDICIONES EN EL COMPRESOR DE BAJA Y ALTA PRESION CON INTERENFRIADOR

LECTURAS DE OPERACION											
PUNTO DE INTERES			1	2	3'	LECTURAS DE INTERES					
BAJA PRESION	TEMP.	(°C)								VOLTAJE (V)	
		ABSOLUTA (°K)				CORRIENTE (A)					
	PRESION	ANTES DE OPERAR	mmH ₂ O	bar	mmH ₂ O	N _{CB} (rpm)					
		OPERANDO				F(Nt)					
ALTA PRESION	PRESION	ABSOLUTA (bar)				Δp(mm H ₂ O)					
						Δd(mm ²)					
						Δd(mm ²)					
						Ld(mm)					
PUNTO DE INTERES			1A	2A	3A	4	5	6			
ALTA PRESION	TEMP.	(°C)								F(N)	
		ABSOLUTA (°K)								Δp(mm H ₂ O)	
	PRESION	ANTES DE OPERAR	mmH ₂ O	bar	mmH ₂ O	VOLTAJE (V)			Δd(mm ²)		
		OPERANDO				CORRIENTE (A)			Ld(mm)		
					N (rpm)			m H ₂ O			

TABLA 7.2 TABLAS DE RESULTADOS.

COMPRESOR DE BAJA PRESION OPERANDO SOLO						
TRABAJO TEORICO				POTENCIA (kW)	OTROS	
POTENCIA (kW)	ISOTERMICA \dot{W}_T	POLITROPICA \dot{W}_N	ADIABATICA \dot{W}_K		AL FRENO \dot{W}_F	
SIN ESPACIO PERJUDICIAL				INDICADA \dot{W}_I		
CON ESPACIO PERJUDICIAL				ELECTRICA \dot{W}_E		
EN FUNCION DE FLUJO MASICO				FLUJO MASICO \dot{m}_a		
EFICIENCIAS						
VOL. TEORICA η_{VT}	VOL. REAL η_{VR}	MECANICA η_m	TERMICA η_K	MOTOR ELECTR. η_{re}		

COMPRESOR DE BAJA Y ALTA PRESION OPERANDO SIN INTERENFRIADOR							
BAJA PRESION	TRABAJO TEORICO				POTENCIA (kW)	OTROS	
	POTENCIA (kW)	ISOTERMICA \dot{W}_T	POLITROPICA \dot{W}_N	ADIABATICA \dot{W}_K		AL FRENO \dot{W}_F	
	SIN ESPACIO PERJUDICIAL				INDICADA \dot{W}_I		
	CON ESPACIO PERJUDICIAL				ELECTRICA \dot{W}_E		
	EN FUNCION DEL FLUJO MASICO				FLUJO MASICO \dot{m}_a		
EFICIENCIAS							
VOL. TEORICA η_{VT}	VOL. REAL η_{VR}	MECANICA η_m	TERMICA η_K	MOTOR ELECTR. η_{re}			
ALTA PRESION	TRABAJO TEORICO				POTENCIA (kW)	OTROS	
	POTENCIA (kW)	ISOTERMICA \dot{W}_T	POLITROPICA \dot{W}_N	ADIABATICA \dot{W}_K		AL FRENO \dot{W}_F	
	SIN ESPACIO PERJUDICIAL				INDICADA \dot{W}_I		
	CON ESPACIO PERJUDICIAL				ELECTRICA \dot{W}_E		
	EN FUNCION DEL FLUJO MASICO				FLUJO MASICO \dot{m}_a		
EFICIENCIAS							
VOL. TEORICA η_{VT}	VOL. REAL η_{VR}	MECANICA η_m	TERMICA η_K	MOTOR ELECTR. η_{re}			

COMPRESOR DE BAJA Y ALTA PRESION OPERANDO CON INTERENFRIADOR								
BAJA PRESION	TRABAJO TEORICO					POTENCIA (KW)	OTROS	
	POTENCIA (KW)	ISOTERMICA \dot{W}_T	POLITROPICA \dot{W}_N	ADIABATICA \dot{W}_K	AL FRENO \dot{W}_F			
	SIN ESPACIO PERJUDICIAL				INDICADA \dot{W}_I			
	CON ESPACIO PERJUDICIAL				ELECTRICA \dot{W}_E			
	EN FUNCION DEL FLUJO MASICO				FLUJO MASICO \dot{m}_a			
EFICIENCIAS								
VOL. TEORICA \dot{V}_T		VOL. REAL \dot{V}_R		MECANICA η_m		TERMICA η_K		
ALTA PRESION	TRABAJO TEORICO					POTENCIA (KW)	OTROS	
	POTENCIA (KW)	ISOTERMICA \dot{W}_T	POLITROPICA \dot{W}_N	ADIABATICA \dot{W}_K	AL FRENO \dot{W}_F			
	SIN ESPACIO PERJUDICIAL				INDICADA \dot{W}_I			
	CON ESPACIO PERJUDICIAL				ELECTRICA \dot{W}_E			
	EN FUNCION DEL FLUJO MASICO				FLUJO MASICO \dot{m}_a			
EFICIENCIAS								
VOL. TEORICA \dot{V}_T		VOL. REAL \dot{V}_R		MECANICA η_m		TERMICA η_K		
MOTOR ELECTR. η_{pe}								

PRACTICA No. 8

TORRES DE
ENFRIAMIENTO

TORRES DE ENFRIAMIENTO

	Página
8.1	OBJETIVO..... 313
8.2	ACTIVIDADES A REALIZAR..... 313
8.3	EQUIPO Y MATERIAL..... 313
8.4	INTRODUCCION..... 313
8.5	DEFINICION DE CONCEPTOS..... 314
8.6	TEORIA GENERAL..... 316
8.6.1	CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO..... 316
8.6.1.1	TORRES DE TIRO NATURAL..... 317
8.6.1.2	TORRES DE TIRO MECANICO..... 319
8.6.1.3	TORRES DE TIRO FORZADO..... 319
8.6.1.4	TORRES DE TIRO INDUCIDO..... 320
8.6.1.5	TORRES CON RELLENO DE TIPO SALPIQUEO..... 322
8.6.1.6	TORRES CON RELLENO DE TIPO PELICULA..... 322
8.6.1.7	FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO..... 322
8.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO..... 324
8.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA..... 326
8.8.1	TEORIA DE LOS ESTADOS FINALES..... 326
8.8.1.1	PRESION PARCIAL DEL VAPOR..... 327
8.8.1.2	HUMEDAD RELATIVA..... 327
8.8.1.3	HUMEDAD ESPECIFICA..... 327
8.8.1.4	FLUJO MASICO DE AIRE..... 327
8.8.1.5	POR CONTINUIDAD..... 328
8.8.1.6	FLUJO MASICO DE VAPOR CON EL AIRE..... 328
8.8.1.7	BALANCE DE MASA (AGUA)..... 328
8.8.1.8	PERDIDAS POR EVAPORACION (TEORICA)..... 328

8.8.1.9	PERDIDAS DE ENERGIA.....	328
8.8.1.10	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE.....	329
8.8.1.11	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA.....	329
8.8.1.12	PERDIDAS DE CALOR.....	329
8.8.2	METODO DE LA CARTA PSICROMETRICA.....	329
8.8.2.1	CALCULO EN LA CARTA PSICROMETRICA.....	329
8.8.2.2	FLUJO MASICO DE AIRE.....	330
8.8.2.3	FLUJO MASICO DE VAPOR CON EL AIRE.....	330
8.8.2.4	PERDIDAS POR EVAPORACION.....	330
8.8.2.5	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE.....	330
8.8.2.6	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA.....	331
8.8.2.7	PERDIDAS DE CALOR.....	331
8.9	GRAFICAS.....	331
	TABLAS DE LECTURAS.....	332
	TABLAS DE RESULTADOS.....	333
	CARTA PSICROMETRICA.....	334

TORRES DE ENFRIAMIENTO

8.1 OBJETIVO.

Introducir al alumno en el estudio y análisis de las torres de enfriamiento.

8.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

Determinar, utilizando dos métodos de análisis, los balances de transferencia de calor y masa de la torre de enfriamiento del laboratorio, además, graficar sus curvas características.

8.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Torre de Enfriamiento de agua "HILTON".
- 1 Cañón psicrométrico.
- 2 Termómetros de bulbo seco.
- 2 Termómetros de bulbo húmedo.
- 1 Matraz de 1000 ml.
- 1 Cronómetro.

8.4 INTRODUCCION.

El proceso de enfriamiento de agua es conocido por el hombre desde hace mucho tiempo, para llevarlo a cabo únicamente se requiere de exponer el agua al aire.

Fue a principios de este siglo cuando las torres de enfriamiento comenzaron a tener uso comercial. Estas se

instalan en lugares donde las industrias no cuentan con el suministro de grandes cantidades de agua (provenientes de fuentes naturales) para su proceso o donde escasea y el costo es elevado.

Las torres de enfriamiento tienen amplia gama de aplicaciones en el enfriamiento de equipos tales como: condensadores, máquinas de combustión interna, compresores de aire, compresores de gases, reactores, etc.: que forman parte del equipo y/o proceso dentro de la industria de plásticos, automotriz, petroquímica, alimenticia, así como de plantas termoelectricas, laboratorios, clínicas y hospitales.

Las torres de enfriamiento son dispositivos artificiales para mantener a bajas temperaturas el agua. Se consideran como *cambiadores de calor de mezcla* y su función es la de *enfriar el agua que viene de un proceso de transferencia de calor* en el cual ha removido energía que no se requiere que esté en dicho proceso.

8.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

Idealmente, la temperatura de *bulbo húmedo del aire circundante*, es la temperatura mínima posible a la que pudiera enfriarse el agua a la salida de una torre de enfriamiento. En la práctica, la temperatura del agua fría se aproxima pero no iguala a la de bulbo húmedo, si no que sólo se enfriará el agua *abajo de la temperatura de bulbo seco ambiente*, esto debido a que resulta imposible poner en contacto toda el agua con el aire fresco en su camino a través de la torre.

A fin de poder evaluar el funcionamiento de una torre de enfriamiento, se utilizan en la práctica dos conceptos:

aproximación y rango de enfriamiento.

La diferencia de temperaturas entre la real del agua fría a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada se denomina *aproximación de bulbo húmedo* o *aproximación*. Por otra parte el número real de grados de enfriamiento del agua en la torre se denomina *rango de enfriamiento* o *rango*.

$$\text{APROXIMACION} = T_{H_2O_2} - T_{bh1}$$

Donde:

$T_{H_2O_2}$ - Temperatura del agua a la salida de la torre.

T_{bh1} - Temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada.

$$\text{RANGO} = T_{H_2O_1} - T_{H_2O_2}$$

Donde:

$T_{H_2O_1}$ - Temperatura del agua a la entrada de la torre.

$T_{H_2O_2}$ - Temperatura del agua a la salida de la torre.

Otro concepto empleado para evaluar y comparar el comportamiento de una torre de enfriamiento es el de *eficiencia*.

$$\eta_{\text{TORRE}} = \frac{T_{H_2O_1} - T_{H_2O_2}}{T_{H_2O_1} - T_{bh1}}$$

La transferencia de energía en una torre de enfriamiento se manifiesta como una *transferencia de calor sensible* y es debida a la diferencia de temperaturas del agua y la

temperatura de bulbo seco del aire. La otra es la *transferencia de masa* debido a la diferencia de las presiones de vapor en la superficie del agua y del aire. A causa de esto se evapora una pequeña cantidad de agua y el resto se enfría. El agua fría se regresa al medio de transferencia de calor para completar un ciclo continuo de ganancia y pérdida de energía.

Para facilitar el enfriamiento del agua, ésta se fracciona en pequeñas gotas aumentando así la superficie de transferencia de calor. Esto se logra utilizando el agua a presión y llevándola a una espesa. Para aumentar la eficiencia, el agua fraccionada se hace caer sobre una superficie plana (superficie de relleno) transformando las gotas en delgadas láminas que estarán en contacto directo con el aire que pasa a través de ellas.

La máxima transferencia de energía en una torre de enfriamiento se obtiene utilizando el sistema de corrientes opuestas, es decir, mientras que el aire se suministra por los costados o por la parte inferior, el agua desciende por gravedad.

Resumiendo, la transferencia de energía del agua al aire no saturado en una torre de enfriamiento, involucra una transferencia de *calor* y una transferencia de *masa*.

8.6 TEORIA GENERAL.

8.6.1 CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Para analizar el principio de funcionamiento de una torre de enfriamiento, el análisis se determina para cada uno de los tipos de torres y, básicamente, éstas se clasifican de acuerdo a las siguientes características:

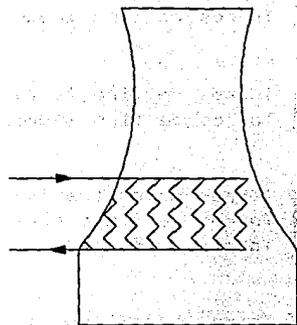
CLASIFICACION
DE LAS
TORRES DE
ENFRIAMIENTO

- | | |
|---|--|
| a) Por la forma de producir el tiro en el aire. | { Torres de tiro natural.
Torres de tiro inducido. |
| b) Por la forma de producir el tiro dentro de la torre. | { Torres de tiro forzado.
Torres de tiro inducido. |
| c) Por la forma en que actúan los flujos relativos del agua y del aire. | { Torres de contraflujo.
Torres de flujo cruzado.
Torres de flujo mixto. |
| d) Por el tipo de relleno empleado en la torre | { Torres c/relleno tipo salpiqueo.
Torres c/relleno tipo película. |

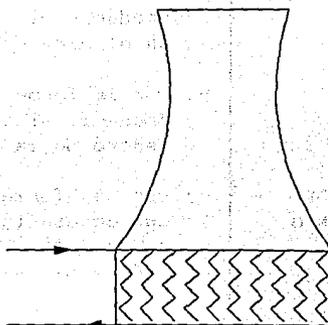
8.6.1.1 TORRES DE TIRO NATURAL.

En estas torres, la sección transversal de la chimenea se va reduciendo en el sentido del tiro, creando así las condiciones necesarias para que la corriente del aire se sature adiabáticamente. El aire es introducido por la parte inferior de la chimenea, la cual está soportada por una estructura de concreto. El tiro para poder enfriar el agua, es el resultado de varios efectos combinados siendo el principal, la *diferencia de densidades* entre el aire saturado de humedad que sale de la torre y el aire que entra, puesto que mientras más húmedo es el aire, menor es su densidad.

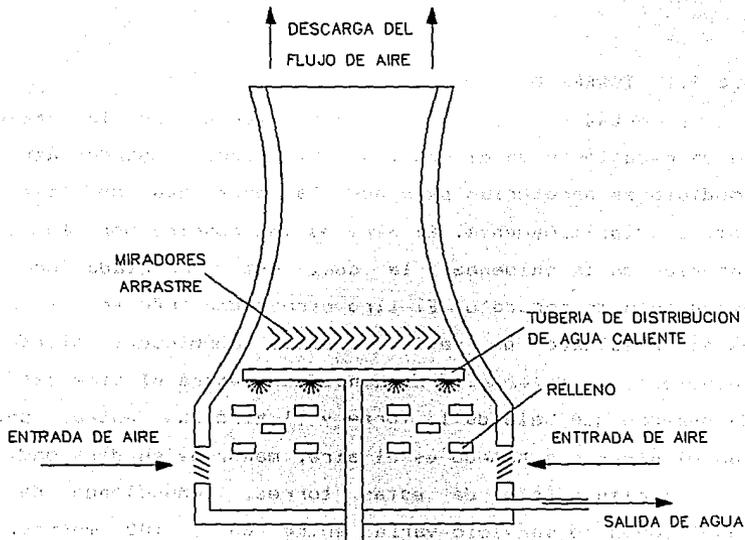
La altura total de estas torres, dependiendo de las condiciones de servicio varía entre 60 y 100 metros, el diámetro de la base de 30 a 70 metros. En la figura 8.1 se presenta una torre de este tipo y sus principales características son: enfrían el agua sin necesidad de ventiladores, como no tiene partes mecánicas en movimiento su



CONTRA-FLUJO



FLUJO CRUZADO



SECCION TRANSVERSAL DE UNA TORRE DE TIRO NATURAL

FIG. 8.1 TORRES DE TIRO NATURAL

costo de mantenimiento es bajo, la inversión inicial es grande, requieren de una gran superficie de terreno, no presentan problemas de recirculación de aire (por la altura de la chimenea) y el control de la temperatura del agua fría es difícil.

8.6.1.2 TORRES DE TIRO MECANICO.

Son aquellas que *requieren de ventiladores* para hacer fluir el aire a través de la torre, con el empleo de éstos, se tiene absoluto control del flujo y velocidad del aire.

Características principales: requieren menor espacio que las torres de tiro natural, existe un control de la temperatura del agua fría, los costos iniciales son bajos. se tiene un mayor consumo de energía y están expuestas a fallas mecánicas.

Estas torres se dividen a su vez en torres de tiro forzado y de tiro inducido.

8.6.1.3 TORRES DE TIRO FORZADO.

Son aquellas en las que el ventilador se encuentra a un costado de la torre, al impulsar el aire hacia el interior de la torre pasa a ésta a contraflujo con el agua, la cual cae lentamente en cascada por las diferentes secciones que forman el relleno. La unidad puede estar integrada por varios ventiladores, los cuales suministran aire a una parte del emparrillado, el cual está separado por te's divisorias cerradas, formando un número determinado de celdas. En la figura 8.2 se ilustra una torre de este tipo.

8.6.1.4 TORRES DE TIRO INDUCIDO.

En estas torres, uno ó dos ventiladores se encuentran instalados en la parte superior. Se dividen también en torres de contraflujo y de flujo cruzado.

Las torres de contraflujo son aquellas en las que el flujo del aire es vertical, su principal ventaja se basa en que el agua más fría está en contacto con el aire más seco y viceversa, lo cual garantiza una máxima eficiencia en el proceso de enfriamiento. Sin embargo, como el aire viaja en sentido contrario a las gotas del agua, se produce una mayor pérdida de presión y por lo tanto se consume más potencia en los ventiladores. Fig. 8.3

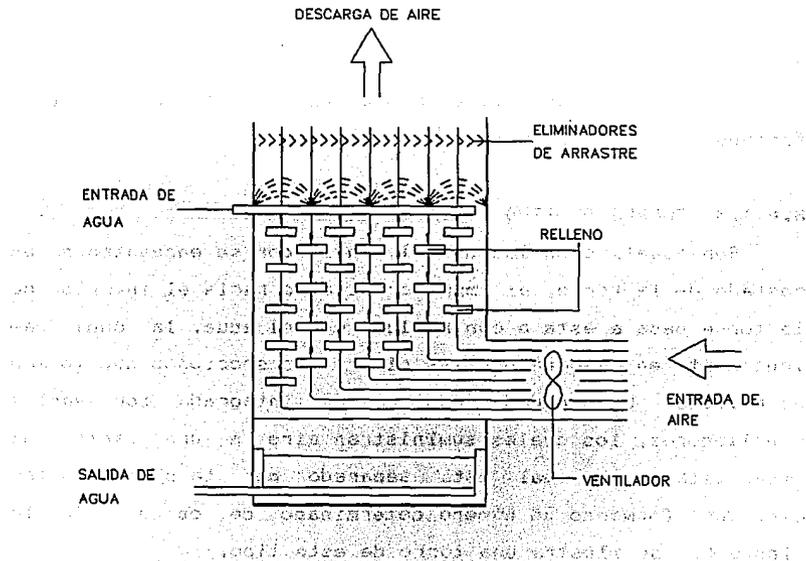
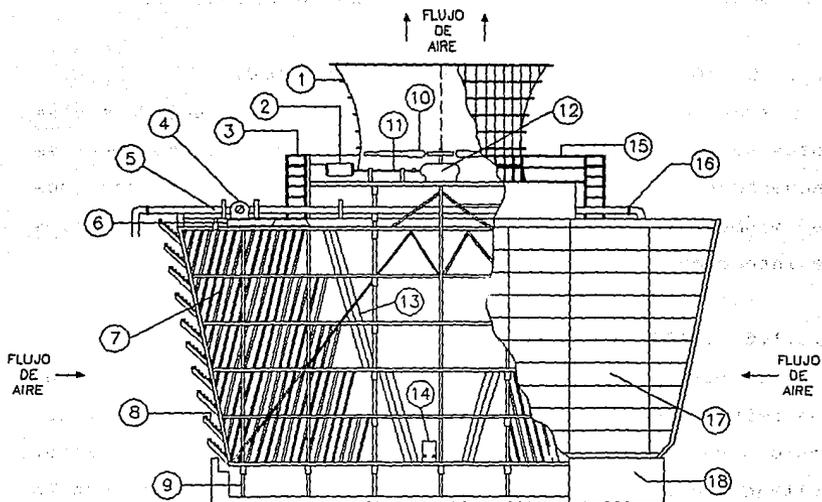


FIG. 8.2 TORRE DE TIPO FORZADO.



PARTES PRINCIPALES

- | | |
|-----------------------------|----------------------------------|
| 1.- CILINDRO DEL VENTILADOR | 10.- VENTILADOR |
| 2.- MOTOR | 11.- FLECHA |
| 3.- ESCALERA | 12.- REDUCTOR DE VELOCIDAD |
| 4.- VALVULA | 13.- ELIMINADORES DE HUMEDAD |
| 5.- CABEZAL DE DISTRIBUCION | 14.- PUERTA DE ACCESO |
| 6.- CAJA DE DISTRIBUCION | 15.- BARANDAL |
| 7.- RELLENO | 16.- VALVULA DE CONTROL DE FLUJO |
| 8.- PERSIANAS | 17.- CUBIERTA |
| 9.- SOPORTES DE ANCLAJE | 18.- BASE (PILETA) |

FIG. 8.3 SECCION TRANSVERSAL DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO
TIPO INDUCIDO DE FLUJO CRUZADO Y SALPICADO.

En las torres de flujo cruzado, el aire fluye en forma horizontal en tanto que el agua cae por gravedad.

8.6.1.5 TORRES CON RELLENO DE TIPO SALPIQUEO.

Aquí, el agua cae en forma de lluvia golpeándose las gotas sucesivamente contra los *elementos de relleno* que se encuentran colocados en diferentes niveles, ocasionando que las mismas se fraccionen formándose así, nuevas superficies de intercambio de calor. Figura 8.4 (a).

8.6.1.6 TORRES CON RELLENO DE TIPO PELICULA.

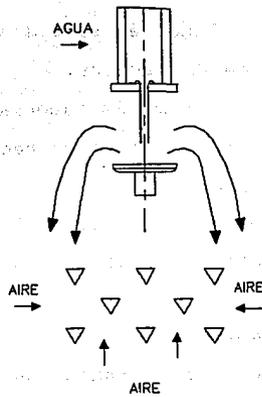
En esta torre de enfriamiento el agua fluye en forma de una *película adherida* a los elementos que forman el relleno, los cuales exponen una gran superficie de la misma al aire, evitando de esta manera la posible formación de gotas. Con la ausencia de gotas, se reduce la caída de presión a través de la torre, permitiendo un aumento en el volumen y velocidad del aire manejado. Figura 8.4 (b).

La elección de una torre de enfriamiento es un problema de optimización técnico-económico que depende en gran parte de las condiciones climatológicas.

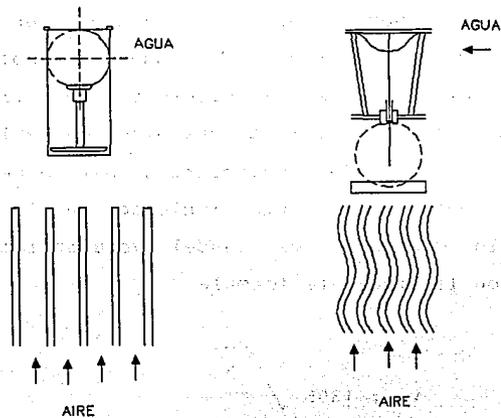
8.6.1.7 FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Algunos de los factores que afectan la eficiencia de enfriamiento del agua en una torre son:

- 1.- Velocidad del aire.
- 2.- Obstrucciones al flujo de aire.
- 3.- Fallas mecánicas.



(a) SISTEMA DE RELLENO TIPO SALPIQUEO.



(b) SISTEMA DE RELLENO TIPO PELICULA.

FIG. 8.4 SISTEMAS DE RELLENO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

- 4.- Obstrucciones y fugas en el sistema de flujo de agua.
- 5.- Aumento de la carga térmica.
- 6.- Mal diseño del sistema de tuberías.
- 7.- Mala selección de la bomba de recirculación.
- 8.- Relleno inapropiado.
- 9.- Alta concentración de sólidos disueltos.
- 10.- Condiciones atmosféricas relevantes.

8.7 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

El tipo de torre de enfriamiento que se tiene en el laboratorio es de tiro forzado en contracorriente: consta básicamente de una unidad *motor-ventilador* de tiro forzado y una unidad de *torre de enfriamiento*. Fig. 8.5

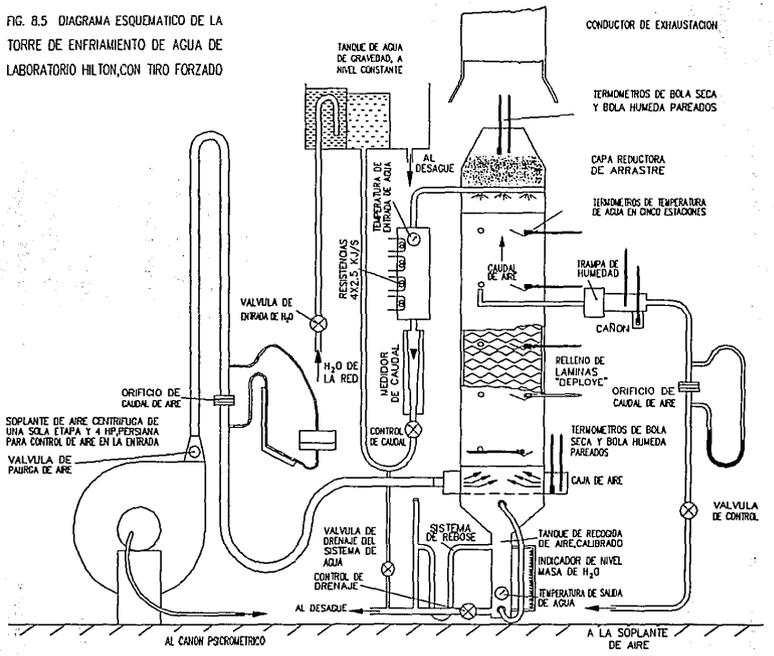
Como es una unidad diseñada para fines didácticos podemos estudiar su funcionamiento y los procesos de transferencia de energía que se llevan a cabo en ella.

La medición del flujo de agua se realiza con un rotámetro, cuatro resistencias eléctricas de 2.5 KW sirven para calentar el agua, mediante una placa de orificio y un manómetro se mide el flujo volumétrico del aire siempre y cuando esté dentro del rango indicado en la escala del equipo, de lo contrario el caudal volumétrico real debe estimarse con la siguiente fórmula:

$$\dot{V} = 1305 \sqrt{\frac{h}{\rho}} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

Donde : h - Presión diferencial en mm columna de agua
 ρ - Densidad del aire a la salida de la placa de orificio (Kg/m³).

FIG. 8.5 DIAGRAMA ESQUEMATICO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA DE LABORATORIO HILTON, CON TIRO FORZADO



La superficie de relleno de la unidad está hecha de mallas de aluminio expandido *deploye* anonizado.

La fabricación de la malla es tal que cada pequeña apertura obra como una directriz desviando la dirección del aire y fraccionando las gotas de agua a través de la sección de la torre.

A fin de poder controlar el flujo de aire a la torre, la unidad *motor-ventilador* está provista de una persiana a la entrada y de una purga a la salida.

Adicionalmente a los instrumentos de medición y control anteriormente mencionados se cuenta con otros (termómetros de bulbo húmedo, termómetros de bulbo seco, válvulas, trampas de humedad, desagüe, etc.) mediante los cuales se controla y obtiene las lecturas necesarias para el desarrollo de la práctica y en consecuencia la evaluación del equipo.

8.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

En el desarrollo de la presente práctica se emplearán 2 métodos diferentes para establecer los balances generales de energía y masa entre los límites 1 y 2. Fig. 8.6 . Al mismo tiempo se cuantificará la pérdida de agua por evaporación.

8.8.1 TEORIA DE LOS ESTADOS FINALES.

Es un método muy sencillo pues sólo se requiere determinar las propiedades de entrada y salida del aire y del agua, llenando primeramente la Tabla 8.1 de Lecturas.

Aplicando la segunda ley de la termodinámica se examina el funcionamiento de la torre sin tomar en cuenta los complejos procesos de transferencia de calor y de masa que tiene lugar dentro de la misma.

8.8.1.1 PRESION PARCIAL DEL VAPOR.

$$P_{V1} = P_s - P_{atm} A \left(\frac{T_{bs1} - T_{bh1}}{T_{bs1}} \right) \text{ [mbar]}$$

P_s = PRESION DE SATURACION DEL VAPOR A @ T_{bs1}

$$A = 6.66 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.8.1.2 HUMEDAD RELATIVA.

$$\phi = P_v / P_s$$

P_s = PRESION DE SATURACION DEL VAPOR A @ DE T_{bs1}

8.8.1.3 HUMEDAD ESPECIFICA.

$$w = 0.622 P_v / (P_{atm} - P_v)$$

8.8.1.4 FLUJO MASICO DE AIRE.

$$P_a \dot{V}_a = \dot{m}_a R_a T_a$$

$$\dot{m}_a = (P_a \dot{V}_a) / (R_a T_a)$$

$$P_a = P_{atm} - P_v$$

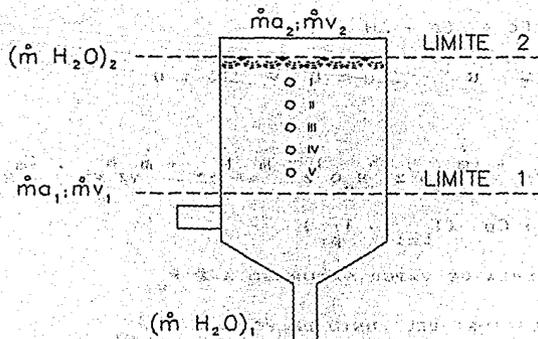


FIG. 8.6 LIMITES PARA EL BALANCE DE ENERGIA

$$R = 0.287 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$T = \text{TEMPERATURA ABSOLUTA A @ } T_{b=1}$$

8.8.1.5 POR CONTINUIDAD.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2}$$

8.8.1.6 FLUJO MASICO DE VAPOR CON EL AIRE.

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{a1} \omega_1$$

8.8.1.7 BALANCE DE MASA (AGUA).

$$\dot{m}_{v1} + (\dot{m}_{H_2O})_2 = \dot{m}_{v2} + (\dot{m}_{H_2O})_1$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v1} + (\dot{m}_{H_2O})_2 - (\dot{m}_{H_2O})_1$$

8.8.1.8 PERDIDA DE EVAPORACION TEORICA.

$$(\dot{m}_{H_2O})_2 - (\dot{m}_{H_2O})_1$$

8.8.1.9 PERDIDAS DE ENERGIA (ENTRE LIMITES 1 Y 2).

$$Q + W = \Delta Ec + \Delta Ep + \Delta H$$

$$Q = 0 \quad , \quad W = 0 \quad , \quad \Delta Ec = 0 \quad \text{y} \quad \Delta Ep = 0$$

$$\dot{m}_{a1} h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1} + (\dot{m}_{H_2O})_2 (h_{H_2O})_2 = \dot{m}_{a2} h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2} + (\dot{m}_{H_2O})_1 (h_{H_2O})_1$$

$$h_{v1} = h_{g1} + C_{p_v} (T_{b=1} - T_{pr})$$

$$h_{g1} - \text{ENTALPIA DE VAPOR SATURADO A @ } P_{v1}$$

$$T_{pr} - \text{TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO A @ } P_{v1}$$

$$C_{p_v} - \text{CALOR ESPECIFICO DE VAPOR (} C_{p_v} = 1.86 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C)}$$

Como el aire a la salida esta saturado.

$$h_{v2} = h_{g2}$$

$$P_{v2} = P_{s2} - P_{atm} A (T_{bs2} - T_{bh2}) \quad [\text{mbar}]$$

P_{s2} = PRESION DE SATURACION DEL VAPOR A T_{bh2}

$$A = 6.66 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}$$

h_{g2} = ENTALPIA DEL VAPOR SATURADO A P_{v2}

8.8.1.10 CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE.

$$\Delta E_{aire} = \dot{m}_a (h_{a2} - h_{a1}) + \dot{m}_{v2} h_{v2} - \dot{m}_{v1} h_{v1}$$

$$\dot{m}_a (h_{a2} - h_{a1}) = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{bs2} - T_{bs1})$$

C_{p_a} = CALOR ESPECIFICO DEL AIRE ($C_{p_a} = 1.0045 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$)

8.8.1.11 CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA.

$$\Delta E_{agua} = (\dot{m}_{H_2O_2}) (h_{H_2O_2}) - (\dot{m}_{H_2O_1}) (h_{H_2O_1})$$

$$h_{H_2O} = C_p T \quad (\text{SUMINISTRO O SALIDA})$$

$C_p = 4.1868 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}$

8.8.1.12 PERDIDAS DE CALOR.

$$\Delta Q = \Delta E_{agua} - \Delta E_{aire} \quad (\text{Anotar los resultados en Tabla 8.2})$$

8.8.2 METODO DE LA CARTA PSICROMETRICA.

Las propiedades del aire húmedo a la entrada y a la salida de la torre de enfriamiento pueden estar dentro del margen de tablas psicrométricas o un gráfico (Carta Psicrométrica), anexa.

8.8.2.1 CALCULO EN LA CARTA PSICROMETRICA.

En la carta psicrométrica determinar las

siguientes propiedades del aire : volumen específico (v_1 y v_2), humedad específica (w_1 y w_2), entalpía (h_1 y h_2) y humedad relativa (θ_1 y θ_2).

NOTA: Las propiedades anteriores son para 1 Kg de aire seco cuando la entalpía específica $h = h_a + wh_v$

8.8.2.2 FLUJO MASICO DE AIRE.

$$\dot{m}_a = \dot{V}/v_1$$

\dot{V} - Caudal de aire a la entrada.

v_1 - Volumen específico de aire a la entrada.

8.8.2.3 FLUJO MASICO DE VAPOR CON EL AIRE.

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_a w_1$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_a w_2$$

w_1 - Humedad específica del aire a la entrada.

w_2 - Humedad específica del aire a la salida.

8.8.2.4 PERDIDAS POR EVAPORACION.

$$\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1}$$

$$\dot{m}_a w_2 - \dot{m}_a w_1$$

$$\dot{m}_a (w_2 - w_1)$$

8.8.2.5 CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE.

$$\Delta E_{\text{aire}} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

h_1 - Entalpía del aire a la entrada.

h_2 - Entalpía del aire a la salida.

8.8.2.6 CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA.

$$\Delta E_{\text{agua}} = (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}})_2 (h_{\text{H}_2\text{O}})_2 - (\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}})_1 (h_{\text{H}_2\text{O}})_1$$

8.8.2.7 PERDIDAS DE CALOR.

$$\Delta Q = \Delta E_{\text{agua}} - \Delta E_{\text{aire}} \quad (\text{Anotar los resultados en Tabla 8.2})$$

8.9 GRAFICAS.

- 1.- Graficar en una carta psicrométrica los procesos del aire dentro de la torre de enfriamiento.
- 2.- Graficar en un diagrama Temperatura vs Sección de la torre (ver fig. 8.7), los diferentes puntos para las temperaturas del agua y las temperaturas de bulbo seco del aire.

El alumno dará sus conclusiones sobre los experimentos realizados en la presente práctica.

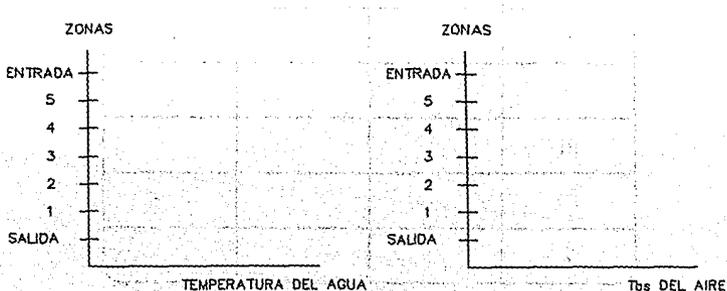


FIG. 8.7

TABLA 8.1 TABLA DE LECTURAS.

CONCEPTO	ENTRADA	SALIDA
CAUDAL MASICO DE AGUA Kg/h	$\dot{m}_{H_2O_1} =$	$\dot{m}_{H_2O_2} =$
TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO °C	$T_{bh1} =$	$T_{bh2} =$
TEMPERATURA DE BULBO SECO °C	$T_{bs1} =$	$T_{bs2} =$
TEMPERATURA DEL AGUA °C	$T_{H_2O_1} =$	$T_{H_2O_2} =$
CAUDAL VOLUMETRICO DE AIRE DE ENTRADA	$\dot{V} =$	$\dot{V} =$
PRESION ATMOSFERICA DEL LUGAR	mbar	$P_{atm} =$

ANALISIS POR SECCIONES DE LA TORRE

SECCION	T_{bh}	T_{bs}	T_{H_2O}
I			
II			
III			
IV			
V			

TABLA 8.2 TABLA DE RESULTADOS.
METODO DE LOS ESTADOS FINALES.

CONCEPTO		ENTRADA	SALIDA
1	PRESION PARCIAL DEL VAPOR mbar	$P_{v1} =$	$P_{v2} =$
2	HUMEDAD RELATIVA %	$\phi_1 =$	$\phi_2 =$
3	HUMEDAD ESPECIFICA Kg /Kg aire	$w_1 =$	$w_2 =$
4	FLUJO MASICO DEL AIRE Kg/h	$\dot{m}_{a1} =$	$\dot{m}_{a2} =$
5	FLUJO MASICO DEL VAPOR Kg/h	$\dot{m}_{v1} =$	$\dot{m}_{v2} =$
6	BALANCE DE MASAS Kg/h		
7	PERDIDAS POR EVAPORACION TEORICA	Kg/h	
8	SE CUMPLE CON EL BALANCE DE ENERGIA		SI <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/>
9	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE	KJ/Kg	$\Delta E_{aire} =$
10	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA	KJ/Kg	$\Delta E_{H_2O} =$
11	PERDIDA DE CALOR	KJ/Kg	$\Delta Q =$

METODO DE LA CARTA PSICROMETRICA.

CONCEPTO		ENTRADA	SALIDA
1	VOLUMEN ESPECIFICO m^3/Kg	$P_{v1} =$	$P_{v2} =$
2	HUMEDAD ESPECIFICA Kg/ Kg aire	$w_1 =$	$w_2 =$
3	HUMEDAD RELATIVA %	$\phi_1 =$	$\phi_2 =$
4	ENTALPIAS KJ/Kg	$h_1 =$	$h_2 =$
5	FLUJO MASICO DEL AIRE Kg/h	$\dot{m}_{a1} =$	$\dot{m}_{a2} =$
6	FLUJO MASICO DEL VAPOR Kg/h	$\dot{m}_{v1} =$	$\dot{m}_{v2} =$
7	PERDIDAS POR EVAPORACION TEORICA	Kg/h	
8	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AIRE	KJ/h	$\Delta E_{aire} =$
9	CAMBIO DE ENERGIA EN EL AGUA	KJ/h	$\Delta E_{H_2O} =$
10	PERDIDA DE CALOR	KJ/hr	$\Delta Q =$

PRACTICA No. 9

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO

		Página
9.1	OBJETIVO.....	337
9.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	337
9.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	337
9.4	INTRODUCCION.....	337
9.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	338
9.6	TEORIA GENERAL.....	339
9.6.1	CLASIFICACION POR LA DISTRIBUCION DEL FLUJO.....	339
9.6.2	FLUJO EN PARALELO.....	340
9.6.3	FLUJO EN CONTRACORRIENTE.....	342
9.6.4	FLUJO CRUZADO.....	343
9.6.5	TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	345
9.6.5.1	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO.....	347
9.6.5.2	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.....	347
9.6.6	FACTORES QUE INTERVIENEN EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	349
9.6.7	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL " U ".....	352
9.6.8	ANALISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR..	355
9.6.9	IMPUREZAS EN LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	356
9.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	357
9.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	363
9.9	DATOS TECNICOS ADICIONALES.....	370
	TABLA DE NOMENCLATURA USADA EN LA PRACTICA.....	371
	TABLAS DE LECTURAS Y RESULTADOS.....	372

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO.

9.1 OBJETIVO.

Determinar la pérdida de Calor de un cilindro caliente en aislamiento en la primera, segunda, tercera y cuarta hilera de un Intercambiador de calor bajo condiciones de convección forzada y flujo cruzado.

9.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

a) Realizar mediciones de temperatura del elemento de cobre colocandolo en distintos lugares de las hileras.

9.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado (PLINT).
- 1 Termocople de Cobre puro.
- 1 Graficador.
- 1 Calentador Eléctrico Cilíndrico.
- 1 Termómetro.
- 1 Manómetro Diferencial.
- 1 Micromanómetro Electrónico.

9.4 INTRODUCCION.

Un Intercambiador de Calor es un Equipo que *transfiere* energía térmica desde un fluido a alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través del aparato. El tipo más sencillo de Intercambiador de Calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente

un fluido caliente y otro frío. En tal Sistema, ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, y la cantidad de calor transferida puede calcularse igualando la energía perdida por el fluido más caliente con la energía ganada por el fluido más frío.

Algunos ejemplos de Intercambiadores de Calor en la vida diaria lo constituyen: el calentador de gabinete en una casa, el radiador de un automóvil y el calentador de agua doméstico. En las industrias químicas y plantas de energía se utilizan ampliamente los Intercambiadores de Calor. El rango de temperatura, el tipo de fluido, ya sea líquido o gaseoso, la cantidad de energía térmica que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frío, determinan la configuración del Intercambiador de Calor para una aplicación dada.

Sin embargo, son más comunes los Intercambiadores de Calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor, a este tipo de intercambiadores se les llama recuperadores.

9.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

INTERCAMBIADOR DE CALOR. - Equipo usado para transferir calor de una superficie tibia o caliente a una superficie fría o menos tibia. Además los Evaporadores y Condensadores son también considerados Intercambiadores de Calor.

TRANSFERENCIA DE CALOR. - La transferencia de calor es una transmisión de energía de una región a otra, siempre que exista una diferencia de temperaturas entre ambos lugares.

CALOR.- Forma de energía cuya adición ocasiona aumentos de la temperatura en la sustancia; energía asociada con el movimiento de las partículas.

CONTRAFLUJO.- El intercambio de calor entre dos fluidos, en dirección opuesta del flujo y la parte más fría de un flujo está cerca de la parte más fría del otro.

9.6 TEORIA GENERAL.

9.6.1 CLASIFICACION POR LA DISTRIBUCION DEL FLUJO.

Existen muchas modalidades de tales equipos, desde un simple tubo concéntrico hasta complicados condensadores de superficie y evaporadores con muchos miles de pies cuadrados de superficie para la transferencia de calor, entre estos extremos hay una extensa variedad de Intercambiadores comunes de coraza y tubo.

Esta clasificación de los Intercambiadores de Calor se basa principalmente en las direcciones relativas al flujo de los fluidos caliente y frío, dando lugar a términos como *Flujo Paralelo*, cuando ambos fluidos se mueven en la misma dirección; *Flujo a Contra-corriente*, cuando los fluidos se mueven en paralelo, pero en sentido opuesto; *Flujo Cruzado*, cuando las direcciones de flujo son mutuamente perpendiculares y *Flujo Cruzado de Paso Múltiple*, cuando un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente del fluido.

Cuando ambos fluidos intercambian calor sensible, el tipo de arreglo de flujo determina un perfil de temperatura característico a lo largo del equipo, afectando con ello el

valor de la diferencia de temperaturas. Lo anterior, significa que cualquiera que sea la dirección relativa de flujo de dicho fluido durante el intercambio de calor, se asocia a una única diferencial de temperaturas, siendo esta base importante para estudiar otros tipos de intercambiadores.

En cualquier caso, el potencial térmico estará definido por la diferencial de temperaturas entre el fluido caliente y el fluido frío:

$$\Delta T = T - t$$

Donde:

T - Temperatura del fluido Caliente.

t - Temperatura del fluido Frío.

9.6.2 FLUJO EN PARALELO.

En Flujo Paralelo, la menor temperatura teóricamente alcanzable por el flujo caliente, es la temperatura de salida del flujo frío (t_2). Si esta temperatura fuera alcanzada, la ΔT sería cero. En la ecuación de Fourier: $Q = A U \Delta T$, puesto que Q y U son finitas, la superficie de transferencia "A" tendría que ser infinita. Esto último es obviamente imposible.

La imposibilidad para el fluido caliente en flujo paralelo de reducir su temperatura abajo de la temperatura del fluido frío, tiene marcado efecto sobre la facilidad de los aparatos en flujo paralelo para recuperar calor.

Este tipo de arreglo de flujo tiene el perfil de temperaturas mostrado en la fig. 9.1 y presenta además las siguientes características:

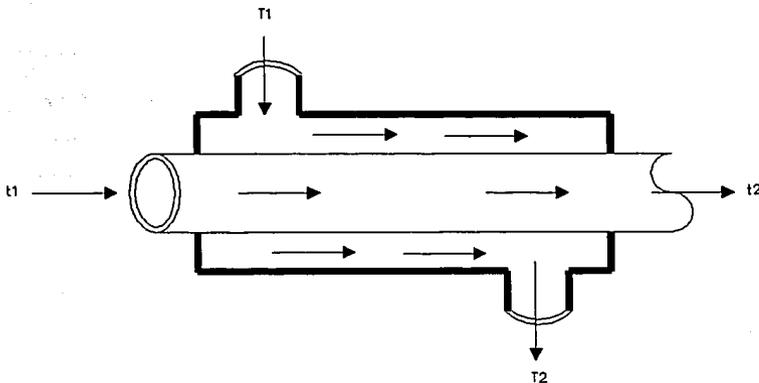


FIG. 9.1. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO PARALELO.

- 1).- En el extremo de entrada se tiene una gran diferencia de temperaturas, la cual disminuye a lo largo del equipo. Esto dá por resultado que el gradiente de temperatura no sea uniforme.

- 2).- En el extremo de salida, la temperatura del fluido frío sólo puede aproximarse hasta un cierto valor, en el cual se alcanza el equilibrio, con la temperatura del fluido caliente.

- 3).- Dado que t_2 no puede ser mayor que T_2 , se limita el rango de temperatura y por lo tanto, la cantidad de calor a transferir.

Aunque en general este tipo de flujo no es ampliamente utilizado, existen algunas situaciones en las que resulta ser la solución más adecuada. Por ejemplo, con el fin de evitar que uno de los fluidos se descomponga, solidifique o polimerice en la pared de los tubos o para fluidos viscosos fríos, puesto que el arreglo puede permitir que se obtenga un mayor valor de U .

9.6.3 FLUJO EN CONTRACORRIENTE.

En flujo Contracorrente, la temperatura final del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente, puesto que existe un gradiente favorable de temperatura a todo lo largo del Cambiador de Calor. Otra ventaja del dispositivo en Contracorrente es que, para una velocidad dada del flujo de calor, se necesitan menos áreas

de superficie que el flujo en paralelo.

Este tipo de arreglo de flujo se puede observar en la fig. 9.2, presentando además las características siguientes:

- 1).- La diferencia de temperaturas y por lo tanto el intercambio térmico, son más uniformes a lo largo del equipo.
- 2).- El cambio máximo de temperaturas se aproxima al límite cuando una de las temperaturas de salida, alcanza el equilibrio con la temperatura de entrada de la otra corriente.
- 3).- En igualdad de condiciones de temperatura, es más eficiente el flujo en contracorriente que en paralelo.

9.6.4 FLUJO CRUZADO.

En esta disposición los dos fluidos que transfieren calor se mueven *en ángulo recto entre sí*. Desde el punto de vista termodinámico el flujo cruzado cae entre los de flujo paralelo y de flujo en contracorriente. El arreglo de flujo cruzado puede ser muy compacto y admite con facilidad el uso de superficies extendidas. En consecuencia, generalmente, siempre que uno de los fluidos sea gas, se utiliza el arreglo de flujo cruzado.

De este tipo de flujo existen tres diferentes casos que son: a) ambos fluidos sin mezclar, b) un fluido mezclado y el otro sin mezclar y c) ambos fluidos mezclados.

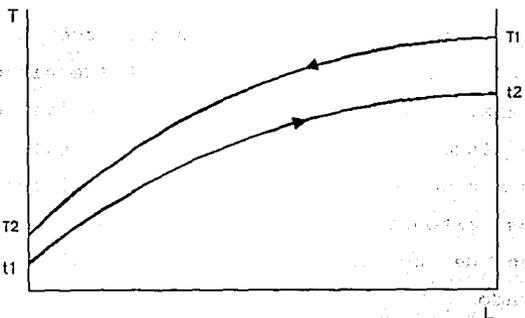
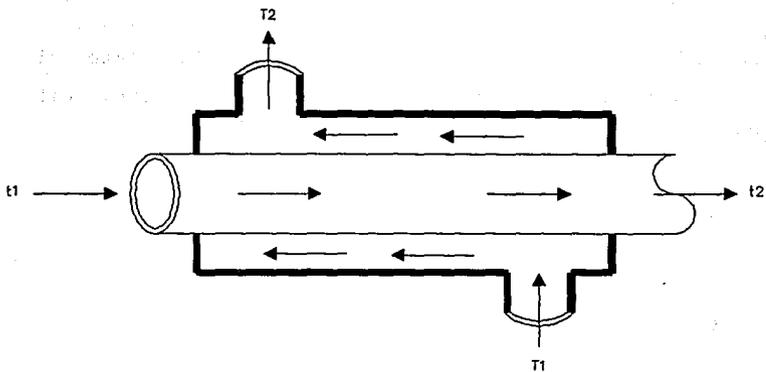


FIG. 9.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO EN CONTRA-CORRIENTE.

a) AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR.- Se supone que el fluido consiste de corrientes infinitesimales independientes en serie, entre las cuales no hay mezclado o transferencia de calor hasta que alcanza la salida del equipo. Puesto que cada corriente componente encuentra a su paso un rango diferente de temperatura en el otro fluido, las diversas corrientes llegan a la salida con diferentes temperaturas y la temperatura final se obtiene por el mezclado de todas las corrientes. Este patrón de flujo se obtiene cuando un fluido pasa a través de una gran cantidad de tubos, o sea a través de los pequeños pasajes de una superficie aletada. (fig. 9.3).

b) UN FLUIDO MEZCLADO, OTRO SIN MEZCLAR.- En este caso uno de los fluidos queda sin mezclar y el otro se mezcla perfectamente a medida que fluye por el cambiador. La temperatura del fluido mezclado será uniforme a través de cualquier sección y solamente variará en la dirección del flujo. (fig. 9.4).

c) AMBOS FLUIDOS MEZCLADOS.- En este caso se supone que ambos fluidos se mezclan completamente en la dirección normal al fluido, lo que da por resultado el tener una temperatura uniforme a lo largo de cada normal. El gradiente de temperatura sólo se tiene en la dirección del flujo. Este tipo de patrón se presenta cuando un fluido circula a través de un haz de tubos en flujo altamente turbulento.

9.6.5 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Se fabrican tipos muy diversos de Intercambiadores de

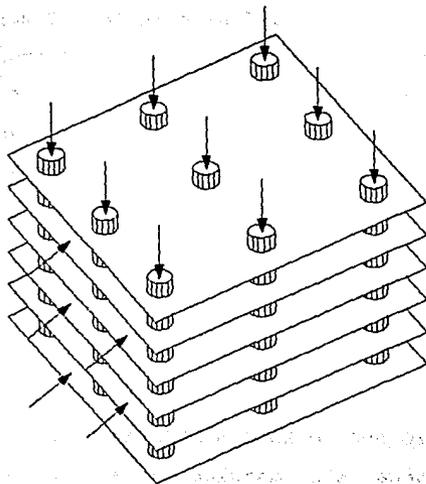


FIG. 9.3 AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLAR.

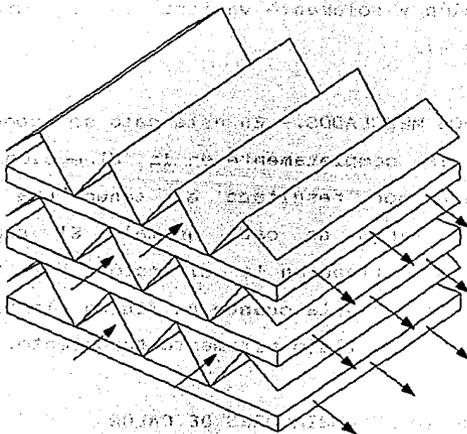


FIG. 9.4 UN FLUIDO MEZCLADO, OTRO SIN MEZCLAR.

Calor, de los cuales los más importantes son los siguientes:

9.6.5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO.

Este Intercambiador de Calor consiste en dos tubos concéntricos. Un fluido circula en el tubo interior y otro en la sección anular delimitada entre los tubos interior y exterior (fig. 9.5). Las partes principales son: dos juegos de tubos concéntricos, dos te's conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del Intercambiador. Las te's tienen boquillas o conexiones roscadas que permiten la entrada y salida del fluido del ánulo que cruza de una sección a otra a través del cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en U que está generalmente expuesta y que no proporciona superficie de transferencia de calor.

Los Intercambiadores de Calor de doble tubo encuentran su mayor uso en donde la superficie total de transferencia requerida es pequeña, 9 a 18 m² (100 a 200 pies²) o cuando los fluidos están a una presión muy alta.

9.6.5.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.

Conforme los requerimientos de superficie de intercambio de calor se vuelven grandes, los diseños de Intercambiadores de Calor de Doble Tubo demandan excesivo espacio, además presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. En estos casos, se emplean Intercambiadores de Coraza y Tubos (fig. 9.6) que

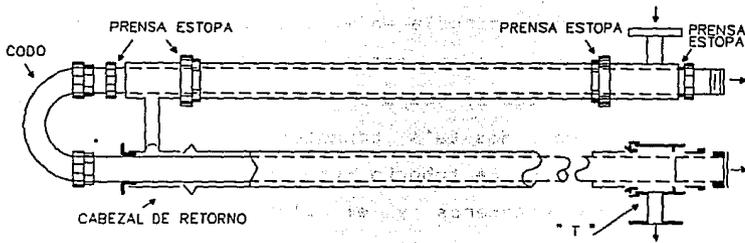


FIG. 9.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE DOBLE TUBO.

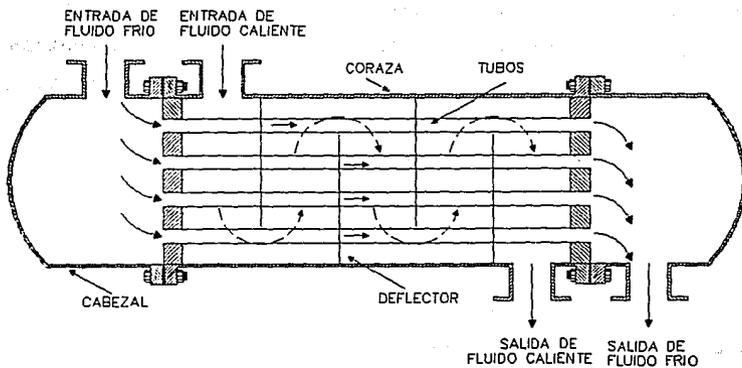


FIG. 9.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS.

proporcionan una gran área superficial por tipo de volumen unitario de espacio ocupado. En este tipo de Intercambiadores uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro circula por el espacio que dejan estos y la coraza. Dependiendo del arreglo geométrico que se tenga en los cabezales del Intercambiador se pueden tener *uno o más pasos de tubos*, con el fin de incrementar el área de la superficie efectiva de transferencia de calor por unidad de volumen. El fluido que circula por el exterior de los tubos es conducido mediante el uso de deflectores o mamparas verticales con pequeñas entradas en los extremos, cuyo propósito es forzar al fluido a pasar en flujo cruzado sobre los tubos y con esto obtener una mejoría en los coeficientes de transferencia de calor. Dentro de la coraza se aloja un haz de tubos, a través de los cuales circula otro fluido. Los extremos de los tubos pueden tener cabezales flotantes o fijos. En este último caso, sólo se pueden utilizar cambios de temperatura moderados de modo que se limiten los esfuerzos térmicos.

Algunos de los factores que gobiernan el diseño mecánico de un Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos son la expansión térmica del cabezal, facilidad de acceso a los tubos, calda de presión en los fluidos, limpieza en las mamparas, etc.

9.6.6 FACTORES QUE INTERVIENEN EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Las variables que afectan la acción de un Intercambiador de calor son el flujo de masa, calores específicos,

temperaturas de entrada y salida de los fluidos calientes y fríos, área de superficie disponible para la transferencia de calor, conductividad térmica del material del tubo, grado de depósito o escamas en el interior de los tubos y los coeficientes convectivos de transferencia de calor en las superficies interior y exterior de los tubos.

Usualmente, el efecto de las cuatro últimas cantidades se combina en una sola cantidad, el coeficiente de transferencia de calor total "U".

Una vez que se especifican las capacidades caloríficas, las temperaturas de entrada y la cantidad de calor que se debe transferir, los principios de la termodinámica fijarán de inmediato las temperaturas de salida. Sin embargo, serán necesarios algunos cálculos de transferencia de calor para determinar cuánta área de superficie se requiere si el valor de "U" se conoce. Se necesitan también tales cálculos para determinar si un Intercambiador de Calor dado hará o no un trabajo requerido. La caída de presión a través de un Intercambiador de calor está relacionado directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor. En realidad la selección de un intercambiador de calor es un problema de optimización que involucra parámetros tales como la caída de presión, potencia de bombeo, área de superficie del intercambiador de calor, costos de limpieza, etc. (Fig. 9.7)

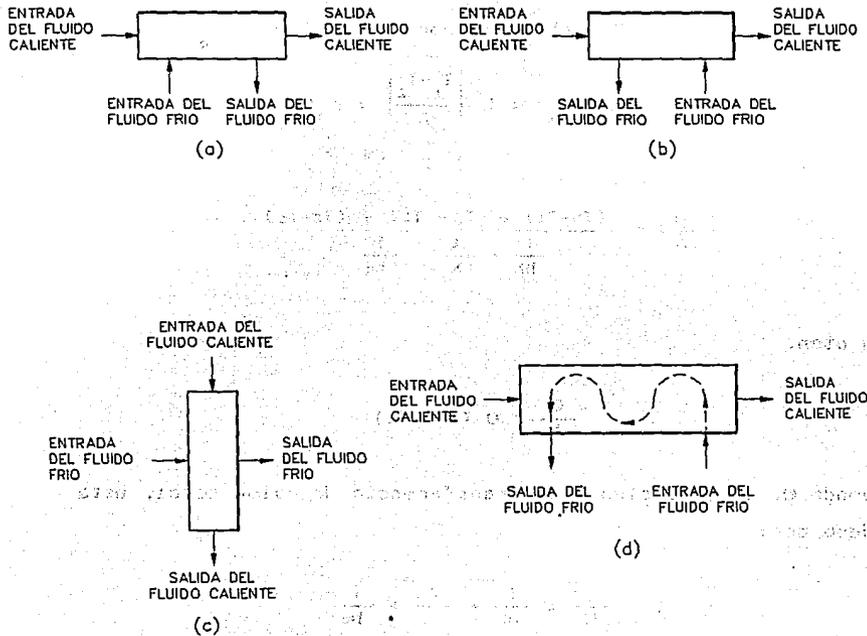


FIG. 9.7 TIPOS DE CONFIGURACION DE LA TRAYECTORIA DEL FLUJO A TRAVES DEL INTERCAMBIADOR.
 (a) FLUJO PARALELO; (b) FLUJO CONTRACORRIENTE;
 (c) FLUJO CRUZADO UN SOLO PASO;
 (d) FLUJO CRUZADO DE PASO MÚLTIPLE.

9.6.7 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL, "U".

Si tenemos dos fluidos separados por una pared metálica plana de conductividad k , y espesor t , y si se mantienen los fluidos a temperaturas constantes, T_h y T_c , la cantidad de calor transferido, Q , está dada por: (Fig. 9.8a)

$$\frac{Q}{A} = h_h (T_h - T_1) = k \left| \frac{T_1 - T_2}{t} \right| = h_c (T_2 - T_c)$$

$$\frac{Q}{A} = \frac{(T_h - T_1) + (T_1 - T_2) + (T_2 - T_c)}{\frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c}}$$

O bien,

$$\frac{Q}{A} = U (T_h - T_c)$$

Donde U , el coeficiente de transferencia de calor total, está dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_c}$$

En las expresiones anteriores, h_h y h_c son los coeficientes convectivos de transferencia de calor en el lado caliente y en el lado frío de la pared metálica, y T_1 y T_2 representan las temperaturas de dos caras de la pared. En este caso tenemos que el coeficiente de calor de transferencia de calor total, U , es independiente de h_h y h_c para una pared dada. El coeficiente de transferencia de calor total para

Intercambiadores de Calor depende no sólo de los coeficientes convectivos de transferencia de calor, h_i y h_o , sino además de las superficies interior y exterior del tubo y también de las áreas de superficies, A_i y A_o , del interior y el exterior de los tubos.

Cuando consideramos flúidos de un Intercambiador de Calor fluyendo fuera y dentro de un tubo, Fig. 9.8b, podemos escribir la siguiente ecuación para la razón de transferencia de calor entre los dos flúidos.

$$Q = 2\pi r_o L h_o (T_1 - T_o) = \frac{2\pi k L (T_o - T_i)}{\ln (r_o / r_i)} = 2\pi r_i L h_i (T_i - T_2)$$

Donde:

- T_1 - Temperatura del flúido exterior.
- T_o - Temperatura de la superficie exterior del tubo.
- T_i - Temperatura de la superficie interior del tubo.
- T_2 - Temperatura del flúido interior.
- L - Longitud del tubo.
- r_o - Radio exterior del tubo.
- r_i - Radio interior del tubo.

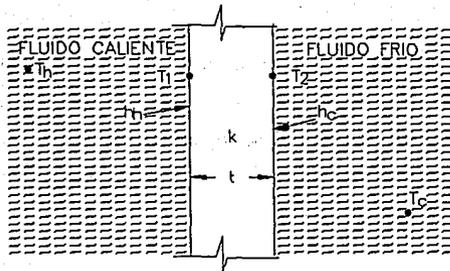
Ahora, si tenemos:

$$\Delta T = T_1 - T_2, \quad A_o = 2\pi r_o L \quad \text{y} \quad A_i = 2\pi r_i L$$

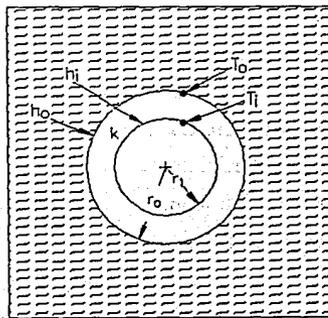
Se puede reformar la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$Q = A_o U_o \Delta T$$

$$Q = A_i U_i \Delta T$$



(a)



(b)

FIG. 9.8 (a) TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED PLANA. (b) TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED DE TUBO.

Donde:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln \left[\frac{r_o}{r_i} \right] + \left[\frac{r_o}{r_i} \right] \frac{1}{h_i}$$

Y,

$$\frac{1}{U_i} = \left[\frac{r_o}{r_i} \right] \frac{1}{h_o} + \frac{r_i}{k} \ln \left[\frac{r_o}{r_i} \right] + \frac{1}{h_i}$$

Las expresiones anteriores para los coeficientes de transferencia de calor son válidas para tubos limpios. Cuando se multiplica el coeficiente de transferencia de calor total, U_o , por el producto del área de superficie del exterior del tubo y ΔT , nos proporciona la cantidad U_o se llama *coeficiente de transferencia de calor total basado en el área exterior*, A_o . De igual modo, la cantidad U_i , dada por la ecuación anterior, se conoce como *coeficiente de transferencia de calor total basado en el área interior* del tubo. Dicha distinción es necesaria, debido a que el área disponible para transferencia de calor no es constante sino que crece cuando se avanza radialmente del interior del tubo al exterior del mismo.

9.6.8 ANALISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Nuestro objetivo al analizar un Intercambiador de calor es el de ser capaces de expresar la cantidad total de calor transferido, Q , del fluido caliente al fluido frío en términos del coeficiente de transferencia de calor total, U ; el área de la superficie del intercambiador de calor, A ; las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y

frio.

Un balance de energía en los dos fluidos nos da como resultado:

Energía perdida por el fluido caliente = Energía ganada por el fluido frío.

O bien,

$$\dot{m}_h C_h (T_{h,i} - T_{h,e}) = Q = \dot{m}_c C_c (T_{c,e} - T_{c,i})$$

Donde:

\dot{m}_h - Razón del flujo de masa del fluido caliente.

C_h - Calor específico del fluido caliente, a presión constante.

$T_{h,i}$ - Temperatura de entrada del fluido caliente.

$T_{h,e}$ - Temperatura de salida del fluido caliente.

\dot{m}_c - Razón de flujo de masa del fluido frío.

C_c - Calor específico del fluido frío, a presión constante.

$T_{c,e}$ - Temperatura de salida del fluido frío.

$T_{c,i}$ - Temperatura de entrada del fluido frío.

El producto (\dot{m}_c) aparece con frecuencia en el análisis de los Intercambiadores de Calor y es común llamarle razón de capacidad de calor C.

9.6.9 IMPUREZAS EN LAS SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Es un hecho bien conocido que las superficies interiores de los tubos de un Intercambiador de Calor no permanecen limpias después de varios meses de operación. Se forman escamas o depósitos en la superficie interior. La acumulación de escamas o depósitos en el interior de los tubos es, en

realidad, una acumulación gradual de capas de suciedades debidas a impurezas en el fluido, reacción química entre el fluido y el metal, moho, etc. Los depósitos pueden afectar severamente el valor de U. El efecto de los depósitos se representa cuantitativamente por el factor de impureza, R_f , que se debe determinar experimentalmente. Su efecto neto consiste en incrementar la resistencia al flujo de calor. Se relaciona con el coeficiente de transferencia de calor total bajo condiciones de limpieza y de impureza mediante la ecuación:

$$\frac{1}{U_{\text{IMPURO}}} = R_f + \frac{1}{U_{\text{LIMPIO}}}$$

9.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

El Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado del Laboratorio de Máquinas Térmicas, ha sido diseñado para estudiar los fenómenos de transferencia de calor asociados con el flujo a través de un tubo cilíndrico, ya sea estando éste aislado o en un banco de tubos en varias configuraciones.

Esencialmente, el aparato consiste de una sección de trabajo transparente a través de la cual se hace pasar un flujo de aire por medio de un ventilador centrífugo, ver Fig. 9.9.

Unas barras transparentes pueden ser insertadas en la sección de trabajo con sus ejes perpendiculares a la dirección del flujo, simulando un típico Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado, muy utilizado en varias áreas de la Ingeniería.

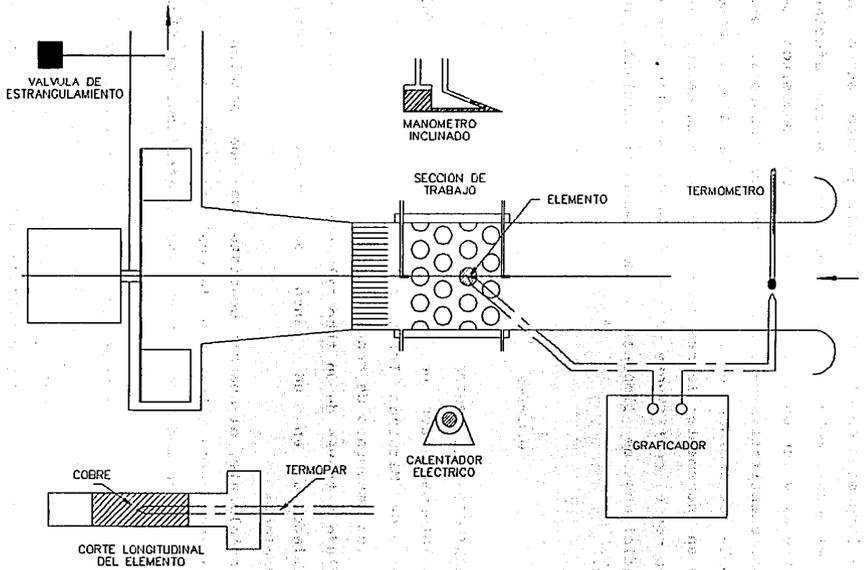


FIG. 9.9 DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS.

Además se cuenta con un elemento de cobre puro de aproximadamente 10 cm de longitud provisto en sus extremos de dos extensiones de material plástico, para poder ser colocado en la sección de trabajo. El elemento cuenta además con un termocople localizado en su centro, el cual puede ser conectado a un graficador y de esta manera poder registrar el rango de enfriamiento o calentamiento del mismo. Este elemento ha sido diseñado para poder ser colocado en cualquier posición del banco de tubos de la sección de trabajo, el cual puede ser estudiado dicho comportamiento, o bien, el grado de enfriamiento del elemento en cualquier posición del Intercambiador.

El procedimiento para calentar el elemento de cobre, consiste en retirarlo de la sección de trabajo e introducirlo en el calentador eléctrico cilíndrico del equipo. A este calentador se le suministra corriente a bajo voltaje de un rectificador en consecuencia se tiene un incremento de temperatura en el elemento hasta un valor aproximado de 80°C, ésta temperatura es indicada en el graficador del equipo.

El graficador registra la diferencia de temperaturas entre la unión caliente del elemento (mediante el termopar localizado en el centro del elemento) y la unión fría situada en la corriente de aire a la entrada de la sección de trabajo. La temperatura inicial del aire es indicada por un termómetro de vidrio con mercurio a la entrada del aire.

El equipo del Laboratorio incluye un ventilador centrífugo acoplado a un motor eléctrico de 1 HP, dicho ventilador tiene su entrada conectada a la sección de trabajo, el aire entra al equipo por una sección acampanada

hasta la sección de trabajo, se dispone además de un elemento de transición en la entrada del ventilador para evitar la formación de remolinos en la sección de trabajo. La descarga del ventilador cuenta con una válvula de estrangulamiento por medio de la cual se regula la velocidad del aire que recircula por el equipo.

Para poder realizar un análisis de las condiciones del aire a la salida del banco de tubos, se cuenta con un manómetro diferencial que registra la carga total. Este manómetro puede ser colocado en posición transversal tanto al elemento como al flujo de aire. El equipo cuenta con cinco conexiones transversales para el manómetro, separadas por una distancia de 2.5 cm. entre centros, lo que permite un análisis completo de la sección transversal. Además, se cuenta con una conexión similar a la entrada del banco de tubos para análisis del flujo a la entrada.

Con la finalidad de medir la carga total a la salida de la sección de trabajo se dispone de tapones para aquellas conexiones que quedan vacías. La distribución de velocidad a la salida de los tubos es sensiblemente constante y puede ser establecida por una simple medición de la presión estática en la entrada acampanada del equipo. En la figura 9.10, se muestra la forma de conectar el manómetro diferencial para la medición de la carga de velocidad o dinámica, la carga de presión estática y la carga total.

Cuando todos los tubos están colocados, la caída de presión estática a través de los cuatro bancos de tubos es aproximadamente de cuatro veces la velocidad a la entrada y la caída de presión es preferible observar la caída de

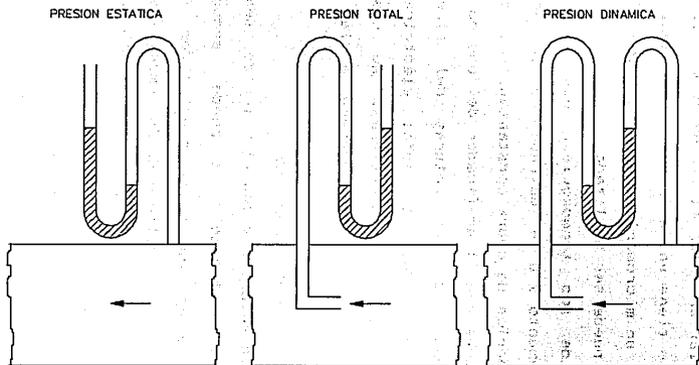


FIGURA 9.10 CONEXION DE UN MANOMETRO DIFERENCIAL PARA LA MEDICION DE LA PRESION ESTATICA, LA PRESION DINAMICA Y LA PRESION TOTAL.

presión, en lugar de la velocidad a la entrada, como una indicación de la velocidad del aire que pasa por el banco de tubos.

La diferencia de presiones y la carga de velocidad en el equipo pueden alcanzar un valor máximo de 75 mm. El manómetro inclinado del equipo tiene un rango de esta magnitud. Para una mayor precisión un micromanómetro electrónico, disponible en el Laboratorio, puede ser utilizado.

El material de los termocoples, que se encuentran colocados en el elemento y a la entrada de la sección de trabajo, es una aleación de cobre constantan. Las terminales del termocople se conectan al graficador del equipo a modo de obtener la diferencia de temperaturas del aire y del elemento, el cual no traduce la señal eléctrica de los termopares a una escala de temperaturas, no obstante el potencial generado en el elemento obedece a la siguiente equivalencia:

$$1^{\circ}\text{C} = 0.041 \text{ mV}$$

Con la relación anterior y con el valor de sensibilidad seleccionado en el graficador, se puede encontrar la diferencia de temperaturas en grados centígrados ($^{\circ}\text{C}$). Por ejemplo, si usamos una sensibilidad de 20 mm/mV, esto será que el punto trazador del graficador se moverá 20 mm por cada mV generado en el termopar, así cuando el punto de graficación se mueva 40 mm., la diferencia de temperaturas puede ser determinada de la manera siguiente:

$$[40 \text{ mm}] \left[\frac{1 \text{ mV}}{20 \text{ mm}} \right] \left[\frac{1^{\circ}\text{C}}{0.041 \text{ mV}} \right] = 48.78^{\circ}\text{C}$$

Ahora bien, con el eje de las ordenadas de la gráfica obtenida en el graficador, se puede obtener el tiempo en el cual se logró cierto enfriamiento. Esto es, el tiempo para lograr un enfriamiento dado se obtendrá dividiendo la longitud del intervalo considerado entre la velocidad con la que se desplaza el papel con que cuenta el graficador.

El equipo está montado sobre un banco de acero tubular conducido por ruedas: un gabinete integral, el cual consiste de un aislador, arrancador, rectificador y un interruptor de control para el calentador del elemento.

9.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

La nomenclatura utilizada en ésta práctica, se muestra en la Tabla 9.1.

Con la finalidad de realizar la medición de la variación de temperaturas del elemento de cobre, será necesario establecer las siguientes consideraciones teóricas:

- 1) Que toda la carga térmica disipada por el elemento es cedida al aire que pasa por él.
- 2) Que los gradientes de temperatura en el cuerpo del elemento son despreciables.
- 3) Que el termocople localizado en el centro nos da una verdadera indicación de la temperatura en la superficie del elemento.

Además debido a la forma de construcción del elemento (una barra de cobre entre dos extensiones de plástico) una cierta cantidad de calor es conducida hacia las barras de plástico. Este efecto ha sido determinado, realizando pruebas comparativas usando elementos de cobre de diámetros

idénticos pero de diferente longitud, de estas pruebas resultó que el área superficial adicional representada por las extensiones de plástico, puede ser determinada agregando una cierta cantidad a la longitud real del elemento. Esta cantidad para corrección es de 8.4 mm., por lo tanto, la longitud efectiva del elemento es:

$$L_1 = L + 0.0084$$

De la definición del coeficiente total de transferencia de calor, la transmisión de calor del elemento al aire está dado por:

$$\dot{q} = hA_1(T - T_A) \dots \dots \dots (a)$$

En un periodo de tiempo, dt, la variación de temperaturas, dt, estará dada por:

$$-\dot{q}dt = mCdt \dots \dots \dots (b)$$

Combinando la ecuación (a) y (b) para eliminar \dot{q} , se tiene:

$$-hA_1(T - T_A)dt = mCdt$$

O bien,

$$\frac{dt}{(T - T_A)} = - \frac{hA_1}{mC} dt \dots \dots \dots (c)$$

Integrando la ecuación (c):

$$\ln(T - T_A) - \ln(T_0 - T_A) = - \frac{hA_1}{mC} t \dots \dots \dots (d)$$

Donde T_0 es la temperatura del elemento en el tiempo $t=0$. La ecuación (d) sugiere una gráfica de $\ln(T - T_A)$ contra t deberá proporcionar una línea recta de pendiente $-hA_1/mC$, así

una vez que los otros factores en ésta expresión son conocidos, el coeficiente total de transferencia de calor h podrá ser calculado.

En la práctica es más conveniente graficar $\text{Log}_{10}(T-T_A)$ contra t . Entonces, dado que $\text{Ln } N = 2.3026 \text{ Log}_{10} N$, el coeficiente de transferencia de calor estará relacionado a la pendiente M de ésta línea por la expresión:

$$h = -2.3026 \frac{mC}{A_1} M \dots \dots \dots (e)$$

De la ecuación (e), se puede observar que una vez determinada la pendiente M de la recta, que resulta de graficar $\text{Log}_{10}(T-T_A)$ contra t , la masa, el calor específico y el área superficial del elemento se podrá calcular fácilmente el coeficiente total de transferencia de calor.

La teoría de transferencia de calor convectiva nos indica que el coeficiente de transferencia de calor h , deberá ser función de la velocidad V y de las variables independientes: d , ρ , c , μ y k .

Un análisis dimensional demostrará que la relación entre h y las variables independientes puede ser expresada por:

$$\frac{hd}{k} = f \left[\frac{\rho V d}{\mu}, \frac{C\mu}{k} \right]$$

Estos grupos adimensionales son conocidos respectivamente como números de Nusselt, Reynolds y Prandtl. Esto es:

$$\text{Número de Nusselt} \quad (\text{Nu}) = \frac{hd}{k}$$

$$\text{Número de Reynolds (Re)} = \frac{\rho V d}{\mu}$$

$$\text{Número de Prandtl (Pr)} = \frac{C_p \mu}{k}$$

En la práctica, el número de Prandtl es prácticamente constante para gases, en un amplio rango de condiciones y el coeficiente de transferencia de calor es una función exclusiva del número de Reynolds.

Para establecer la velocidad efectiva del aire que pasa por el elemento será necesario conocer la carga de velocidad o carga dinámica después del elemento (H_2).

La velocidad V_2 desarrollada por un gas de densidad, ρ , expandido libremente desde unas condiciones iniciales hasta una caída de presión ΔP , donde ΔP tiene un valor pequeño (como en este caso) tal que el efecto de compresibilidad es despreciable, se puede calcular como sigue:

$$\Delta P = \rho V_2^2 / 2 \dots \dots \dots (f)$$

Como la carga total de velocidad H_2 está medida en cm H_2O se tiene que:

$$1 \text{ cm } H_2O = 98.1 \text{ N/m}^2$$

La ecuación (f) podrá ser expresada como:

$$\rho V_2^2 / 2 = 98.1 \text{ Hz} \dots \dots \dots (fa)$$

La densidad del aire a la presión P_A y a la temperatura T_A está dada por:

$$\rho = \frac{P_A}{R T_A} \dots \dots \dots (g)$$

Siendo la constante particular del aire $R=287 \text{ J/Kg}^\circ \text{K}$.

así combinando las ecuaciones (f_a) y (g) tenemos:

$$\Delta P = 98.1 \text{ Hz} = \frac{P_A}{RT_A} \left[\frac{V_z^2}{2} \right]$$

La velocidad V_z puede ser calculada por:

$$V_z = \left[\frac{2RT_A(98.1 \text{ Hz})}{P_A} \right]^{1/2}$$

O bien,

$$V_z = 237.3 \left[\frac{\text{Hz} \cdot T_A}{P_A} \right]^{1/2} \dots \dots \dots (h)$$

Una vez realizadas todas las conexiones del equipo, se procede a colocar todas las barras de plástico, excepto una en la cual se incertará el elemento de cobre. El elemento deberá calentarse hasta una temperatura de aproximadamente de 80 °C, después de la cual se introduce éste a la sección de trabajo haciendo funcionar el ventilador inmediatamente después, el flujo de aire podrá ser regulado mediante la válvula de estrangulación. La rapidez de enfriamiento podrá ser observada en la gráfica generada. Al final de este procedimiento se tendrá una gráfica como se muestra en la figura 9.11.

Una vez obtenida ésta gráfica se podrá obtener otra gráfica con los ejes coordenados mostrados en la figura 9.12. De dicha gráfica podemos calcular la pendiente M, mediante la fórmula siguiente:

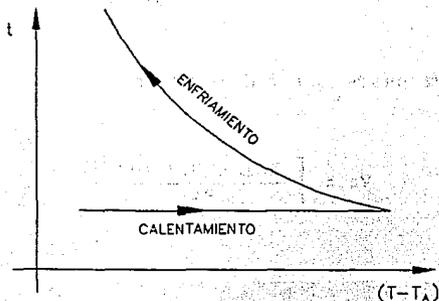


FIG. 9.11 RAPIDEZ DE ENFRIAMIENTO DEL ELEMENTO DE COBRE OBTENIDA DEL GRAFICADOR.

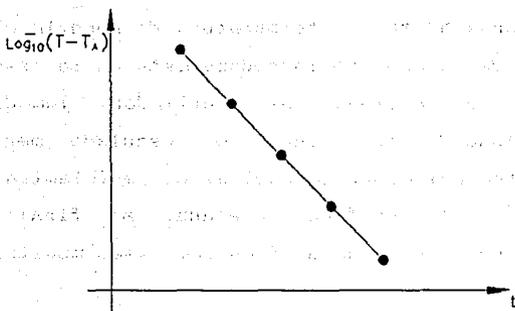


FIG. 9.12 RAPIDEZ DE ENFRIAMIENTO DEL ELEMENTO DE COBRE.

$$M = \frac{\sum (\text{Log}_{10}(T-T_A)_{t=0} - \text{Log}_{10}(T-T_A)_{t=t})}{\sum t} \dots\dots\dots (i)$$

Así, una vez determinada la pendiente M podemos calcular el coeficiente de transferencia de calor mediante la ecuación (e).

La práctica deberá realizarse para dos posiciones, del elemento de cobre, en la sección de trabajo y para dos aberturas de la válvula de estrangulación para cada posición.

En la gráfica obtenida para cada caso, se deberá anotar la sensibilidad usada en el graficador y la velocidad del papel del graficador, para que con estos datos puedan ser llenadas las Tablas de Resultados 9.2 y 9.3.

Por último se hará la prueba de caída de presión en la cual se demuestra la proporcionalidad directa entre la caída de presión estática H_3 y la carga de velocidad a la entrada de la sección de trabajo H_1 . Para lo cual se deberá llenar la Tabla 9.4.

Con los datos obtenidos en la Tabla 9.4 se podrá obtener una gráfica como se muestra en la figura 9.13, de la cual se obtiene la relación entre H_3 y H_1 . Las velocidades V_1 y V_2 podrán ser determinadas mediante el uso de la ecuación (h).

Dar sus conclusiones sobre los experimentos realizados.

9.9 DATOS TECNICOS ADICIONALES PARA LA REALIZACION DE LA PRACTICA.

- 1.- Presión barométrica.....590 mm Hg
- 2.- Voltaje.....110 V
- 3.- Fase.....60 Hz
- 4.- Longitud del elemento..... $L=0.0951$ m
- 5.- Diámetro del elemento..... $d=0.01245$ m
- 6.- Masa del elemento..... $m=0.1063$ Kg.
- 7.- Calor específico del elemento..... $C=380$ J/Kg $^{\circ}$ C.
- 8.- Calor específico del aire..... $C_p=1012$ J/Kg $^{\circ}$ C.
- 9.- Viscosidad del aire..... $\mu=18.2 \times 10^{-5}$ Kg/m s
- 10.- Conductividad del aire..... $k=0.0259$ J/m s $^{\circ}$ C.

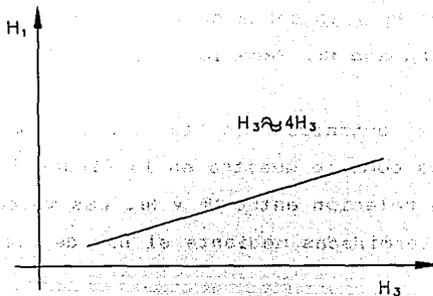


FIG: 9.13 PROPORCIONALIDAD ENTRE LA CAIDA DE PRESION ESTATICA Y LA CARGA DE VELOCIDAD.

TABLA 9.1 NOMENCLATURA USADA EN LA PRACTICA.

C O N C E P T O	SIMBOLO	UNIDAD
DIAMETRO DEL ELEMENTO	d	m
LONGITUD DEL ELEMENTO	L	m
LONGITUD EFECTIVA DEL ELEMENTO	L_e	m
SUPERFICIE DEL ELEMENTO	A	m^2
SUPERFICIE EFECTIVA DEL ELEMENTO	A_e	m^2
MASA DEL ELEMENTO	m	Kg
CALOR ESPECIFICO DEL ELEMENTO (380 J/Kg°C)	C	J/Kg°C
PRESION BAROMETRICA	P	N/m^2
TEMPERATURA DEL AIRE	T_a	K
CARGA DINAMICA O DE VELOCIDAD A LA ENTRADA	H_1	cm H ₂ O
CARGA DINAMICA O DE VELOCIDAD A LA SALIDA	H_2	cm H ₂ O
CAIDA DE PRESION ESTATICA A TRAVES DEL ELEMENTO	H_3	cm H ₂ O
VELOCIDAD A LA ENTRADA DE LA SECCION DE TRABAJO	V_1	m/s
VELOCIDAD A LA SALIDA DE LA SECCION DE TRABAJO	V_2	m/s
VELOCIDAD MEDIA EN EL ELEMENTO	V	m/s
DENSIDAD DEL AIRE	ρ_a	Kg/m ³
CALOR ESPECIFICO A PRESION CONSTANTE DEL AIRE	C_p	J/Kg°C
VISCOSIDAD DEL AIRE	μ	Kg/m·sec
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AIRE	k	J/mseg°C
TEMPERATURA DEL ELEMENTO	T_e	K
PENDIENTE DE LA CURVA DE ENFRIAMIENTO	M	-
RANGO DE TRANSFERENCIA DE CALOR AL AIRE	q	J/s
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	h	J/m ² s°K

TABLA 9.2
PRUEBA DE CAIDA DE PRESION

T-T _A (mV)	T-T _A (°C)	Log ₁₀ (T-T _A)	POSICION 1		POSICION 2	
			50 %	100 %	50 %	100 %
			TIEMPO (s)	TIEMPO (s)	TIEMPO (s)	TIEMPO (s)

TABLA 9.3
PRUEBA DE CAIDA DE PRESION

DATO	APERTURA DE LA VALVULA				UNIDAD
	POSICION 1		POSICION 2		
	100 %	50 %	100 %	50 %	
PENDIENTE M					-
L ₁ = L + 0.0084					m
A ₁ = πr ² L ₁					m ²
h = 874.998 mm/A ₁					J/m ² segK
T _A					K
P _A					N/m ²
V ₁ = 237.3 √A ₁ T _A / P _A					m/s
V = 2V ₁					m/s
Re = 815V					-
Nu = hd/0.0159					-

PRACTICA No. 10

EQUIPO DE RADIACION
Y CONVECCION NATURAL

EQUIPO DE RADIACION Y CONVECCION NATURAL

		Página
10.1	OBJETIVO.....	376
10.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	376
10.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	376
10.4	INTRODUCCION.....	376
10.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	377
10.6	TEORIA GENERAL.....	379
10.6.1	CONDUCCION.....	380
10.6.2	CONVECCION.....	381
10.6.3	RADIACION.....	384
10.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	386
10.7.1	ELEMENTO Y RECIPIENTE A PRESION.....	386
10.7.2	INSTRUMENTOS Y CONTROL.....	388
10.7.3	INSTRUCCIONES DE OPERACION.....	389
10.7.3.1	FACTORES DE CORRECCION.....	389
10.7.3.2	NOTACION.....	391
10.7.3.3	OPERACION.....	391
10.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	393
10.8.1	EXPERIMENTO DE RADIACION.....	393
10.8.1.1	PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DEL EXPERIMENTO DE RADIACION.....	393
10.8.2	EXPERIMENTO DE CONVECCION.....	396
10.8.2.1	PROCEDIMIENTO PARA REALIZACION DEL EXPERIMENTO DE CONVECCION.....	398
	TABLA DE NOTACION Y UNIDADES.....	400
	TABLAS DE LECTURAS.....	401
	TABLAS DE RESULTADOS.....	402

EQUIPO DE RADIACION Y CONVECCION NATURAL.

10.1 OBJETIVOS.

- a) Encontrar la emisividad de un calentador cilíndrico.
- b) Medir las pérdidas de calor por convección de un calentador cilíndrico. y establecer una relación no dimensional que gobierne tales pérdidas.

10.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- a) Realizar mediciones de temperatura tanto del elemento de cobre como para el recipiente de acero. variando la presión en el interior del recipiente.
- b) El alumno realizará dos experimentos, uno para Radiación y otro para Convección.

10.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Termocople de cobre.
- 1 Indicador de temperatura electrónico.
- 1 Recipiente a presión de acero.
- 1 Bomba de vacío.
- 1 Vacuómetro Mc Leod.
- 1 Manómetro.
- 1 Voltímetro y Amperímetro.

10.4 INTRODUCCION.

Las Leves de la transferencia de calor obedecen a la primera y a la segunda Leves de la Termodinámica: La energía se conserva, y el calor debe fluir de lo más caliente a lo

más frío.

Siempre que existe un gradiente de temperatura en un sistema o cuando están en contacto dos sistemas a diferentes temperaturas, se transfiere energía. A ese proceso se le denomina *transferencia de calor*. Esta energía calorífica no se puede medir u observar directamente, pero sus efectos sí. El flujo de calor, al igual que la ejecución del trabajo, es un proceso mediante el cual se modifica la energía interna de un sistema.

Desde el punto de vista de la ingeniería, el problema principal lo constituye la *determinación de la rapidez de la transferencia de calor para una diferencia de temperaturas dada*. Ya que se tiene que elaborar un análisis mucho más completo o detallado, para estimar las dimensiones de calderas, calentadores, atemperadores, etc., y no dependen de la cantidad de calor, sino además, de la prontitud con que deba transferirse el calor. De igual manera, al diseñar máquinas eléctricas, se debe realizar un análisis de transferencia de calor con la finalidad de evitar condiciones que provocarían sobrecalentamiento y daño al equipo. Los ejemplos anteriores nos muestran que, en casi la totalidad de las especialidades de ingeniería, existen problemas de transferencia de calor que no son posibles de resolver con un análisis termodinámico simple, sino que es necesario un análisis basado en la transferencia de calor.

10.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

TRANSFERENCIA DE CALOR.— La Transferencia de calor es como la transmisión de energía de una región a otra.

resultado de la diferencia de temperaturas existente entre ellas.

CONDUCCION.- Es un proceso en el cual fluye el calor desde una región de temperatura alta a una región de temperatura baja dentro de un medio (sólido, líquido o gaseoso) o entre medios diferentes en contacto físico directo. El flujo de calor es transmitido por comunicación directa sin desplazamiento apreciable de las moléculas.

RADIACION.- Proceso mediante el cual fluye calor desde un cuerpo de alta temperatura a uno de baja temperatura, cuando están separados por un espacio que inclusive puede ser el vacío. La energía transmitida en esta forma se denomina *calor radiante*. El movimiento de calor radiante en el espacio es similar al de la propagación de la luz y puede describirse por medio de la teoría ondulatoria. Cuando las ondas de radiación encuentran algún otro objeto su energía es absorbida por la superficie de ésta.

CONVECCION.- Es un proceso de transporte de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de mezcla. Tiene gran importancia como mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o un gas. La transferencia de calor por convección, desde una superficie cuya temperatura es más alta que la del fluido que la rodea, se lleva a cabo por varias etapas: primero, el calor fluirá por conducción desde la superficie hacia las partículas adyacentes del fluido. La

energía transferida incrementará la temperatura y la energía interna de estas partículas, las que se moverán hacia una región del fluido con temperatura más baja, donde se mezclan y transfieren una parte de su energía a otras partículas del fluido. La convección se clasifica en *Convección libre* y *Convección forzada*, en la primera el movimiento de mezclado se realiza únicamente por la diferencia de densidades causado por los gradientes de temperatura; para la segunda el movimiento es inducido por un agente externo, tal como una bomba o un agitador.

CONDUCTIVIDAD TERMICA.- La conductividad térmica k es una propiedad del material e indica la cantidad de calor que fluiría a través de un área unitaria si el gradiente de temperatura es la unidad. Las unidades de k en el Sistema Internacional de Unidades es $W/m^{\circ}K$.

EMISIVIDAD.- La emisividad ϵ es la relación de la cantidad de radiación procedente de un cuerpo real a la procedente de un cuerpo negro a la misma temperatura.

10.6 TEORIA GENERAL.

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aún cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres. Estas son: *conducción*, *convección* y *radiación*.

10.6.1 CONDUCCION.

La conducción térmica es la transferencia de calor en el interior de un medio material. En los sólidos, y particularmente en los metales, la conducción se debe: (a) al desplazamiento de electrones libres, y (b) a la vibración cristalina (fonónica). A temperaturas bajas, este último fenómeno, que es la vibración de la estructura cristalina de un material, constituye el mecanismo primario de la conducción térmica, en tanto que a temperaturas elevadas, lo es el movimiento de los electrones. Independientemente del mecanismo, la energía se transfiere de un átomo (o molécula) a otro, dando por resultado un flujo de energía a través del medio físico. En un gas, el mecanismo de la conducción térmica depende de la presión y de la temperatura, que intervienen obviamente, haciendo aumentar la posibilidad de las colisiones moleculares. En los líquidos, el mecanismo de la conducción de calor es una combinación del movimiento electrónico y el efecto de colisión molecular. La conducción en estos materiales depende de la temperatura, y no de la presión. Lo anterior lo rige la siguiente fórmula:

$$dQ = KA \left[- \frac{dt}{dx} \right]$$

Donde:

- $\frac{dt}{dx}$ - Gradiente de temperatura.
- x - Espesor de una pared.
- K - Constante de proporcionalidad o conductividad térmica.
- A - Area.

La conductividad térmica de los sólidos tiene un amplio rango de valores numéricos dependiendo de si el sólido es relativamente un buen conductor del calor, tal como un metal, o un mal conductor como el asbesto.

10.6.2 CONVECCION.

La Convección térmica es la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido. Se trata de una modalidad combinada, ya que el calor en la interficie sólido-fluido se transfiere por conducción mediante las colisiones o choques entre las moléculas del sólido y las del fluido. Como resultado de estas acciones se produce en el fluido un cambio de temperatura, y en consecuencia, una variación de densidad, de lo que resulta un movimiento del fluido. Ocurre un proceso de mezcla de las diversas porciones a alta y a baja temperatura en dicho fluido, y se transfiere así la energía térmica por transporte de masas de fluido.

Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende. La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección natural o convección libre. Si se produce cualquiera otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de convección forzada. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que

imita la forma de la ecuación de conducción y es dada por:

$$dQ = hA dt$$

La constante de proporcionalidad "h" es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y debe ser evaluado experimentalmente. Se llama *coeficiente de transferencia de calor*. La fórmula anterior va integrada. $Q = hA At$, se le conoce como la Ley del Enfriamiento de Newton.

La figura 10.1 ilustra los perfiles de velocidad y de temperatura de un fluido frío que se desplaza en convección forzada sobre una superficie sólida plana caliente. La velocidad disminuye conforme se reduce la distancia desde la superficie sólida, siendo igual a cero en la capa de fluido inmediata a la superficie. La transferencia de calor del sólido al fluido se realiza por conducción, pues la capa del fluido advacente tiene velocidad nula.

En la transferencia de calor por convección intervienen la velocidad de flujo, las propiedades del fluido y el coeficiente convectivo global. Es posible, relacionar estas propiedades, pero se necesitan primeramente parámetros adimensionales. El índice adimensional que corresponde a la velocidad es el número de Reynolds, Re .

El número de Prandtl, Pr , es un índice adimensional que relaciona las propiedades del fluido:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}$$

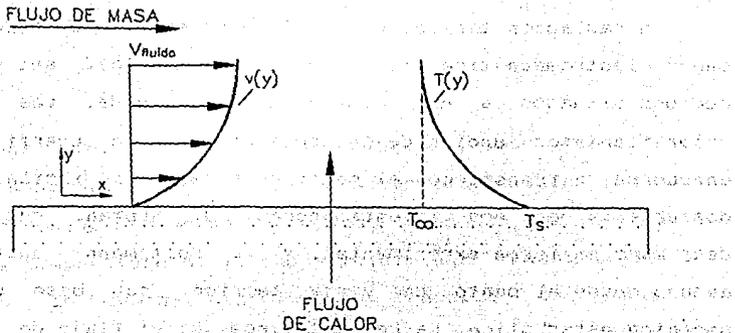


FIG. 10.1 PERFILES DE DISTRIBUCION DE LA VELOCIDAD Y DE LA TEMPERATURA EN LA TRANSFERENCIA CONVECTIVA DE CALOR.

Donde:

$$\frac{\lambda}{\rho C_p}$$

El número de Nusselt, Nu , es la forma adimensional del coeficiente de convección.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$$

Se ha llevado a cabo un gran número de pruebas para correlacionar estos índices adimensionales y existen una serie de correlaciones, el cual maneja el flujo laminar en tubos de corta longitud. Seider y Tate dan la siguiente relación:

$$Nu = 1.86(Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} (D/L)^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$$

Donde:

L - Representa la longitud del tubo. (m)

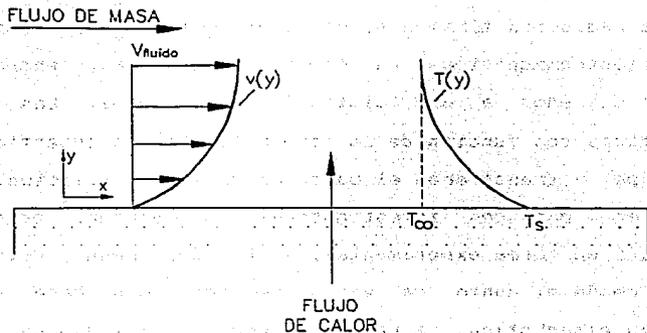


FIG. 10.1 PERFILES DE DISTRIBUCION DE LA VELOCIDAD Y DE LA TEMPERATURA EN LA TRANSFERENCIA CONVECTIVA DE CALOR.

Donde:

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot D}{\lambda}$$

El número de Nusselt, Nu, es la forma adimensional del coeficiente de convección.

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot D}{\lambda}$$

Se ha llevado a cabo un gran número de pruebas para correlacionar estos índices adimensionales y existen una serie de correlaciones, el cual maneja el flujo laminar en tubos de corta longitud. Seider y Tate dan la siguiente relación:

$$Nu = 1.86(Re)^{1/3} (Pr)^{1/3} (D/L)^{1/4} (\mu/\mu_s)^{0.14}$$

Donde:

L - Representa la longitud del tubo. [m]

10.6.3 RADIACION.

La radiación térmica es el flujo de energía en forma de ondas electromagnéticas (de cierta frecuencia), entre dos cuerpos situados a una distancia determinada. Las ondas caloríficas son función de la temperatura en la superficie de un cuerpo, y transfieren el calor en forma de radiación. Fue descubierta por dos investigadores: J. Stefan, quien la determinó en forma experimental, y L. Boltzmann, quien la dedujo desde el punto de vista teórico, con base en la mecánica estadística. La Ley establece que el flujo de calor radiante, qr , correspondiente a un cuerpo negro, es proporcional al área de la superficie, A , multiplicada por la temperatura absoluta de la superficie, elevada a la cuarta potencia, T^4 . Una constante, llamada constante de Stefan-Boltzmann, σ , convierte la proporción en ecuación de manera que resulta (en watts, W) lo siguiente:

$$qr = \sigma AT^4.$$

Un cuerpo negro (o una superficie negra), es la que absorbe toda la radiación que incide sobre él. El valor de la constante de Stefan-Boltzmann es 5.67×10^{-8} ($W/m^2 \text{ } ^\circ K^4$).

La ecuación anterior describe la emisión de calor radiante que realiza un cuerpo negro; sin embargo, no indica cuál será la transferencia de calor radiativa neta entre dos superficies en interacción. Consideremos que la superficie 1 a la temperatura T_1 , se encuentra completamente encerrada por otra superficie negra, 2, a la temperatura T_2 . La transferencia de calor neta de calor radiante es:

$$q_r = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde todas las temperaturas son absolutas. Desafortunadamente, los cuerpos o superficies reales no son absorbedores ni radiadores perfectos, sino que emiten, para la misma temperatura de la superficie, una fracción de la radiación de cuerpo negro. Esta fracción se denomina *emitanancia* (o *emisividad*), ϵ .

$$\epsilon = \frac{\text{Radiación de la superficie real a la temperatura } T}{\text{Radiación de cuerpo negro a la temperatura } T}$$

Las superficies reales reciben el nombre de "*Superficies Grises*". De manera que la intensidad de transferencia neta entre una superficie gris a la temperatura T_1 , y una superficie negra circundante a la temperatura T_2 , es:

$$q_r = \sigma A_1 \epsilon (T_1^4 - T_2^4)$$

Si el envolvimiento es total y la superficie negra puede ser modificada según módulo F_{1-2} , el cual toma en cuenta las configuraciones geométricas relativas de las superficies (no toda la radiación que sale del cuerpo 1 llega al 2) y las emitanancias de las mismas. Así la ecuación anterior queda:

$$q_r = \sigma A_1 F_{1-2} \epsilon (T_1^4 - T_2^4)$$

La transferencia de calor por radiación se produce junto con otras modalidades de transmisión térmica, por lo que es útil el empleo de una resistencia térmica radiacional R_r .

Si q_r se define en forma análoga a $q_{\lambda c}$ resulta:

$$q_r = \frac{T_1 - T_2}{R_r}$$

Donde T_2 es una temperatura de referencia arbitraria. La resistencia térmica radiacional (o a la radiación) se determina combinando las dos anteriores ecuaciones, lo que da:

$$R_r = \frac{T_1 - T_2}{\sigma A F_{1-2} (T_1^4 - T_2^4)}$$

10.7 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.

10.7.1 ELEMENTO Y RECIPIENTE A PRESIÓN (CILINDRO).

A continuación se muestra un diagrama esquemático (fig. 10.2), donde se representan las partes principales que integran el equipo de Radiación y Convección.

El aparato de pruebas de Radiación y Convección del Laboratorio de Máquinas Térmicas consiste esencialmente de un elemento cilíndrico suspendido horizontalmente en un recipiente de acero sujeto a presión. Este recipiente se puede llenar con aire u otro gas en un gran rango de presiones. El elemento, de 0.635 cm de diámetro y 16 cm de longitud, es de cobre y está terminado con una superficie negra mate. Se calienta internamente por medio de un calentador eléctrico y su temperatura de superficie es medida por un termocople en el punto medio. El recipiente a presión tiene 46 cm de diámetro interior y 76 cm de longitud; la tapa superior, de la cual está suspendido el elemento, está

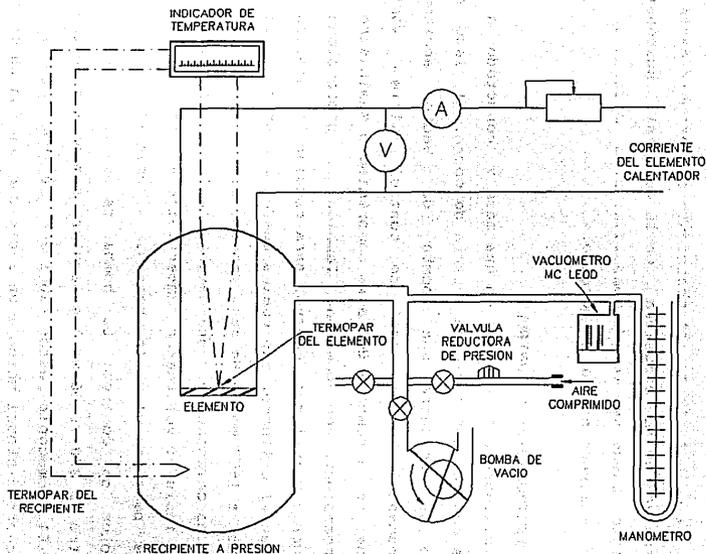


FIG. 10.25 ESQUEMA DEL EQUIPO DE RADIACION Y CONVECCION.

atornillada. El elemento se encuentra lo suficientemente distante de las paredes del recipiente para dar sustancialmente convección libre. La energía de entrada al elemento es de aproximadamente 10 W y la máxima temperatura de trabajo es de 200 °C. Con esta energía de entrada tan pequeña, el calentamiento del recipiente es insignificante y la temperatura de la "atmósfera", en la cual está suspendido el elemento, puede ser tomada como igual a la medida en la pared del cilindro por un termocople.

10.7.2 INSTRUMENTOS Y CONTROL.

El cilindro está montado en una mesa y conectado a un panel de control por medio de tubería de cobre. Al lado del cilindro se encuentra una bomba de vacío accionada eléctricamente. En el panel de control existen varias conexiones de la bomba y del aire comprimido o suministro de gas al recipiente de presión. También se proporciona un conmutador y válvulas de control para regular la presión de trabajo en el cilindro, las cuales pueden variar de 0.05 mm de Hg abs. a 1600 mm de Hg abs. (aprox. 2.2 atmósferas). El elemento es calentado por una batería de 12 volts D.C.: el circuito incluye: voltímetro, amperímetro y una resistencia variable para regular la potencia suministrada y un interruptor de control. La bomba de vacío requiere un suministro de 230 V, 60 Hz o cualquier suministro estándar de C.A. El termocople está fabricado de una aleación de aluminio-cromo-níquel unido a un indicador con una unión fría auto-compensada. Si se requiere mayor precisión, estos pueden conectarse a un potenciómetro exterior.

Las presiones, desde la más baja hasta 150 mm Hg, son indicadas por un manómetro de mercurio unida a la lectura de un barómetro, mientras que para presiones más bajas de las indicadas, se proporciona un vacuómetro McLeod. Existe una conexión exterior para el suministro de aire comprimido para usarse también para llenar el cilindro con otros gases cuando se realicen pruebas con éstos.

10.7.3 INSTRUCCIONES DE OPERACION.

Antes de iniciar la práctica es necesario tener en cuenta las siguientes consideraciones.

10.7.3.1 FACTORES DE CORRECCION.

La longitud del elemento es de 160 mm y su diámetro de 6.35 mm dando un área nominal de 31.92 cm^2 . Además debe agregarse el área de los 2 extremos del elemento que es de 0.63 cm^2 , dando un área verdadera de 32.16 cm^2 .

$$A_v = 32.55 \times 10^{-4} \quad [\text{m}^2]$$

Se deben considerar ciertas pérdidas que se tienen en los instrumentos, las cuales son: el factor de conductividad, que es equivalente a una pérdida parasita de:

$$1.6744 \times 10^{-3} (e_s - e_v) \quad [\text{W}]$$

mientras que la superficie adicional es equivalente a:

$$0.02 \text{ A} \quad [\text{m}^2]$$

Donde:

e_s - Temperatura de superficie del elemento. [$^{\circ}\text{C}$]

e_v - Temperatura de superficie del cilindro, [$^{\circ}\text{C}$]

A - Area de la superficie del elemento, [m^2]

Las pérdidas del calentador en los conductores se consideran del 4% de la potencia de entrada, como se mide en el panel de instrumentos. Tomando en cuenta estas correcciones podemos escribir:

$$W = V \times I \times 0.96 - 1.6744 \times 10^{-3} (e_s - e_v) \quad [\text{W}]$$

por lo tanto,

$$\phi = W / 1.02A \quad [\text{W}/\text{m}^2]$$

Donde:

W - Energía disipada por unidad de tiempo por el elemento. [W]

A - Area superficial del elemento. [m^2]

ϕ - Flujo de calor. [W/m^2]

Para ϕ usando el área verdadera se tiene:

$$\phi = W / 1.02 A_v = W \times 301.195 \quad [\text{W}/\text{m}^2]$$

El voltímetro y el amperímetro están sujetos a una tolerancia de $\pm 1\%$ de la escala. Esto puede, en ciertos casos, conducir a una aparente emisividad mayor a la unidad; ya que la verdadera emisividad del elemento es de aproximadamente 0.98. Para lograr una precisión mayor, las terminales exteriores pueden ser usadas en unión con

instrumentos estándar de grado secundario. Similarmente, el indicador del termocople está sujeto a una tolerancia de $\pm 2^{\circ}\text{C}$; para una precisión extrema se puede usar un potenciómetro externo.

10.7.3.2 NOTACION.

La notación y unidades usadas en el desarrollo de esta práctica están contenidas en la Tabla 10.1.

10.7.3.3 OPERACION.

Quando sean empleadas presiones mayores a la presión atmosférica se deben seguir los siguientes pasos:

- a) Cierre la válvula aisladora localizada arriba de la bomba de vacío.
- b) Gire el regulador de presión completamente, en sentido contrario a las manecillas del reloj.
- c) Abra la válvula aisladora de la línea de presión.
- d) Una vez hecho lo anterior, se puede introducir el aire comprimido al tanque girando el regulador de presión en el sentido de las manecillas del reloj.
- e) La presión existente dentro del tanque se indicará en el manómetro "U".

Nota: A esta lectura deberá agregarse la presión barométrica para obtener la presión absoluta.

Quando sean empleadas presiones menores que la atmosférica siga los siguientes pasos:

- a) Abra la válvula aisladora localizada arriba de la bomba de vacío.
- b) Cierre la válvula aisladora de la línea de presión.

- c) Gire el regulador de presión en el sentido de las manecillas del reloj.
- d) Haga funcionar la bomba de vacío.
- e) La presión existente dentro del tanque se indicará en el manómetro "U". Cuando haya sido obtenida la presión deseada, desconectando la bomba de vacío y cierre la válvula aisladora.

Una vez que se ha obtenido la presión deseada y se ha cerrado la válvula aisladora (de la línea de presión o bien de la bomba de vacío), encienda el elemento calefactor, ajustando el suministro eléctrico del elemento al valor deseado haciendo uso del reóstato.

Usando el interruptor del termocople se pueden observar en el indicador de temperatura tanto la temperatura del elemento como la del recipiente.

El indicador de temperatura puede indicar 10 lecturas, en nuestro caso únicamente tendremos 2 lecturas (la lectura No. 1 es θ_1 y la lectura No. 10 es θ_{10}).

Se proporcionan terminales exteriores así como un interruptor para que, si se desea, se utilicen instrumentos externos de mayor precisión.

Es importante resaltar que antes de tomar las lecturas de presión, temperatura, corriente y voltaje se deben alcanzar las condiciones de equilibrio. El tiempo requerido para lograr esta condición depende del nivel de presión y la diferencia de temperatura; observaciones sucesivas de la temperatura del elemento indicarán cuando la condición de equilibrio haya sido alcanzada.

10.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

El desarrollo está dividido en dos experimentos. a) Experimento de Radiación y, b) Experimento de Convección.

10.8.1 EXPERIMENTO DE RADIACION.

En este experimento se probará la ley de Stefan-Boltzman y se obtendrá la emisividad del elemento. La ley establece que el flujo total energía que es emitida por un cuerpo negro, es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. En este caso se tiene:

$$\phi_r = \bar{V}(\epsilon_s^4 - \epsilon_v^4)$$

Como el área del elemento es pequeña, comparada con la del cilindro, no se considera.

Las pérdidas de calor del elemento a los alrededores son de radiación y convección. A fin de aislar la radiación, es necesario eliminar la convección. De acuerdo a la teoría molecular, las pérdidas por convección permanecen aún a las más bajas presiones que se pueden obtener en la unidad. consecuentemente, el método usado para encontrar el valor verdadero de las pérdidas por radiación se hará observando la variación de la temperatura de la superficie del elemento con respecto a la presión para un suministro de energía constante.

10.8.1.1 PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DEL EXPERIMENTO.

El experimento se realizará manteniendo constante el voltaje y la corriente suministrados al calentador. Se

registrarán varias presiones partiendo de una presión mayor a la atmosférica y se irá reduciendo hasta alcanzar una presión cero, siendo esta última presión a la que se va a calcular la emisividad del elemento.

Se harán un total de 7 lecturas anotándose: voltaje, corriente, temperatura del elemento, temperatura del recipiente y presión, valores que serán anotados en la Tabla 10.2.

De la Tabla mencionada anteriormente tomar las 6 primeras lecturas de ϵ y $p^{1/4}$ para graficar en una hoja de papel milimétrico, como se muestra en la figura 10.3, y se unen los puntos graficados mediante una línea (en caso de que los puntos no coincidan en una línea recta, úsese el método de mínimos cuadrados para ajustar la línea). Haga que la línea obtenida intersecte el eje vertical y tome el valor de ϵ correspondiente a este punto para posteriormente anotarlo en la columna 8 de la Tabla. Ahora bien, en las primeras 6 lecturas de ϵ_v el valor permanece casi constante y del promedio de estas lecturas se obtiene el valor de ϵ_v para la columna 8. Una vez conseguidos los valores de ϵ y ϵ_v se obtiene ϵ_s de la fórmula siguiente.

$$\epsilon_s = \epsilon + \epsilon_v$$

valor que se anota en la columna 8.

Los valores indicados en las columnas 7 y 8 son los obtenidos para una presión absoluta de cero, la diferencia entre ambas columnas radica en que la primera presenta lecturas conseguidas durante el experimento, mientras que las segundas son obtenidas de la gráfica y de las 6 primeras lecturas. La finalidad de estas dos columnas es comparar los

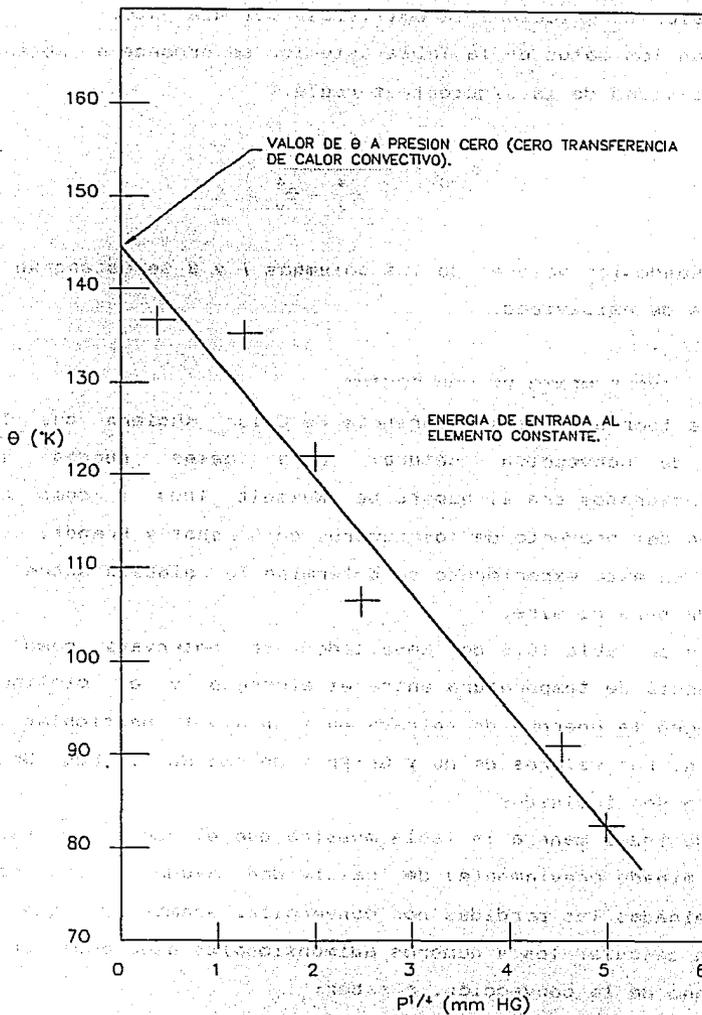


FIG. 10.3 ESTIMACION DE θ EN LA AUSENCIA DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO.

valores obtenidos para un mismo valor de presión ya que para este valor se calculará la emisividad del elemento.

Con los datos de la Tabla anterior se procede a obtener la emisividad de la siguiente fórmula:

$$\epsilon_{P=D} = \frac{\phi}{\sigma \epsilon_s^4 - \epsilon_v^4}$$

Usando los valores de las columnas 7 y 8 se obtendrán 2 valores de emisividad.

10.8.2 EXPERIMENTO DE CONVECCION.

La teoría de la Transferencia de Calor sugiere que los datos de convección natural para gases pueden ser correlacionados con el número de Nusselt (Nu) y como una función del producto de los números de Grashof y Prandtl (Gr y Pr). En este experimento se determina la relación entre Nu y Gr·Pr para el aire.

En la Tabla 10.3 de Resultados se observará como la diferencia de temperatura entre el elemento y el cilindro varia con la energía de entrada para un nivel particular de presión. Los valores de Nu y Gr·Pr y de Log Nu y Log Gr·Pr también son incluidos.

De igual manera la Tabla muestra que el uso de un valor (determinado previamente) de emisividad ayuda a que sean determinadas las pérdidas por convección, además de que se pueden calcular los 4 números adimensionales asociados con el fenómeno de la convección, a saber:

Número de Nusselt	$Nu = h \cdot d / k$
Número de Prandtl	$Pr = Cp \cdot \mu / k$
Número de Grashof	$Gr = a q \cdot \rho^3 \cdot d^3 / \mu^2$
Número de Rayleigh	$Ra = Gr \cdot Pr$

Como calcular los números adimensionales anteriormente señalados:

Número de Nusselt. - $Nu = h \cdot d / k$ Donde, $h = \phi_c / \theta = (W/m^2 K)$
 $d = 6.35 \times 10^{-3} [m]$

luego, $Nu = 6.35 \times 10^{-3} \phi_c / k \cdot \theta$
 Donde, $\phi_c = \phi - \phi_r [W/m^2]$
 siendo $\phi_r = 5.6697 \times 10^{-8} (\theta_s^4 - \theta_v^4) [W/m^2]$

Número de Prandtl. - El número para el aire se toma como constante e igual a 0.72 en el rango de estos experimentos.

Número de Grashof. - $Gr = a \cdot q \cdot \rho^3 \cdot d^3 / \mu^2$
 Donde, $a = 1/\theta_v [K^{-1}]$
 $q = 9.81 [m/s^2]$
 $d = 6.35 \times 10^{-3} [m]$
 $P = 760 [Torr]$
 $\rho = P / 2.15 \theta_v$

Por lo tanto, $Gr = \frac{5.43392 \times 10^{-7} \cdot \rho^2 \cdot \theta}{\mu^2 \cdot \theta_v^3}$

Número de Rayleigh. - $Ra = Gr \cdot Pr$

10.8.2.1 PROCEDIMIENTO PARA LA REALIZACION DEL EXPERIMENTO.

El experimento se llevará a cabo manteniendo constante la presión, partiendo de un valor máximo de suministro eléctrico hasta completar un total de 6 lecturas, a continuación se indican los pasos a seguir:

- a) Obtenga el valor deseado de presión dentro del cilindro (lea el procedimiento a seguir cuando se trabaja a presiones mayores o menores que la atmosférica, según sea el caso). Tome en consideración que el valor de presión indicado en la Tabla es un valor absoluto.
- b) Una vez obtenida la presión deseada, proceda a girar el reóstato de tal forma que se suministre la mayor cantidad de energía posible al elemento, observe el amperímetro y el voltímetro.
- c) Antes de tomar las lecturas espere a que se estabilice el sistema observando la variación de la temperatura del elemento. (Cuando el sistema se ha estabilizado la temperatura no cambia).
- d) Se deberán tomar las siguientes lecturas: voltaje, corriente, temperatura del elemento, temperatura del cilindro y la presión (que es fija en todo el experimento).
- e) Con las lecturas anteriores se calcularán: ϕ , \dot{Q} , \dot{Q}_m , ϕ_r , ϕ_s , k , μ , Nu, Gr·Pr, Log Nu y Log Gr·Pr.
Nota: Los valores de k y μ se obtendrán usando \dot{Q}_s (temperatura del elemento) y sus unidades serán las indicadas en la Tabla correspondiente.

Realizando lo anterior se reduce la energía suministrada al elemento y se vuelve nuevamente a los pasos c), d) y e)

del procedimiento del experimento para tomar nuevos datos. Para las siguientes lecturas se procede de la misma manera anotando los datos en la Tabla 10.3

El alumno dará sus conclusiones sobre los experimentos realizados en la presente práctica.

TABLA 10.1 NOTACION.

SIMBOLO	CONCEPTO	UNIDADES
d o l	CARACTERISTICA LINEAL, ALTURA O DIAMETRO.	m
k	CONDUCTIVIDAD	$W/m^{\circ}C$
θ_s	TEMPERATURA DE SUPERFICIE DEL ELEMENTO.	$^{\circ}K$
θ_v	TEMPERATURA DE SUPERFICIE DEL RECIPIENTE.	$^{\circ}K$
θ_m	$= (\theta_s + \theta_v)/2$	$^{\circ}K$
θ	$= (\theta_s + \theta_v)$	$^{\circ}K$
p	PRESION DEL GAS (1 TORR=1 mm.HG= $=13.595 \text{ Kg/m}^2 = 133.3 \text{ N/m}^2$).	N/m^2
μ	VISCOSIDAD	$N \cdot s/m$
C_p	CALOR ESPECIFICO A PRESION CONSTANTE.	$J/Kg^{\circ}K$
g	ACELERACION GRAVITACIONAL.	m/s^2
w	CALOR DISIPADO POR UNIDAD DE TIEMPO.	W
A	AREA SUPERFICIAL DEL ELEMENTO.	m^2
ϕ	FLUJO DE CALOR.	W/m^2
ϕ_c	FLUJO DE CALOR DEBIDO A LA CONVECCION.	W/m^2
h	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SUPERFICIAL = (ϕ/θ) .	$W/m^2 \cdot K$
α	COEFICIENTE DE EXPANSION VOLUMETRICA DEL GAS.	$1/^{\circ}C$
σ	CONSTANTE DE STEFAN-BOLTZMAN (5.6697×10^{-8})	$W/m^2 \cdot K^4$
ϵ	EMISIVIDAD.	--
ρ	DENSIDAD.	Kg/m^3
Nu	NUMERO DE NUSSELT= hd/k	--
Pr	NUMERO DE PRANDTL= $C_p\mu/k$	--
Gr	NUMERO DE GRASHOF= $ag\theta d^3 \rho^2 / \mu^2$	--
Ra	NUMERO DE RAYLEIGH= $GrPr$	--

TABLA 10.2 TABLA DE LECTURAS.

SIMBOLO	UNIDADES	1	2	3	4	5	6	7	B
V	V								
I	A								
ϕ	W/m ²								
θ_s	K								
θ_v	K								
θ	K								
P	mm HG								
Pi/4	--								

NOTA: LOS VALORES DE PRESION SON ABSOLUTOS.

TABLA 10.3 TABLA DE RESULTADOS.

SÍMBOLO	UNIDADES	1	2	3	4	5	6
V	V						
I	A						
$\dot{\phi}$	W/m ²						
P _{ABS}	Torr						
θ_s	°K						
θ_v	°K						
θ	°K						
θ_m	°K						
$\dot{\phi}_r$	W/m ²						
$\dot{\phi}_c$	W/m ²						
k	W/m°C						
μ	Kg/m s						
Nu	--						
Ra	--						
Log ₁₀ Nu	--						
Log ₁₀ Ra	--						

NOTA: EL REPORTE DE LA PRÁCTICA DEBERÁ INCLUIR:
MEMORIA DE CÁLCULO, TABLAS Y/O GRÁFICAS.

INTRODUCCION	1
OBJETIVOS	2
TEORIAS	3
1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR	3
1.2. CONDUCCION	4
1.3. CONVECCION	5
1.4. RADIACION	6
1.5. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO	7
1.6. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO	8
1.7. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO	9
1.8. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO	10
1.9. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO	11
1.10. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO Y UN TUBO CON UN FLUIDO EN MOVIMIENTO	12

PRACTICA No. 11

EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DOS FASES

1.1. OBJETIVO	1
1.2. OBJETIVOS	2
1.3. TEORIAS	3
1.4. DESCRIPCION DEL EQUIPO	4
1.5. PROCEDIMIENTO	5
1.6. RESULTADOS	6
1.7. CONCLUSIONES	7
1.8. BIBLIOGRAFIA	8
1.9. ANEXOS	9
1.10. GLOSARIO	10
1.11. FUENTES DE INFORMACION	11
1.12. FUENTES DE INFORMACION	12
1.13. FUENTES DE INFORMACION	13
1.14. FUENTES DE INFORMACION	14
1.15. FUENTES DE INFORMACION	15
1.16. FUENTES DE INFORMACION	16
1.17. FUENTES DE INFORMACION	17
1.18. FUENTES DE INFORMACION	18
1.19. FUENTES DE INFORMACION	19
1.20. FUENTES DE INFORMACION	20

EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DOS FASES

	Página
11.1	OBJETIVOS..... 406
11.2	ACTIVIDADES A REALIZAR..... 406
11.3	EQUIPO Y MATERIAL..... 406
11.4	INTRODUCCION..... 407
11.5	DEFINICION DE CONCEPTOS..... 407
11.6	TEORIA GENERAL..... 409
11.6.1	TRANSFERENCIA DE CALOR..... 409
11.6.1.1	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION... 409
11.6.1.1.1	MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN GAS..... 409
11.6.1.1.2	MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN LIQUIDO..... 409
11.6.1.1.3	MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN SOLIDO..... 410
11.6.2	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION... 410
11.6.3	TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION... 411
11.6.4	TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICION... 411
11.6.4.1	EBULLICION CONVECTIVA..... 412
11.6.4.2	EBULLICION NUCLEADA..... 412
11.6.4.3	EBULLICION PELICULAR..... 413
11.6.5	PROBLEMAS QUE LA EBULLICION PUEDE CAUSAR A LAS CALDERAS..... 415
11.6.6	APLICACIONES PRACTICAS DE LA EBULLICION. 415
11.6.7	TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDENSACION. 416
11.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO..... 418
11.7.1	PREPARACION Y ACONDICIONAMIENTO DE LA U.T.C..... 422
11.7.2	CARACTERISTICAS DEL R11..... 423

11.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	423
11.8.1	DEMOSTRACION VISUAL DEL FENOMENO DE EBULLICION: CONVECTIVA, NUCLEADA Y PELICULAR.....	423
11.8.2	DETERMINACION DEL FLUJO DE CALOR A PRESION CONSTANTE.....	425
11.8.3	CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL ENTRE EL VAPOR QUE SE CONDENSA Y EL AGUA.....	425
11.8.3.1	TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SERPENTIN DE REFRIGERACION.....	426
11.8.3.2	TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CALENTADOR...	426
11.8.3.3	TRANSFERENCIA DE CALOR AL MEDIO AMBIENTE	426
11.8.3.4	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL.....	426
11.8.3.5	DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA.....	426
11.8.4	DEMOSTRACION PRACTICA DE LA ESPUMACION O ARRASTRE EN LAS CALDERAS.....	427
	GRAFICA (FLUJO DE CALOR VS. INCREMENTO DE TEMPERATURA EN EL ELEMENTO.....)	428
	TABLA DE TOMA DE LECTURAS.....	429
	TABLA DE RESULTADOS.....	430

EQUIPO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DOS FASES.

11.1 OBJETIVOS.

- a) El alumno visualizará en la Unidad de Transferencia de Calor (U.T.C) por ebullición/condensación, diferentes etapas de la ebullición de un gas, así como la condensación del mismo.
- b) Investigación y determinación analítica de parámetros y efectos relacionados con la transferencia de calor por ebullición y condensación.

11.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

Realizar según procedimiento descrito en el punto 11.9 (Desarrollo de la práctica) lo siguiente:

- a) Observar en la Unidad de Transferencia de Calor la ebullición: convectiva, nucleada y pelicular.
- b) Determinar el flujo de calor y el coeficiente de transferencia de calor superficial entre el elemento calefactor y el líquido a presión constante.
- c) Visualizar la condensación por película y por goteo en el serpentín del Equipo de Transferencia de Calor de dos fases.
- d) Determinación práctica de la espumación o arrastre en las calderas.

11.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Unidad de Transferencia de Calor por ebullición H652.

11.4 INTRODUCCION.

Desde el punto de vista de la termodinámica la transferencia de energía se define como un flujo de calor. Su predicción entre cuerpos la estudia la transferencia de calor. Esta ciencia no sólo explica cuanta energía como calor puede transferirse, sino que predice la razón de cambio bajo ciertas condiciones.

La cantidad de energía que se requiere para cambiar un sistema de un estado de equilibrio a otro, se puede predecir termodinámicamente, no así la rapidez del cambio. Como complemento de la primera y segunda leyes de la termodinámica la transferencia de calor proporciona reglas adicionales que establecen las razones de transferencia de energía.

11.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

EBULLICION.- Se define como el paso del estado líquido al estado gaseoso en forma de burbujas de vapor que se forman en la masa del líquido y se desprende cuando llegan a la superficie.

CONDENSACION.- Cambio de un gas a forma líquida, usualmente por la disminución de la temperatura y un aumento de presión.

PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA.- Establece que la energía no puede ser creada ni destruida sino que sólo puede convertirse de una forma a otra.

SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA.- Establece que sólo se transfiere calor en una sola dirección: de una región de alta

temperatura a una región de baja temperatura.

CALOR.- Energía asociada con el movimiento de las partículas al azar.

CONDUCCION.- Transferencia de calor entre moléculas cercanas de una sustancia, o entre cuerpos que están en un buen contacto uno con el otro.

CONVECCION.- Mecanismo de transferencia de calor en que interviene la mecánica del fluido.

RADIACION.- Transmisión de calor por medio de ondas electromagnéticas.

TEMPERATURA.- Estado físico de un sistema material ligado a su agitación molecular. Potencial térmico.

CONDUCTIVIDAD TERMICA.- Indica la capacidad de un material para transmitir calor. Es el recíproco de la resistencia térmica.

CALOR ESPECIFICO.- Calor absorbido o cedido por una unidad de masa cuando su temperatura se aumenta o disminuye en un grado.

COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD.- Medida relativa a la conducción de calor a través de diferentes materiales.

11.6 TEORIA GENERAL.

11.6.1 TRANFERENCIA DE CALOR.

Conducción, convección y radiación son los términos con que se denota la conducción de calor. En un proceso de transferencia de energía puede intervenir una, dos o las tres formas de conducción simultáneamente.

11.6.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION.

Cuando en un medio sólido, líquido o gaseoso existe una transferencia de energía desde una región de alta temperatura hasta una región de baja temperatura, se dice que la energía se transmite por *conducción*. La razón de transferencia de calor por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura.

11.6.1.1.1 MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN GAS.

Térmicamente, el mecanismo de conducción de calor en un gas es el siguiente: como las velocidades de las moléculas de una región de alta temperatura son grandes, éstas están en continuo movimiento al azar (aun cuando no exista gradiente de temperatura). En su movimiento chocan unas con otras e intercambian energía y momento.

Al trasladarse una molécula de una región de alta temperatura a otra de baja temperatura, la molécula con su energía cinética cede energía mediante los choques a las moléculas que se encuentran en la región de baja temperatura donde su velocidad es menor.

11.6.1.1.2 MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN LIQUIDO.

El mecanismo físico de conducción de energía térmica en líquidos es parecido al de los gases. Debido a que las

moléculas del líquido se encuentran menos distanciadas, los intercambios de energía por choque son seriamente afectados por la influencia de los campos de fuerza molecular.

11.6.1.1.3 MECANISMO DE CONDUCCION DE CALOR EN UN SOLIDO.

En los cuerpos sólidos la energía térmica se conduce por el transporte de electrones libres y por la vibración reticular. En la primera, el movimiento de un gran número de electrones en los materiales conductores favorecen el transporte de carga eléctrica y el de la energía térmica, de regiones de alta temperatura a regiones de baja temperatura. La vibración reticular como transporte de energía en la estructura del material no es tan efectiva como lo es con los electrones libres.

11.6.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION.

Este mecanismo de transmisión de calor está ligado con la transferencia de calor por conducción.

La conducción del calor, almacenamiento de energía y movimiento del elemento son los factores que producen un transporte de energía por convección de los cuerpos sólidos a los líquidos o gases.

La transferencia de calor por conducción y convección se calculan en base a la ley de Fourier, sin embargo, para la convección es necesario considerar la mecánica del fluido para establecer el gradiente de temperatura.

La delgada capa de fluido adyacente a la superficie que limita al cuerpo sólido y el líquido o gas tiene gran influencia en el proceso de transferencia de calor. Debe considerarse, además de las propiedades térmicas del fluido

(conductividad térmica, densidad y calor específico) el coeficiente de transferencia de calor.

En este mecanismo de transferencia, el gradiente de temperatura depende de la razón a la cual el fluido disipa el calor. La razón de transferencia de calor está relacionada con la diferencia de calor entre la pared y el fluido y el área de superficie de convección.

En los fenómenos de ebullición y condensación rige el principio general de la transferencia de calor por convección.

11.6.3 TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION.

La radiación térmica es el proceso de transferencia de calor donde no se requiere necesariamente que los cuerpos estén en contacto físico directo (como en conducción y convección). Incluso, el vacío total puede ser el medio por el cual la propagación de la energía electromagnética viaje por radiación de un cuerpo de alta temperatura a otro de baja temperatura. La energía que se transmite de esta forma se llama *calor radiante* y su movimiento en el espacio es de manera similar al de la *propagación de la luz*.

11.6.4 TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICION.

Un líquido a temperatura de saturación en contacto con la superficie de un sólido (generalmente metal) a mayor temperatura, recibirá calor. Cuando el líquido pasa al estado gaseoso, se dice que experimenta el fenómeno de vaporización. Esta vaporización puede efectuarse lentamente sin que el líquido manifieste ningún movimiento. A medida que se aumenta la diferencia de temperatura entre el líquido y la superficie

metálica, la naturaleza y grado de esta transferencia de calor cambian considerablemente.

11.6.4.1 EBULLICION CONVECTIVA.

Cuando la superficie metálica esta un poco más caliente que el líquido, se establecen corrientes de convección, como se ilustra en la fig. 11.1 a), mismas que transportan el líquido calentado a la superficie. Esta es una *ebullición convectiva* y se manifiesta con poco movimiento en la superficie.

11.6.4.2 EBULLICION NUCLEADA.

La *ebullición nucleada* presenta a medida que se incrementa la temperatura superficial, apareciendo entonces pequeñas burbujas de vapor que suben a la superficie y revientan liberando vapor. Algunas se desintegran antes de llegar a la superficie, cuando en su ascenso encuentran capas líquidas más frías. Fig. 11.1 b). La tensión superficial del líquido ofrece gran resistencia a la producción de burbujas, por lo que, inicialmente las burbujas se forman en las paredes del recipiente (específicamente en puntos de nucleación o donde existan imperfecciones de fabricación. Cuando el metal se calienta más, las burbujas se forman libremente y la ebullición es fuerte con *turbulencia* considerable y con altas tasas de transferencia de calor. Durante este tiempo, el líquido produce un ruido característico y se dice entonces que el líquido *hierve*.

En las instalaciones prácticas, calderas, cambiadores de calor, etc., la transferencia de calor por ebullición es generalmente de este tipo.

A todos los líquidos que estos equipos contienen les podemos aplicar las siguientes leyes:

- 1.- A una misma presión, un mismo líquido hierve siempre a la misma temperatura (temperatura o punto de ebullición).
- 2.- La temperatura permanece invariable mientras dura la ebullición.
- 3.- La temperatura de ebullición es la temperatura a la cual la tensión del vapor saturado del líquido es igual a la presión a que está sometido el líquido.

11.6.4.3 EBULLICION PELICULAR.

Una diferencia de temperatura líquido-superficie metálica crítica crea una superficie cerrada al vapor siendo el líquido incapaz de humedecer la superficie. Esta es la ebullición de película. Fig. 11.1 c). Cuando sucede esto hay una considerable reducción en la tasa de transferencia de calor y de no reducir la entrada de calor al metal, la temperatura del metal aumentará hasta que la radiación de la superficie más la limitada transferencia de calor por ebullición pelicular sea igual a la entrada de energía. Si la entrada de energía es una forma de trabajo (incluyendo la energía eléctrica) no hay límite para la temperatura que podría alcanzar el metal y la temperatura del mismo puede elevarse hasta que se produzca un fallo o un "abrazamiento". Si la fuente es de energía radiante de, por ejemplo, un proceso de combustión, puede ocurrir un fallo semejante.

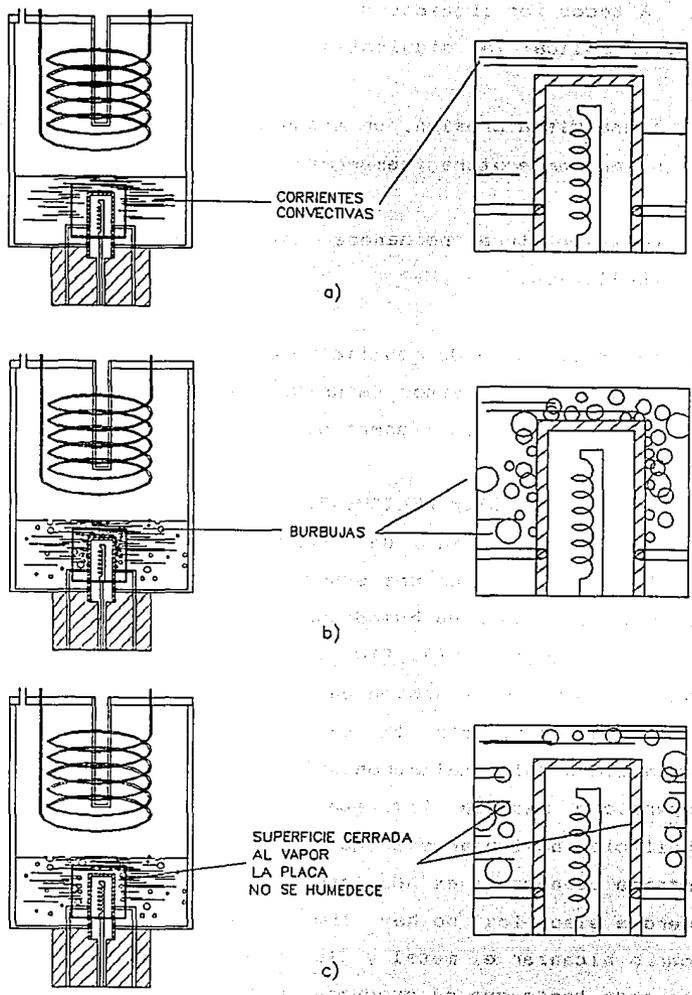


FIG. 11.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR EBULLICIÓN
 a) CONVECTIVA b) NUCLEADA c) PELICULAR

11.6.5 PROBLEMAS QUE LA EBULLICION PELICULAR PUEDE CAUSAR A CALDERAS.

Este es un problema que se atribuye a muchas fallas de equipos de intercambio de calor: en las secciones de tubos de una caldera, por ejemplo. Como la superficie metálica de éstas se encuentra a una elevada temperatura, el agua no tiene contacto directo con la placa, sino que entre ellas se interpone la superficie de vapor desprendido activamente. Cuando se tiene incrustaciones en las paredes de las calderas, estas dejan de estar en contacto con el agua y pueden llegar a ponerse al rojo. Al resquebrajarse esta capa el agua entra en contacto con la pared, transformándose bruscamente en vapor. Si la vaporización es mayor a la capacidad de la caldera, entonces se presentan explosiones. Las causas de estas explosiones pueden ser también por tener una presión de funcionamiento inferior a la de diseño o por fuertes demandas a corto plazo en exceso de la entrada de calor.

11.6.6 APLICACIONES PRACTICAS DE LA EBULLICION.

1.- En la industria de la esterilización de ciertos productos a los cuales dentro de un recipiente con agua, de paredes resistentes y cierre hermético se le aplica calor. La temperatura de ebullición del agua en el recipiente será mayor debido al incremento de la presión interna. Como la presión que soporta el agua es mayor que la máxima de su vapor, el agua no hierve aun cuando la temperatura sea mayor de 100^o C.

El sobrecalentamiento del agua en ausencia del aire es aprovechado, ya que bajo estas condiciones se obtiene un

mejor rendimiento de la fuente de calor utilizada.

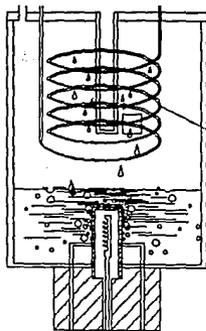
2.- En la destilación (simple y fraccionada) de productos químicos, petroquímicos y alimenticios, los cuales después de su ebullición o durante su proceso se les condensa enfriando su vapor.

3.- El bajo punto de ebullición de gases como el R11, R12, R22 y R113 se aprovecha para retirar calor en procesos de refrigeración y acondicionamiento de aire a través de evaporadores y serpentines de enfriamiento respectivamente. En ambos casos, el líquido se condensa con un fluido más frío posteriormente.

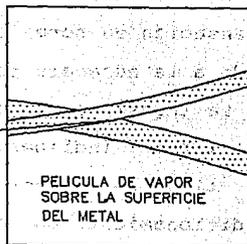
11.6.7 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDENSACION.

La condensación de un vapor sobre una superficie puede ser en forma de película o en forma de gotas. Cuando se produce en forma de película, la superficie es humedecida completamente por el condensado y la condensación se presenta sobre la capa externa de la película líquida, transfiriéndose el calor a través de la película y dentro de la superficie principalmente por convección. Fig. 11.2 a).

La condensación en forma de gotas se favorece cuando a la superficie de condensación se le da tratamiento mediante algún compuesto adecuado. En este caso, la superficie no es mojada por el líquido, sino que se ve cubierta por pequeñas cuentas del mismo que se coagulan formando gotitas, las cuales se unen a otras para formar gotas más grandes hasta que su peso no les permitir seguir adheridas a la superficie y caen. Al caer, la superficie de condensación queda libre

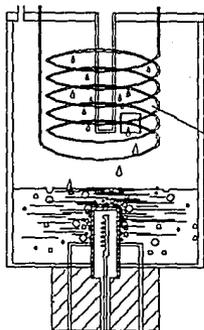


SERPENTIN DE CONDENSACION

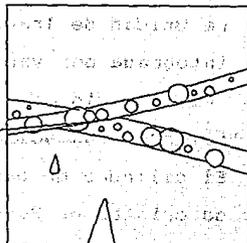


PELICULA DE VAPOR
SOBRE LA SUPERFICIE
DEL METAL

a)



SERPENTIN DE CONDENSACION



FORMACION DE GOTAS
SOBRE LA SUPERFICIE
DEL METAL

b)

FIG. 11.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDENSACION

a) EN FORMA DE PELICULA b) EN FORMA DE GOTAS

para permitir la formación de nuevas gotas. Fig. 11.2 b).

El coeficiente de transferencia de calor por condensación en forma de gotas es mayor que el de película, debido a la ausencia de película líquida.

La transferencia de calor por *ebullición* y *condensación* son eslabones indispensables en la producción de energía en todo tipo de procesos de calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, petroquímicos de refinación y químicos.

Tanto el fenómeno de ebullición como el de condensación son regidos bajo el principio general de la transferencia de calor por convección.

11.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

La Unidad de Transferencia de Calor (U.T.C.), fig. 11.3 esta integrada por varios elementos y dispositivos propios para el estudio de la transferencia de calor por ebullición/condensación.

El cilindro de ebullición/condensación es básicamente un tubo de cristal de 305 mm de longitud, 75 mm de diámetro exterior y espesor de 8.4 mm. Dentro de este se aloja el líquido y vapor saturados. Como estándar se utiliza R11 (triclorofluormetano), aunque se recomienda usar otros con propiedades similares y compatibles con los materiales de construcción de los internos.

Consta de dos tapas de latón niquelado, juntas de PTFE (teflón) y válvula de alivio de presión ajustada a 100 KPa. Tanto el cilindro como las tapas estan probadas hidráulicamente a 2 MPa.

Dentro del cilindro de ebullición/condensación se aloja

insertado en el extremo inferior un elemento calentador de alta densidad de voltios proporcionados por un transformador variable Rotary Regarolf 0-2 Amperes infinitamente variable.

La U.T.C consta de un manguito de cobre de pared gruesa dotado con termopar. A través de este elemento se transmite calor hacia el líquido para su ebullición. El área superficial efectiva de transferencia de calor es de 13 cm^2 aprox.

El manguito de cobre está diseñado evidentemente con un área superficial suficiente de modo que el flujo de calor no exceda nunca valores críticos. Características eléctricas 300 W a 140 V.

Cuatro termómetros de mercurio en vidrio graduados de 0-50 °C para mediar la temperatura: del líquido en ebullición, del vapor y del agua de refrigeración del condensador a la entrada y a la salida, respectivamente.

Las diferencias de temperatura metal líquido se obtienen por medio de un termopar situado en la pared del calentador y un termómetro en el líquido.

Además, se cuenta con un termómetro electrónico Comark con escala de -60 °C a + 10 °C; o a 60 °C; o a 170 °C y o. a 400 °C, para medir la temperatura del manguito metálico durante el funcionamiento de la U.T.C.

La presión del vapor se determina con un manómetro de margen de -1.0 a + 1.0 bares.

Cuando la presión del vapor en el cilindro de ebullición/condensación excede 90 KPa (0.9 bar) se interrumpe el suministro de energía eléctrica. Así mismo, cuando la temperatura del manguito y el elemento metálico rebasan 225 °C (aprox.), el regulador Pye Ether "Mini" realiza el corte por

alta temperatura. Este regulador debe ajustarse de forma que el termómetro electrónico comark no exceda la temperatura de ajuste aconsejada de 200°C para funcionamiento normal.

En la parte superior del cilindro un serpentín condensador de cobre niquelado (con área superficial de 320 cm^2) enfriado por agua, condensa el vapor producido y lo retorna al líquido en ebullición.

La temperatura y presión del proceso de ebullición/condensación se regulan por la temperatura y el control de flujo del agua de refrigeración en el condensador. La dosificación del agua a este último se realiza mediante un rotámetro con aguja.

Se recomienda que el suministro de agua fría no exceda de 10 l/min.

La entrada de corriente al elemento calefactor se mide con un voltímetro (0-150) V y un amperímetro (0-2) A, teniendo la opción de duplicar el margen con el conmutador bipolar cuando se requiera del uso de voltajes y corrientes mayores.

Como estándar y atendiendo la demanda de confiabilidad que requiere la Unidad, se tiene integrados a la misma los siguientes dispositivos de seguridad:

- 1.- Conmutador de luz de aviso de neon.
- 2.- Fusible de seguridad en el panel 10 A.
- 3.- Conmutador de corte por alta presión, ajustado para interrumpir el circuito calentador cuando la presión del vapor excede 90 KPa.
- 4.- Válvula de alivio de presión mecánica para descarga cuando la presión del vapor excede 100 KPa.

5.- Corte por alta temperatura para interrumpir la fuente de alimentación del calentador cuando la temperatura del metal excede 225°C .

11.7.1 PREPARACION Y ACONDICIONAMIENTO DE LA U.T.C.

La carga de RII al cilindro se realiza mediante las siguientes operaciones:

- 1.- Abrir la válvula de carga y tirar ligeramente del vástago de la válvula de alivio de presión (de modo que quede abierto y actúe como respiradero).
- 2.- Verter el líquido RII en el embudo hasta que el nivel del mismo en el cilindro este 2 ó 3 cm por encima de la parte superior del elemento calefactor.
- 3.- Liberar la válvula de alivio de presión y cerrar la válvula de carga.

Para que los ensayos realizados en la U.T.C. resulten es indispensable purgar el sistema mediante el siguiente procedimiento:

- 1.- Suministrar una potencia de unos 150 voltios en el calefactor. A consecuencia el líquido comenzará a hervir fuertemente. Cuando la presión alcance unos 30 KPa, o el líquido exceda 25°C , tirar del vástago de la válvula de alivio de presión para eliminar todo el aire del cilindro. Repetir las veces que sea necesario.
- 2.- Permitir el flujo de agua (para reducir la presión) e interrumpir el suministro eléctrico.

En adición a lo anterior, debemos verificar que:

- 1.- El agua de refrigeración esté disponible.
- 2.- Las condiciones de saturación del R11 (presión y temperatura) sean las correctas. De no ser así, purgar el sistema según procedimiento anterior.
- 3.- Comprobar el estado de la batería (cuando exista) que suministra la energía al termómetro electrónico.

11.7.2 CARACTERISTICAS DEL R11.

El Arcton 11 (triclorofluorometano) CCl_3F tiene un punto de ebullición de 78.4°F (23.8°C) y una presión de vapor baja. Su presión de saturación favorece las temperaturas previstas en el elemento calefactor durante el desarrollo de la práctica en la U.T.C.

Se usa con mayor frecuencia en los niveles de alta temperatura de refrigeración, particularmente en el campo del acondicionamiento de aire. Una de sus ventajas para esta aplicación es la conveniencia de su uso en compresores de tipo centrífugo o axial. Su manejo y uso carece de peligro, ya que no es tóxico, inflamable o corrosivo. Además, posee una razonable conductividad térmica que lo convierten en un medio útil de transferencia de calor para trabajo de baja temperatura o a niveles de temperatura de hasta 200°C en donde es conveniente usar agua para su condensación.

11.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

11.8.1 DEMOSTRACION VISUAL DEL FENOMENO DE EBULLICION: CONVECTIVA, NUCLEADA Y PELICULAR.

Primero suministre y ajuste a bajos valores del agua de

enfriamiento y energía eléctrica. Encender el termómetro electrónico. A continuación, observe cuidadosamente el líquido que rodea el calefactor. Se apreciarán corrientes de convección. El leve goteo de líquido en las espiras del condensador indicará que se está produciendo evaporación en pequeña proporción. Ver figura 11.1 a). Posteriormente, aumentar en pequeños incrementos la potencia eléctrica manteniendo la presión de vapor a cualquier valor constante deseado variando el caudal del agua de refrigeración. Enseguida se iniciará la ebullición nucleada que irá en aumento hasta volverse intensa, siendo aún algo moderada la diferencia de temperatura entre el líquido y el metal. Ver figura 11.1 b). Al aumentar la potencia de entrada se verá que entre 200 y 300 W de potencia se nota un cambio brusco en la naturaleza de la ebullición y al mismo tiempo se incrementará rápidamente la diferencia de temperatura metal-líquido. La tasa de evaporación cae a un nivel bajo, debiendo reducirse el caudal de agua para mantener una presión estable. La entrada eléctrica debe ser reducida a unos 60 W; para entonces, la superficie del calefactor se encuentra envuelta en una película de vapor casi continua, siendo esta la causa de la reducida tasa de transferencia de calor. Ver figura 11.1 c)

Finalmente, interrumpir el suministro eléctrico observando que cuando la diferencia de temperatura metal-líquido es de unos 40°K la ebullición se vuelve de pronto intensa, a medida que la ebullición pelicular es

Incluya sus comentarios en la práctica.

11.8.2 DETERMINACION DEL FLUJO DE CALOR A PRESION CONSTANTE.

Encender el calefactor eléctrico a unos 30 W y ajustar el caudal de agua de enfriamiento hasta alcanzar la presión deseada. Anote las lecturas de corriente, presión de vapor, temperatura del líquido y la temperatura del metal en la tabla de toma de lecturas. (Tabla 11.1). Enseguida aumentar la potencia unos 25 W y ajustar el caudal de agua de refrigeración para obtener la misma presión deseada (anterior). Cuando sea estable, volver a tomar las lecturas.

Repetir el procedimiento con incrementos semejantes hasta lograr la transición de ebullición nucleada a la pelicular. Es posible realizar un calculo exacto de las condiciones críticas mediante el ajuste preciso del voltaje cuando la ebullición se encuentra en este estado. Una vez que la ebullición pelicular se generalice se debe reducir el voltaje. Las lecturas deben realizarse hasta que la temperatura del calefactor alcance 200 °C.

Calcular Q , ϕ , Δt y h con los datos obtenidos. Graficar en papel log-log la variación del flujo de calor (ϕ) contra la diferencia de temperatura metal-líquido (Δt) a la presión de prueba. Ejemplificada en gráfica 11.1, anexa.

11.8.3 CALCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL ENTRE EL VAPOR QUE SE CONDENSA Y EL AGUA.

Ajustar voltaje y flujo de agua de enfriamiento a una presión deseada. Cuando las condiciones sean estables anotar los valores en la tabla de toma de lecturas. (Tabla 11.1).

Durante esta prueba es posible observar la condensación en forma de película.

Con los datos obtenidos calcúlese lo siguiente:

11.8.3.1 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SERPENTIN DE REFRIGERACION.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_p (t_o - t_i) \quad [W]$$

$$C_p = 4.186 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{C}.$$

11.8.3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CALENTADOR.

$$\dot{Q}_e = E \times I \quad [W]$$

11.8.3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR AL MEDIO AMBIENTE.

$$\dot{Q}_d = \dot{Q}_e - \dot{Q}_w \quad [W]$$

11.8.3.4 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL.

$$U = \frac{\dot{Q}_w}{A \Delta t_m} \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ\text{K}]$$

11.8.3.5 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA.

$$\Delta t_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

Si se desea, pueden considerarse otras condiciones de operación para realizar esta prueba. De ser así, incluya los resultados en la tabla 11.2.

11.8.4 DEMOSTRACION PRACTICA DE LA ESPUMACION O ARRASTRE EN LAS CALDERAS.

Aplicar 200 W al calefactor y hacer pasar un gran caudal de agua a través del condensador de modo que la temperatura de saturación sea baja. Cuando las condiciones sean estables, observar la tasa y grado de ebullición y turbulencia. Disminuir ahora el caudal de agua de modo que se duplique aproximadamente la presión de saturación y observar de nuevo el grado de ebullición. Se notará una reducción significativa en el mismo a medida que se aumenta la presión, Esto se manifiesta por el aumento de la densidad de vapor y la consiguiente reducción del volumen del vapor que abandona el líquido. Si se aumenta de pronto el caudal de agua, se simula una demanda fuerte a corto plazo, entonces se reduce la presión y se producirá una evaporación instantánea (adicional a la ebullición causada por la transferencia de calor). Esta ebullición violenta demuestra la probabilidad de arrastre en una caldera práctica. Imagine los problemas que esto causaría en una planta nucleoelectrónica.

Incluya sus comentarios en la práctica.

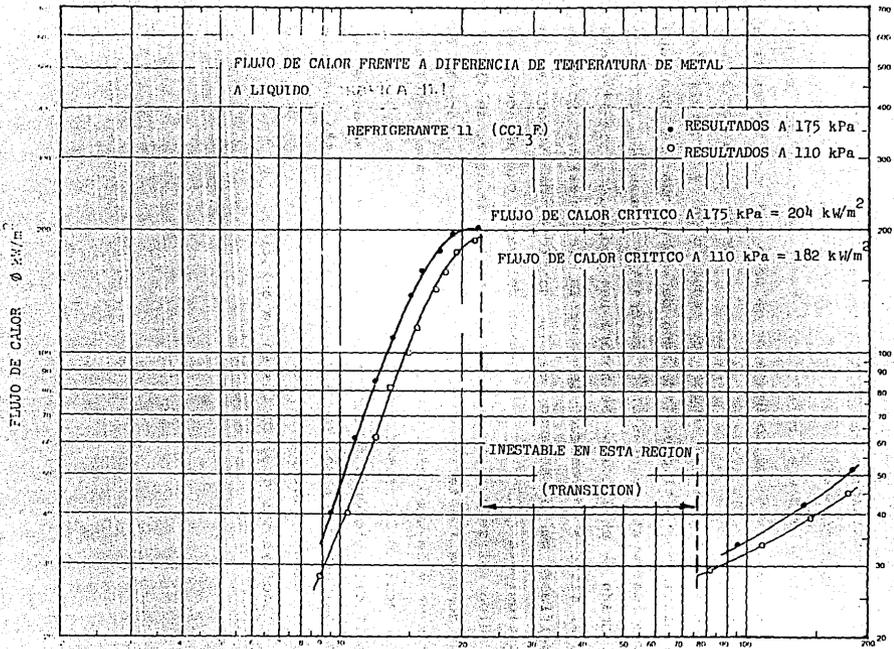


TABLA 11.1 TABLA DE TOMA DE LECTURAS

TABLA DE TOMA DE LECTURAS												
FLUJO DE CALOR A PRESION DE _____ KPa. (CONSTANTE)												
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
VOLTAJE	E	V										
CORRIENTE	I	A										
TEMPERATURA DEL LIQUIDO	To	°C										
TEMPERATURA DEL METAL	Tm											
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL												
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	VALOR									
FLUJO DE AGUA		\dot{m}_w										
TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DEL SERPENTIN		ti										
TEMPERATURA DEL AGUA A LA SALIDA DEL SERPENTIN		to										
TEMPERATURA DE SATURACION DEL R11		ts										
VOLTAJE		E										
CORRIENTE		I										

TABLA 11.2 TABLA DE RESULTADOS

TABLA DE RESULTADOS			
FLUJO DE CALOR A PRESION DE _____ KPa. (CONSTANTE)			
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	RESULTADO
CALOR TRANSFERIDO	\dot{Q}	W	
FLUJO DE CALOR	β	W/m ²	
DIFERENCIA DE TEMPERATURA	Δt	°K	
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR	h	W/m ² °K	
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL			
DESCRIPCION	REFERENCIA	UNIDAD	RESULTADO
TRANSF. DE CALOR EN EL SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO	\dot{Q}	W	
TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CALENTADOR			
TRANSFERENCIA DE CALOR AL MEDIO AMBIENTE			
COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL	U	W/m ² °K	

PRACTICA No. 12

EQUIPO DE REFRIGERACION

EQUIPO DE REFRIGERACION

		Página
12.1	OBJETIVO.....	434
12.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	434
12.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	434
12.4	INTRODUCCION.....	434
12.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	435
12.6	TEORIA GENERAL.....	437
12.6.1	PROCESOS FUNDAMENTALES USADOS EN REFRIGERACION.....	437
12.6.1.1	ELEVACION DE LA TEMPERATURA DE UN REFRIGERANTE.....	437
12.6.1.2	CAMBIO DE ESTADO.....	437
12.6.1.3	EXPANSION DE UN LIQUIDO.....	438
12.6.1.4	EXPANSION DE UN GAS.....	439
12.6.2	ASPECTOS TERMODINAMICOS EN REFRIGERACION	440
12.6.2.1	COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE UN REFRIGERADOR.....	441
12.6.2.2	COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR.....	441
12.6.2.3	CICLO INVERSO DE CARNOT.....	442
12.6.2.3.1	ANALISIS DEL CICLO.....	442
12.6.2.4	CICLO DE COMPRESION DE VAPOR.....	445
12.6.2.5	CICLO SIMPLE IDEALIZADO.....	446
12.6.2.6	CICLO PRACTICO DE COMPRESION DE VAPOR...	450
12.6.2.7	EMPLEO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	452
12.7	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	455
12.7.1	CARACTERISTICAS Y FUNCION DE LOS ELEMENTOS QUE INTEGRAN LA UNIDAD.....	456
12.8	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	458

12.8.1	CONDICIONES DE OPERACION.....	458
12.8.2	ENTALPIAS ESPECIFICAS.....	459
12.8.3	SECUENCIA DE CALCULO.....	459
12.8.3.1	CALCULO DE ENTALPIAS ESPECIFICAS.....	459
12.8.3.2	BALANCES DE ENERGIA.....	459
12.8.3.3	COEFICIENTE DE OPERACION DEL REFRIGERADOR (COP).....	462
12.8.3.4	GRAFICAS.....	463
	DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA (REFRIGERANTE R12).....	464
	DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPIA (REFRIGERANTE R12).....	465
	TABLAS DE LECTURAS.....	466
	TABLAS DE RESULTADOS.....	468

EQUIPO DE REFRIGERACION

12.1 OBJETIVO.

El objetivo de esta práctica es que el alumno evalúe el funcionamiento de una unidad de refrigeración por compresión mecánica, a diferentes condiciones de operación.

12.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

Para evaluar el funcionamiento de la unidad a diferentes condiciones de operación se deberán tomar todas las variables indicadas en la tabla de toma de lecturas. Estas deberán realizarse de la siguiente manera: para 1, 3 y 5 utilizando intercambiador de calor, para 2, 4 y 6 sin emplearlo.

12.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Unidad de Refrigeración de laboratorio "HILTON".
- 1 Tacómetro de mano.
- Agua de alimentación.

12.4 INTRODUCCION.

Los chinos fueron los primeros que utilizaron el hielo para conservar sus alimentos. Actualmente, la preservación de los alimentos a nivel doméstico e industrial es una de las más importantes y comunes aplicaciones de la refrigeración. Sin embargo, la utilización de la refrigeración cada día se extiende más y encuentra nuevas aplicaciones. Algunas de las más importantes son:

- a) Elaboración, almacenamiento y distribución de productos

- lácteos (mantequilla, queso, helados, etc.).
- b) Envasado y conservación de carnes rojas y blancas.
 - c) Elaboración y conservación de bebidas (cerveza, jugos, chocolate, etc.).
 - d) En la industria química y de procesos industriales: separación y condensación de gases, desecado del aire, almacenamiento a baja presión en estado líquido, disipación de calor de reacción y otros.
 - e) Petroquímica: obtención de productos derivados del petróleo.
 - f) Tratamiento frío de metales.
 - g) Medicina: fabricación de productos farmacéuticos, como anestesia quirúrgica, etc.
 - h) Acondicionamiento de aire, pistas de patinaje e incluso en la construcción.

12.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

REFRIGERACION.- Refrigerar consiste en reducir y mantener en un espacio delimitado una temperatura más baja que la del medio ambiente inmediato.

REFRIGERADOR.- Una máquina cuya función es extraer calor de una región de baja temperatura (generalmente por debajo de la temperatura ambiente) y cederlo al medio ambiente.

EFFECTO REFRIGERANTE.- Es la cantidad de calor absorbido por cada unidad de peso de refrigerante.

CAPACIDAD DEL SISTEMA.- Cantidad de calor extraído del espacio a refrigerar.

TONELADA DE REFRIGERACION.- Es el efecto refrigerante que se requiere para fundir una tón. (corta) de hielo en 24 hrs. Se puede expresar así: $288\ 000\ \text{BTU}/24\ \text{h.} = 12\ 000\ \text{BTU/h.}$
 $= 200\ \text{BTU/min.} = 3517\ \text{W}$

REFRIGERANTE.- Compuesto químico que es alternativamente comprimido y condensado a la fase líquida permitiéndosele expandirse a vapor.

POTENCIA DE REFRIGERACION.- Es la cantidad de calor que un refrigerador puede extraer de una región a baja temperatura en la unidad de tiempo, con temperaturas específicas de evaporación y condensación.

CARGA DE CALOR.- Es la cantidad de calor a retirar del espacio o del producto a fin de reducir y mantener la temperatura deseada.

BOMBA DE CALOR.- Una máquina que funciona con un ciclo de compresión de vapor usada para suministrar calor a un espacio de temperatura alta, pero también puede remover calor del mismo espacio.

CALOR LATENTE.- Calor caracterizado por el cambio de estado de la sustancia en cuestión, para una presión dada a una temperatura constante de una sustancia pura (por ejemplo: calor de vaporización o de fusión).

CALOR SENSIBLE.- Término usado en calefacción o refrigeración para indicar cualquier porción de calor que

cambia solamente la temperatura de una sustancia.

ENTALPIA.- Cantidad total de calor en una libra de una sustancia calculada desde la temperatura aceptada como base. Para calculos de refrigeración la temperatura base es -40°F .

ENTROPIA.- Factor matemático usado en cálculos de ingeniería. Energía de un sistema.

12.6 TEORIA GENERAL.

12.6.1 PROCESOS FUNDAMENTALES USADOS EN REFRIGERACION.

Existen cambios termodinámicos de algunas sustancias los cuales son aprovechados en refrigeración.

12.6.1.1 ELEVACION DE LA TEMPERATURA DE UN REFRIGERANTE.

Uno de los medios más obvios para enfriar un cuerpo es ponerlo en contacto físico con una sustancia más fría llamada *agente refrigerante*.

La cantidad de calor Q absorbida por el refrigerante en un proceso a presión constante es:

$$Q = m C_p \Delta T$$

Donde:

m - Masa del refrigerante.

C_p - Calor específico a presión constante.

ΔT - Incremento de temperatura.

12.6.1.2 CAMBIO DE ESTADO.

El hecho de que una sustancia requiera de la adición de energía para cambiar de fase, es de mucha aplicación en la refrigeración.

El cambio de fase sólida a líquida se llama *fusión* y la energía absorbida por el refrigerante es *calor de fusión*. El ejemplo más común es la fusión del hielo.

Un cambio de fase líquida a vapor se llama *vaporización* y la energía absorbida por el refrigerante es un *calor latente de vaporización*. Este proceso se presenta en el ciclo de compresión de vapor y por tanto es el más usado en refrigeración.

Otro cambio de fase que se aprovecha para producir refrigeración es la transformación de sólido a vapor. Este proceso se llama *sublimación* y a la energía absorbida por el refrigerante se le conoce con el nombre de *calor de sublimación*. En este proceso, la sustancia sin pasar por la fase líquida cambia de sólido a vapor. El hielo seco es el ejemplo más conocido de la sublimación. Este se sublima a $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ (a presión atmosférica) obteniéndose temperaturas bajas.

La cantidad de calor Q absorbida por un refrigerante en un proceso de cambio de fase es:

$$Q = m \Delta h$$

Donde:

m - Masa del refrigerante.

Δh - Incremento de entalpia del refrigerante (que es según el caso, calor de fusión, vaporización o sublimación).

12.6.1.3 EXPANSION DE UN LIQUIDO.

La expansión de un líquido origina un descenso de su temperatura. El descenso de la temperatura es ligero y carece de importancia práctica en la refrigeración si la sustancia

permanece en estado líquido durante la expansión, pero apreciable y significativa si el proceso de expansión se realiza dentro de la región de las mezclas líquido-vapor.

Lo anterior puede ser analizado en el diagrama T-s de la figura 12.1

Proceso

1-2 Isoentrópico en la región del líquido.

1-3 Isoentálpico en la región del líquido.

4-5 Isoentrópico en la región líquido-vapor.

4-6 Isoentálpico en la región líquido-vapor.

Como puede observarse en la figura 12.1 al ocurrir una expansión en la región del líquido, los descensos de temperatura son muy pequeños. A esto se debe agregar el hecho de que la figura 12.1 no está a escala, de modo que las líneas de presión constante en la región de líquido están en realidad más próximas a la línea de líquido saturado de lo que muestra la figura; (esto significa que el descenso de temperatura de 1-2 es menor que el señalado).

12.6.1.4 EXPANSION DE UN GAS.

Cuando un gas real se expande, aunque permanezca constante la entalpía, puede variar la temperatura, (no así en un gas ideal, ya que un proceso a entalpía constante significa que la temperatura también permanece constante). El hecho de que en una expansión de un gas la temperatura aumente, disminuya o permanezca constante, depende del *coeficiente de Joule-Thomson*.

$$\text{Coeficiente de Joule-Thomson} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h$$

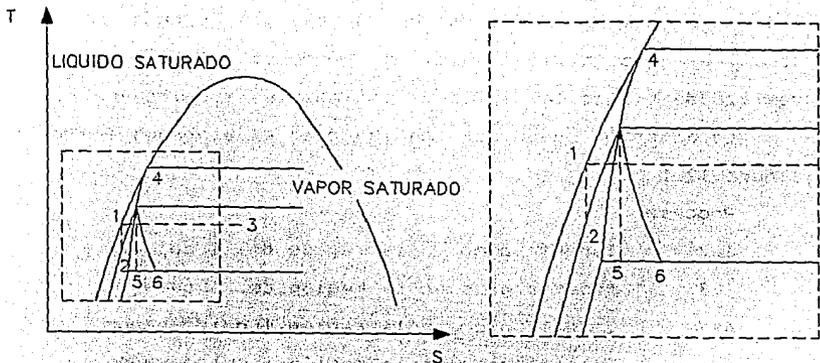


FIG. 12.1 DIAGRAMA T-s QUE MUESTRA LA EXPANSION DE UN LIQUIDO.

Este coeficiente en refrigeración se presenta cuando el refrigerante vaporizado pasa por una obstrucción (como en el estrangulamiento) de una presión mayor a una presión menor, donde durante este proceso, la entalpía permanece constante.

12.6.2 ASPECTOS TERMODINAMICOS EN REFRIGERACION.

La segunda ley de la termodinámica afirma "es imposible que sin ayuda exterior el calor pase de una región de baja temperatura a otra de mayor temperatura".

Los refrigeradores y las bombas de calor son ejemplos de máquinas que transfieren calor de una región de baja temperatura a otra de alta temperatura, siempre y cuando un agente exterior proporcione trabajo o calor a alta temperatura.

En un refrigerador o bomba de calor que emplea una entrada de trabajo (ciclo de compresión de vapor) la transferencia de calor a baja temperatura más el trabajo aportado es igual a la transferencia de calor a alta

temperatura (según la primera ley de la termodinámica).

Es evidente que un refrigerador debe expulsar calor a temperaturas más altas y que la bomba de calor debe absorber calor de una temperatura más baja. Sin embargo, hay muy poca diferencia entre las dos máquinas y pueden obtenerse ambos efectos útiles con una sola unidad. Por ejemplo, una lechería requiere refrigeración y agua caliente.

12.6.2.1 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE UN REFRIGERADOR (COP_R).

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Potencia de refrigeración}}{\text{Potencia absorbida}}$$

12.6.2.2 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR (COP_{HP}).

$$\text{COP}_{HP} = \frac{\text{Potencia calorífica}}{\text{Potencia absorbida}}$$

La potencia en que se basa el CoP debe indicarse claramente, puesto que ésta puede ser:

- a) Potencia eléctrica para que funcione el motor.
- b) Potencia en el eje para accionar el compresor.
- c) Potencia indicada o del pistón para comprimir el gas.
- d) Potencia teórica de un compresor ideal.

12.6.2.3 CICLO INVERSO DE CARNOT.

Un refrigerador ideal se representa por el ciclo inverso de Carnot (teoría básica para cualquier sistema práctico de refrigeración). Figura 12.2.

Se observa en la siguiente figura que para el mantenimiento de la baja temperatura del espacio a refrigerar, se requiere extraer calor de una fuente a baja temperatura en T_L y se pasa a un sumidero a temperatura constante más alta en T_H .

El vapor húmedo en 1 se comprime isoentrópicamente desde una presión P_1 hasta la presión P_2 . Luego, el vapor en 2 pasa a un intercambiador de calor (condensador) y el calor a presión constante pasa a un medio de refrigeración (sumidero) con lo que el vapor se condensa y se convierte en líquido saturado en 3. Posteriormente el líquido saturado a alta temperatura se expansiona isoentrópicamente de P_3 a P_4 y el vapor húmedo resultante pasa a un intercambiador de calor (evaporador) en el estado 4. El vapor húmedo se evapora completamente a baja temperatura absorbiendo calor del sumidero y alcanza el estado 1. El ciclo entonces se repite.

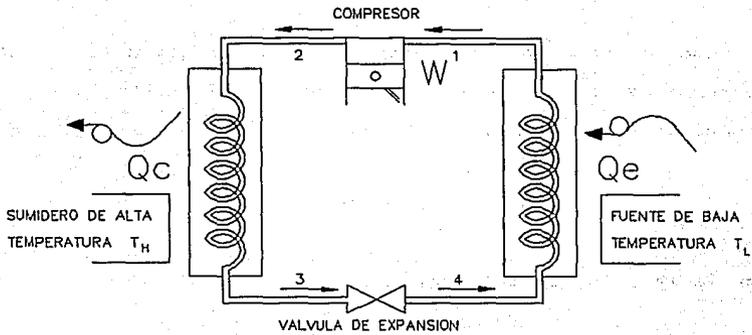
12.6.2.3.1 ANALISIS DEL CICLO.

Transferencia de calor en el evaporador.

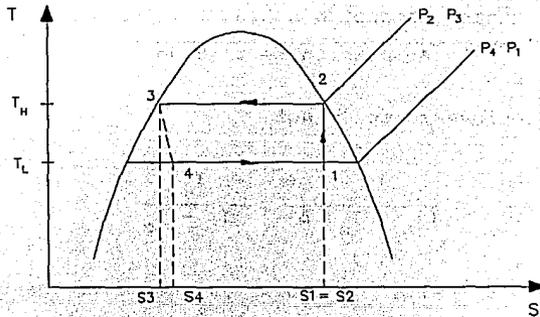
$$Q_w = \int_4^1 T ds$$

$$Q_w = T_L \Delta s$$

Transferencia de calor en el condensador.



a)



b)

FIG. 12.2 CICLO INVERSO DE CARNOT: a) ESQUEMA DEL CICLO Y, b) DIAGRAMA T-s.

$$Q_c = \int_1^2 T ds$$

$$Q_c = -T_H \Delta s$$

Como los procesos de compresión y de expansión son isoentrópicos, no hay otras transferencias de calor.

La transferencia de calor neta en el ciclo:

$$Q_{net} = Q_e + Q_c$$

y por la Primera Ley tenemos:

$$W_{net} = T_L \Delta s - T_H \Delta s \quad (\text{Esto es negativo y representa una aportación de trabajo})$$

$$W_{net} = (T_L - T_H) \Delta s$$

Coefficiente de rendimiento de un refrigerador.

$$COP_{ref} = \frac{\text{Calor absorbido a baja temperatura}}{\text{Aportación de trabajo}}$$

para el ciclo inverso de Carnot:

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{W_{net}} = \frac{T_L \Delta s}{(T_L - T_H) \Delta s} = \frac{T_L}{T_L - T_H}$$

Estrictamente, esta cantidad es negativa pero por comodidad se expresa generalmente como:

$$COP_{ref} = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

Coefficiente de rendimiento de una bomba de calor.

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\text{Calor entregado a alta temperatura}}{\text{Aportación de trabajo}}$$

para el ciclo inverso de Carnot:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{-T_H \Delta s}{(T_L - T_H) \Delta s} = \frac{-T_H}{T_L - T_H} = \frac{T_H}{T_H - T_L}$$

12.6.2.4 CICLO DE COMPRESION DE VAPOR.

Ningún refrigerador ni bomba de calor que funcione entre las mismas temperaturas de la fuente y del sumidero, puede tener un coeficiente de rendimiento superior al ciclo inverso de Carnot.

En el ciclo moderno de compresión de vapor a fin de reducir la presión del líquido se realiza un proceso de estrangulación para lo cual solo se requiere una válvula adecuada en lugar de la expansión isoentrópica 3-4 del ciclo de Carnot. Aunque el coeficiente de rendimiento disminuye debido a la introducción de este proceso (muy irreversible por cierto), su simplicidad y eficiencia compensan el pequeño aumento de trabajo aportado.

Otra modificación que sufre el ciclo de Carnot es que en vez de una compresión húmeda se presenta ahora una compresión seca, donde no existe la presencia de gotitas de refrigerante que dañen al compresor. Esto sucede debido a que al compresor entra el refrigerante como vapor saturado y su compresión termina a la temperatura del punto 2 (superior a la temperatura de condensación, fig. 12.3b).

12.6.2.5 CICLO SIMPLE IDEALIZADO.

Los diagramas idealizados de la planta y T-s se dan en la figura 12.3a y 12.3b.

Aunque el proceso de estrangulamiento se considera adiabático, es irreversible y la entropía aumenta de S_3 a S_4 durante la operación.

$$Q_c = \int_4^1 T ds = T_L (S_1 - S_4)$$

$$Q_h = \int_2^3 T ds = T_H (S_3 - S_2)$$

Como 1-2 y 3-4 son procesos adiabáticos en el ciclo idealizado, la transferencia de calor neta será:

$$W = Q_c + Q_h$$

$$W = T_L (S_1 - S_4) - T_H (S_2 - S_3)$$

$$COP_{ref} = \frac{Q_c}{W}$$

$$COP_{HP} = \frac{Q_h}{W}$$

Estas expresiones pueden evaluarse, pero es más cómodo en la práctica ilustrar los ciclos en diagramas P-h.

La figura 12.4 es una representación de un diagrama de *Mollier* (comúnmente conocido como P-h), la cual muestra las características de presión, calor y temperatura del refrigerante que se trate. Los diagramas P-h se utilizan para graficar los ciclos de refrigeración por compresión de

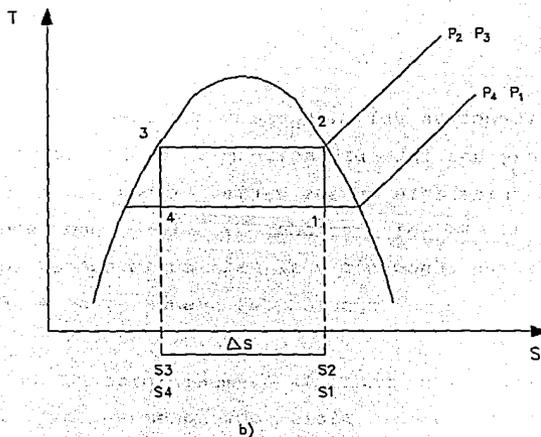
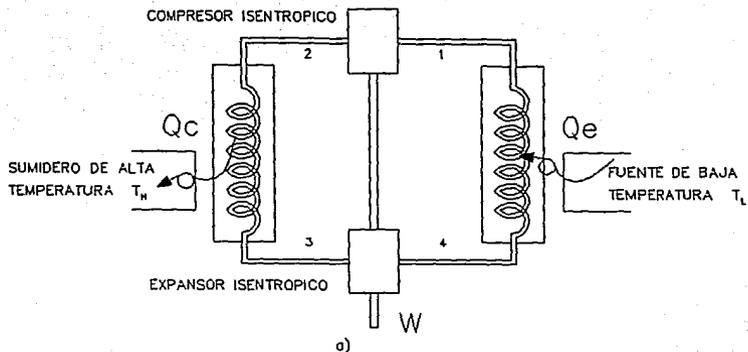


FIG. 12.3 CICLO DE CARNOT: a) DIAGRAMA ESQUEMATICO Y, b) DIAGRAMA T-s.

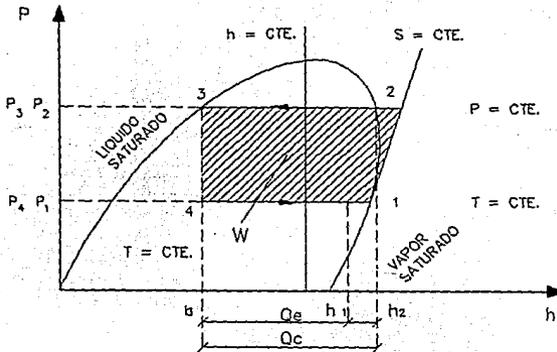


FIG. 12.4 DIAGRAMA P-h (MOLLIER)

vapor.

La construcción del diagrama o más bien el conocimiento del mismo trae una interpretación más clara de lo que le sucede al refrigerante en sus varias etapas por el ciclo de refrigeración. Si el estado y las propiedades del refrigerante son conocidas y si éste punto puede localizarse en la carta, las otras propiedades pueden leerse fácilmente de la misma carta.

Si realizamos un análisis termodinámico de los elementos que constituyen a el ciclo obtendremos los siguientes resultados:

Evaluando para el compresor:

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 + W$$

si la compresión es adiabática : $q_{1-2} = 0$, $W = h_1 - h_2$

$$q_{1-2} = 0 \text{ , } W = h_1 - h_2 \text{ y } P = \dot{m} (h_1 - h_2)$$

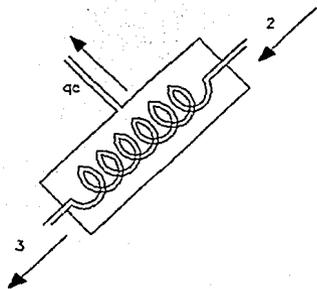
Evaluando para el condensador:

$$q_c = q_{2-3} = h_3 - h_2 + W$$

pero en el condensador $W = 0$

$$\therefore q_c = h_3 - h_2$$

$$\text{y } Q_c = \dot{m} (h_3 - h_2)$$



Evaluando para la válvula de expansión:

$$q_{3-4} = h_4 - h_3 + W$$



pero $W = 0$ y el proceso de estrangulación es adiabático

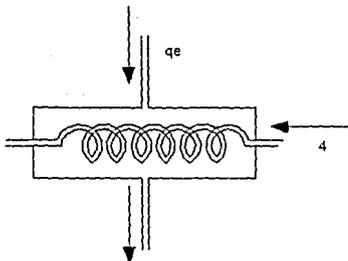
$$q_{3-4} = 0 \therefore h_4 = h_3$$

Evaluando para el evaporador:

$$q_e = q_{1-4} = h_1 - h_4 + W$$

$$W = 0 \therefore q_e = h_1 - h_4$$

$$\text{y } Q_e = \dot{m} (h_1 - h_4)$$



$$\text{COP}_{\text{ref}} = \frac{q_c}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_2} \quad \text{ó} \quad \text{COP}_{\text{ref}} = \frac{h_4 - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{q_c}{W} = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_2} \quad \text{ó} \quad \text{COP}_{\text{HP}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

12.6.2.6 CICLO PRACTICO DE COMPRESION DE VAPOR.

El ciclo práctico se diferencia del ciclo ideal en lo siguiente: (Fig. 12.5)

- a) Debido al rozamiento, habrá una ligera caída de presión entre la descarga del compresor y la entrada a la válvula de expansión (condensador) y entre la salida de la válvula de expansión y la aspiración del compresor (evaporador); todo esto por efecto de las pérdidas debidas a la fricción en tuberías y accesorios por donde fluye el refrigerante.
- b) El proceso de compresión no es adiabático ni reversible. Generalmente se producirá una pérdida de rendimiento debida al rozamiento del émbolo en el cilindro.
- c) El vapor que sale del evaporador generalmente está recalentado. Esto hace posible un control automático de la válvula de expansión y también aumenta el rendimiento del compresor, ya que ahora con el líquido recalentado la compresión es seca, o sea, sin la presencia de gotas de refrigerante que dañen al compresor.
- d) El líquido que sale del condensador está ligeramente

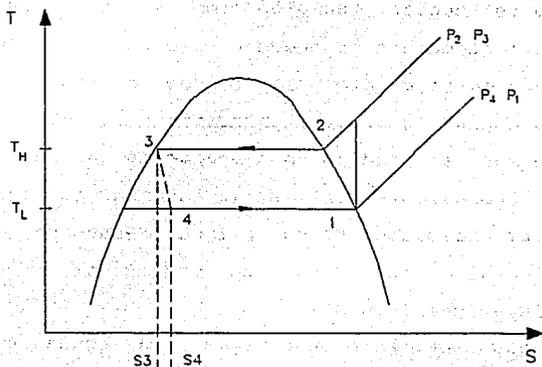
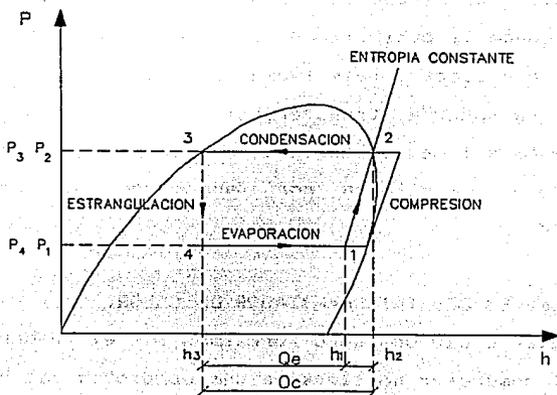


FIG. 12.5 DIAGRAMA P-h Y T-s DE UN CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR (PRACTICO SIMPLE)

subenfriado, es decir, por debajo de la temperatura de saturación correspondiente a su presión. (Esto mejora el CoP y reduce la posibilidad de formación de vapor en la tubería que llega a la válvula de expansión).

- e) Existe una pequeña transferencia de calor no deseada procedente del medio ambiente a todas las partes del circuito que funcionan por debajo de la temperatura ambiente.

12.6.2.7 EMPLEO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Cualquier ciclo operando normalmente, el vapor en la succión del compresor no llega en una condición saturada. Se produce un supercalentamiento en el vapor después de que el proceso de evaporación a sido completado en el evaporador y/o en la línea de succión, tan bien como en el compresor. Si este supercalentamiento se produce sólo en el evaporador, se está haciendo enfriamiento útil porque se está removiendo calor de la carga o producto, en adición al calor que fue retirado durante el proceso de evaporación. Ahora, donde se produce el supercalentamiento en la tubería de succión por medio del intercambiador de calor líquido-succión, este calor añadido al vapor será benéfico porque él producirá el subenfriamiento del líquido.

El líquido caliente que sale del condensador puede subenfriarse mediante un intercambiador de calor, poniendo en comunicación térmica con el vapor frío que sale del evaporador. Así el calor del líquido se transfiere al vapor en la succión más fría que viaja del evaporador al compresor.

Aunque se obtiene cierta mejora del rendimiento, las ventajas de esta modificación son estrictamente prácticas:

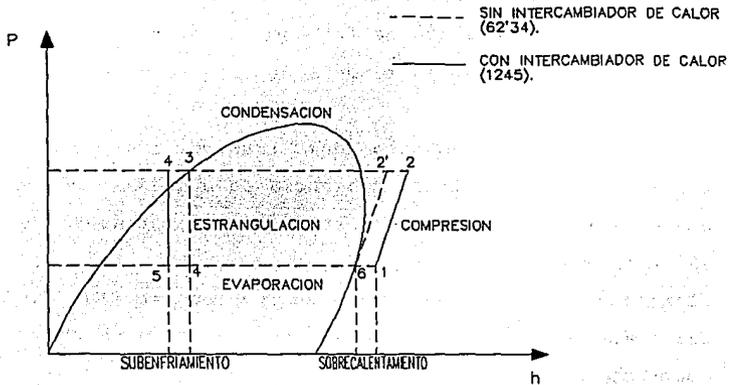
- a) Para un índice de enfriamiento determinado (Q_e) existe un menor caudal de refrigerante. Aunque aumenta el efecto refrigerante la adición de trabajo al compresor es mayor.
- b) Menos evaporación en la tubería de líquido cuando ésta es muy extensa.
- c) Con el subenfriamiento del líquido que sale del condensador, se evita la presencia de burbujas de vapor que obstruyan el flujo de refrigerante a través de la válvula de expansión.
- d) Eliminación de pequeñas gotas de líquido en la entrada del compresor, debido a que el vapor a la entrada del compresor está recalentado.

La figura 12.6 muestra a) dos ciclos de refrigeración superpuestos: con y sin intercambiador de calor y b) el diagrama de refrigeración con intercambiador de calor.

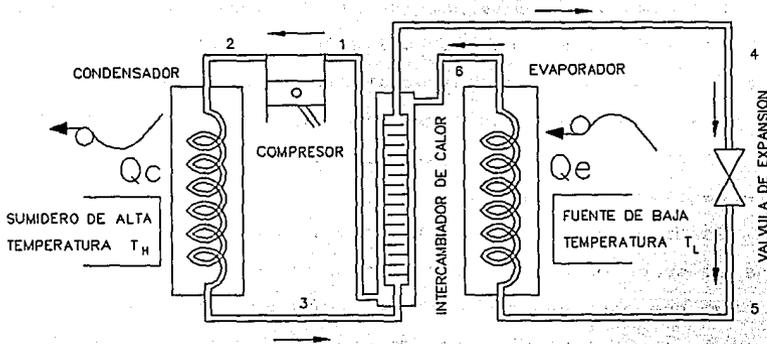
Los cambios de entalpía $h_4 - h_3$ y $h_1 - h_6$ tienen lugar en los lados de líquido caliente y vapor frío del intercambiador de calor respectivamente; los caudales másicos son iguales en ambos lados $h_3 - h_4 = h_1 - h_6$ (despreciando las pérdidas de calor externas o las ganancias en el intercambiador de calor).

Es de notar que el efecto refrigerante por unidad de masa es superior cuando se emplea un intercambiador de calor. De modo que para una potencia de refrigeración determinada, el ciclo con intercambiador de calor tiene un caudal de refrigerante inferior.

Por otra parte, como la compresión es isoentrópica, debido a la divergencia de las líneas de entropía constante, el trabajo del compresor es superior cuando existe intercambiador de calor.



a)



b)

FIG. 12.6 a) COMPARACION DE LOS CICLOS DE REFRIGERACION: SATURADO SIMPLE SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR CON UNO QUE UTILIZA CAMBIADOR DE CALOR. Y b) DIAGRAMA DE REFRIGERACION CON INTERCAMBIADOR DE CALOR

Hay muy poca diferencia entre los COPs desde el punto de vista teórico.

12.7 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

La unidad de refrigeración del laboratorio fue diseñada para demostrar el funcionamiento de una planta de refrigeración por compresión de vapor.

En la figura 12.7 se muestra un esquema de la unidad de refrigeración, donde se encuentran los *diagramas de flujo del refrigerante y del agua de enfriamiento* del condensador. El compresor es accionado por un motor eléctrico por medio de poleas y bandas; el condensador es enfriado por agua logrando con ello dos objetivos: primero, que sea muy compacto y segundo que pueda realizarse un balance térmico en el equipo con bastante exactitud mediante un medidor de flujo de agua (rotámetro). Después del condensador el refrigerante llega a una válvula desviadora que permite la operación de la unidad con o sin *intercambiador de calor*. Antes de entrar a la válvula de expansión se encuentra un medidor de flujo de refrigerante y posteriormente entra al evaporador en donde la carga de refrigeración se suministra mediante una resistencia eléctrica (la medición precisa de la carga de refrigeración se realiza mediante un amperímetro y un voltmetro). El equipo responde rápidamente a cambios de carga y se estabiliza en 2 ó 3 minutos después de modificar las condiciones de operación. Posteriormente el líquido pasa por el intercambiador de calor que puede estar o no en operación y finalmente, llegará al compresor completándose así el ciclo.

Un termómetro electrónico, por medio de termopares y cuatro escalas de medición se emplea para la medición de las

temperaturas en los diferentes puntos de interés del ciclo.

La presión del evaporador se controla automáticamente con la válvula de expansión termostática, aumentando cuando la carga de refrigeración crece y, la presión en el condensador es controlada por el flujo de agua de enfriamiento, decreciendo al aumentar el flujo de ésta.

12.7.1 CARACTERISTICAS Y FUNCION DE LOS ELEMENTOS QUE INTEGRAN LA UNIDAD.

Refrigerante utilizado.....R12

Potencia de refrigeración.....1400 W máximo (varía con la presión del evaporador y del condensador)

Temperatura de evaporación....-40 °C a 10 °C

Temperatura de condensación.. 50 °C máximo

Potencia de calentamiento... .1600 W máximo
(al agua de refrigeración)

Motor Eléctrico.....Potencia nominal en el eje 370 W.
montado sobre muñones que permiten medir la potencia en el eje.

Compresor.....Accionado mediante bandas por el motor eléctrico: dos cilindros, 40 mm de diámetro y 30 mm de carrera.
Cilindrada 75.5 cm³/rev. Velocidad 460 rpm (nominal).

Condensador.....Tipo de carcasa y serpentín (flujo en el serpentín: agua). superficie de transferencia de calor 0.075 m².
Dotado de mirilla de cristal para observar el nivel del líquido R12.

- Intercambiador de calor..De tubos concéntricos, con superficie extendida en el lado del vapor recalentado. Dispuesto en contracorriente.
- Válvula de expansión....Controlada termostáticamente por el recalentamiento a la salida del evaporador. El grado de recalentamiento puede ajustarse manualmente mediante un reóstato.
- Evaporador.....Intercambiador de calor compacto, un solo paso. Carga de refrigeración suministrada por elemento calefactor eléctrico.
- Medida de temperatura...Termómetro electrónico "Comark". Indica (por medio de termopares) las temperaturas en los puntos de mayor interés.
- Medida de presión.....Manómetros para indicar presiones del refrigerante y del agua de refrigeración.
- Medida de la potencia ...Torsiómetro para el par del motor, en el eje.
- Medida de la potencia...Voltímetro y Amperímetro para medir: eléctrica
I) Consumo eléctrico del motor.
II) Entrada de calor al evaporador.
- Medida de la velocidad...Tacómetro de mano para las velocidades del compresor y el motor
- Seguridad.....Interruptor de corte por alta presión, que desconecta todo el

suministro eléctrico si la presión del condensador rebasa 15 bar.

Interruptor de temperatura que corta la alimentación eléctrica al evaporador si la temperatura sobrepasa 40 °C.

Lámparas avisadoras de neón con fusible 2KW CA.

Servicios necesarios.....Aqua de refrigeración del condensador 0.05 l /s bajo presión de 20 m columna de agua.

Dimensiones.....0.92 m de ancho x 0.46 m de fondo x 1.25 m de altura.

Peso.....60 Kg.

12.8 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

Para evaluar el funcionamiento de la unidad bajo diferentes condiciones de operación, se utilizarán todas las variables indicadas en la tabla 12.1 de toma de lecturas como se mencionó en actividades a realizar.

12.8.1 CONDICIONES DE OPERACION.

- a) Mantener constante la presión en el condensador (9 bar aproximadamente). Se logra regulando el flujo de agua de enfriamiento.
- b) Hacer la primer prueba con intercambiador de calor (lectura 1) y luego sin intercambiador de calor (lectura 2) con una potencia eléctrica de 300 W (suministrados al evaporador).
- c) Para las siguientes dos pruebas incrementar en 300 W

progresivamente la potencia eléctrica.

- d) Asegúrese de tomar las lecturas una vez que la unidad se encuentre estable (cuando ya no haya variación en las lecturas).

12.8.2 ENTALPIAS ESPECIFICAS.

Las entalpías específicas deberán determinarse a partir del diagrama P-h que se anexa (en KJ/Kg), para los seis puntos del ciclo. Tomar en cuenta que cuando no esté operando el intercambiador de calor, la diferencia entre las entalpías 3-4 y 6-1 se deberá tomar en cuenta por mínima que sea.

12.8.3 SECUENCIA DE CALCULO.

12.8.3.1 ENTALPIAS ESPECIFICAS. h_1 , h_2 , h_3 , h_4 , h_5 Y h_6

Anote los valores en Tabla 12.2.

12.8.3.2 BALANCES DE ENERGIA.

- a) Compresor. Determinar el calor perdido $Q_p \text{ comp.}$

$$\dot{m}_r h_1 + \dot{w}_{fc} = \dot{m}_r h_2 + Q_p \text{ comp.}$$

$$Q_p \text{ comp.} = \dot{m}_r (h_1 - h_2) + \dot{w}_{fc}$$

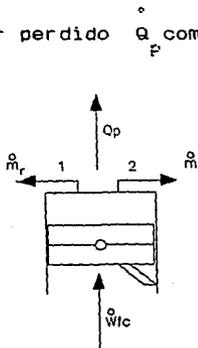
Donde:

$Q_p \text{ comp.}$ - Calor perdido [W]

\dot{m}_r - Flujo de refrigerante [Kg/s]

\dot{w}_{fc} - Potencia al freno del compresor [W]

$$\dot{w}_{fc} = \dot{w}_{fm} = 0.15 F \frac{2\pi Nm}{60} \quad [W]$$



Nm - RPM motor

$$Nm = 3.5 \text{ Nc}$$

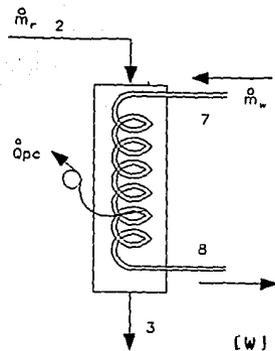
b) Condensador.

$$Q_{pc} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) + \dot{m}_v C_{p,v} (T_7 - T_8)$$

Determinar:

Q_{pc} - Calor perdido

$C_{p,v}$ - Calor específico del agua (4.186 KJ/Kg °C)



c) Evaporador.

c.1) Potencia o carga de refrigeración.

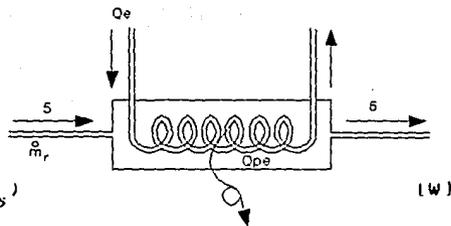
$$Q_e = V_e I_e \quad [W]$$

c.2) Energía absorbida por el refrigerante en el evaporador.

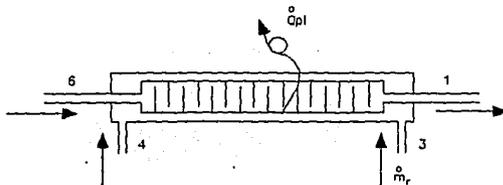
$$E_e = \dot{m}_r (h_6 - h_5)$$

c.3) Calor perdido.

$$Q_{pe} = Q_e + \dot{m}_r (h_5 - h_6)$$



d) Intercambiador de calor.



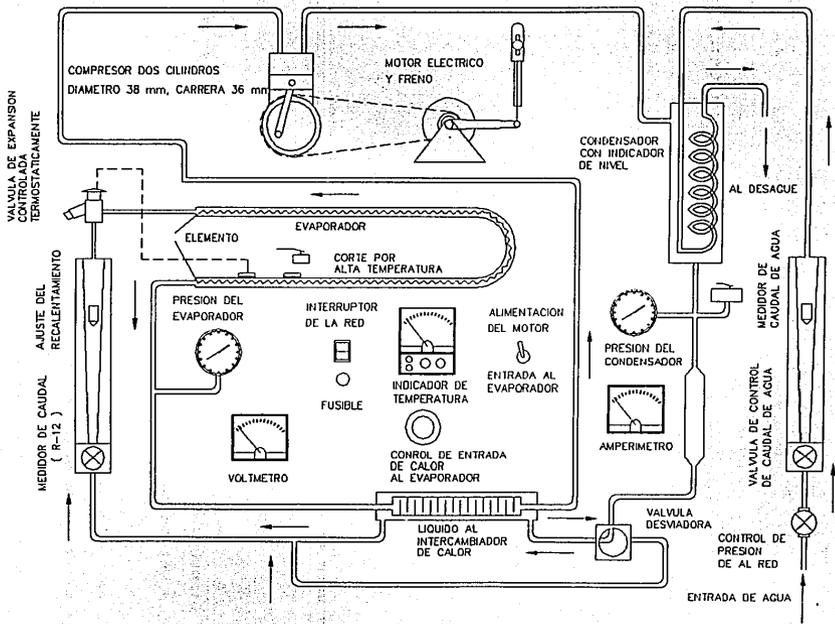


FIG. 12.7 ESQUEMA DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION DEL LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS

Determinar para las pruebas con intercambiador de calor:

Calor perdido.

$$Q_{p1} = \dot{m}_r [(h_2 - h_1) + (h_3 - h_4)] \quad (W)$$

12.8.3.3 COEFICIENTE DE OPERACION DEL REFRIGERADOR (COP).

1) En base a la potencia absorbida por el motor eléctrico

$$COP_1 = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_m} = \frac{V I_e}{\dot{W}_m}$$

$$\dot{W}_m - \text{Potencia del motor} = V_m I_m (0.57) \quad (W)$$

2) En base a la potencia al freno (\dot{W}_{fm})

$$COP_2 = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{fm}}$$

3) En base al ciclo ideal con compresión isoentropica.

$$COP_3 = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1}$$

El punto 2s se determina del diagrama P-h con la misma presión del punto 2 y la misma entropía del punto 1.

4) En base al ciclo inverso de Carnot. funcionando entre las mismas temperaturas de saturación.

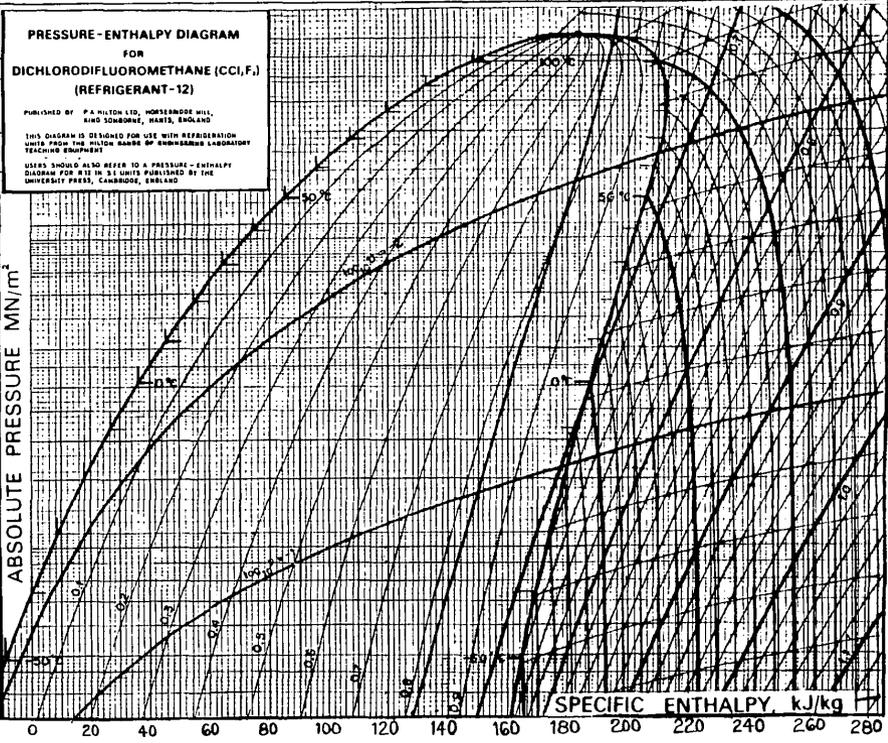
$$COP_4 = \frac{T_B}{T_A - T_B} \quad (T \text{ en } ^\circ K)$$

La temperatura T_B (baja) es la temperatura de saturación a la presión (absoluta) del evaporador y la T_A (alta) es la temperatura de saturación a la presión (absoluta) del condensador, obtenidas de tablas o del diagrama P-h.

12.8.3.4 GRAFICAS.

Deberán dibujarse las siguientes gráficas en hojas milimétricas tamaño carta.

- a) Potencia de refrigeración vs temperatura de entrada al evaporador.
- b) Flujo de refrigerante vs potencia de refrigeración.
- c) Coeficiente de operación vs temperatura de entrada al evaporador.
- d) Dar sus conclusiones.



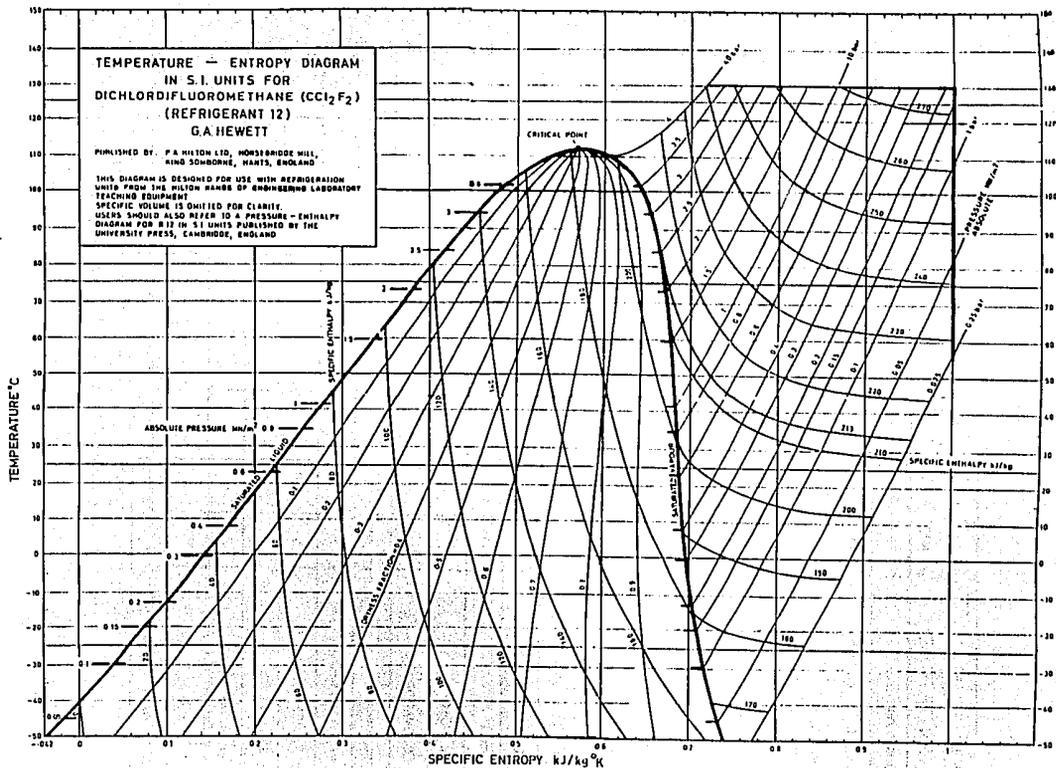


TABLA 12.1 TABLA DE LECTURAS.

TABLA TOMA DE LECTURAS									
CONCEPTO		CLAVE	UNDADES	A 300 WATTS		A 600 WATTS		A 900 WATTS	
				1	2	3	4	5	6
TEMP. (ENTRADAS)	COMPRESOR	T1	°C						
	VALV. DE EXPANSION	T4	°C						
	EVAPORADOR	T5	°C						
	AGUA CONDENSADOR	T7	°C						
TEMP. (SALIADS)	AGUA CONDENSADOR	T2	°C						
	COPPRESOR	T3	°C						
	EVAPORADOR	T6	°C						
	AGUA CONDENSADOR	T8	°C						
PRESION	EN EL CONDENSADOR	Pc	bar						
	EN EL EVAPORADOR	Pe	bar						
FLUJO	DE REFRIGERANTE	m _r	kg/s						
	DE AGUA	m _w	kg/s						
CORRIENTE	EN EL MOTOR	I _m	A						
	EN EL EVAPORADOR	I _e	A						
VOLTAGE	EN EL MOTOR	V _m	V						
	EN EL EVAPORADOR	V _e	V						
VELOCIDAD	DEL COMPRESOR	N _c	rpm						
	DEL MOTOR	N _m	rpm						
FUERZA	EN EL DINAMOMETRO	F	N						
	DE FRICCION	F _f	N						
OTRO	INTERCAMBIADOR DE CALOR	si/no		SI	NO	SI	NO	SI	NO

TABLA 12.2 ENTALPIAS ESPECIFICAS.

ENTALPIAS ESPECIFICAS (KJ/Kg)						
No.	h1	h2	h3	h4	h5	h6
1						
2						
3						
4						
5						
6						

REFERENCIA DE LA TABLA ANTERIOR.

ENTALPIAS ESPECIFICAS (KJ/Kg)	
h _{2s}	VEASE PUNTO 12.8.3.3
h ₁	ENTALPIA A LA ENTRADA DEL COMPRESOR.
h ₂	ENTALPIA A LA SALIDA DEL COMPRESOR.
h ₃	ENTALPIA A LA SALIDA DEL CONDENSADOR.
h ₄	ENTALPIA A LA ENTRADA DE LA VALVULA DE EXPANSION.
h ₅	ENTALPIA A LA SALIDA DE LA VALVULA DE EXPANSION. (ENTRADA DEL EVAPORADOR).
h ₆	ENTALPIA A LA SALIDA DEL EVAPORADOR.

TABLA 12.3 TABLA DE RESULTADOS.

ELEMENTO	PARAMETRO EVALUADO	NOVENCLATURA	INTERCAMBIADOR DE CALOR											
	DESCRIPCION	UNIDADES	SI	1	NO	2	SI	3	NO	4	SI	5	NO	6
COMP.	CALOR PERDIDO EN EL COMPRESOR	Qp cond.												
		[W]												
COND.	CALOR PERDIDO EN EL CONDENSADOR	Qp cond.												
		[W]												
EVAPORADOR	POTENCIA O CARGA DE REFRIGERACION	Qe												
		[W]												
	ENERGIA ABSORBIDA POR EL REFRIGERANTE	Qevap.												
		[W]												
	CALOR PERDIDO EN EL INTERCAMBIADOR	Qpi												
	[W]													
	CALOR PERDIDO	Qpe												
	[W]													
COEFICIENTES DE OPERACION DE REFRIGERACION (COPs)														
EN BASE A LA POTENCIA ABSORBIDA POR EL MOTOR ELECTRICO	COP ₁													
	ADIMENSIONAL													
EN BASE A LA POTENCIA AL FRENO	COP ₂													
	ADIMENSIONAL													
EN BASE AL CICLO IDEAL CON COMPRESION ISENTROPICA	COP ₃													
	ADIMENSIONAL													
EN BASE AL CICLO INVERSO DE CARNOT FUNCIONANDO ENTRE LAS MISMAS TEMPERATURAS DE SATURACION	COP ₄													
	ADIMENSIONAL													

PRACTICA No. 13

EQUIPO DE
AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

		Página
13.1	OBJETIVO.....	472
13.2	ACTIVIDADES A REALIZAR.....	472
13.3	EQUIPO Y MATERIAL.....	472
13.4	INTRODUCCION.....	473
13.5	DEFINICION DE CONCEPTOS.....	474
13.6	TEORIA GENERAL.....	474
13.6.1	PROPIEDADES DE LA MEZCLA AIRE-VAPOR.....	474
13.6.1.1	HUMEDAD RELATIVA.....	475
13.6.1.2	HUMEDAD ESPECIFICA.....	475
13.6.1.3	GRADO DE SATURACION.....	476
13.6.1.4	TEMPERATURA DE ROCIO.....	477
13.6.1.5	TEMPERATURA DE BULBO SECO.....	477
13.6.1.6	TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.....	478
13.6.1.7	VOLUMEN ESPECIFICO.....	478
13.6.1.8	ENTALPIA ESPECIFICA.....	478
13.6.1.9	TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA....	478
13.7	CARTA PSICROMETRICA.....	479
13.7.1	PROCESOS PSICROMETRICOS FUNDAMENTALES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.....	481
13.7.1.1	CALENTAMIENTO SENSIBLE.....	481
13.7.1.2	ENFRIAMIENTO SENSIBLE.....	481
13.7.1.3	CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.....	482
13.7.1.4	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.....	483
13.7.1.5	ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION.....	484
13.7.1.6	HUMIDIFICACION.....	484
13.7.1.6.1	METODOS DE HUMIDIFICACION.....	485
13.7.1.7	DESHUMIDIFICACION.....	485

13.7.1.7.1	METODOS DE DESHUMIDIFICACION.....	486
13.8	DESCRIPCION DEL EQUIPO.....	486
13.9	DESARROLLO DE LA PRACTICA.....	489
13.9.1	PROCESO DE CALENTAMIENTO SENSIBLE.....	489
13.9.2	PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.....	490
13.9.3	PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.....	491
13.9.4	PROCESO DE CALENTAMIENTO, HUMIDIFICACION Y RECALENTAMIENTO.....	493
13.9.5	EFFECTO DE LA VELOCIDAD DE ASPIRACION... SOBRE LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO....	493
	CARTA PSICROMETRICA (GRAFICO).....	495
	DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA (REFRIGERANTE R12).....	496
	TABLAS DE LECTURAS.....	497
	TABLA DE RESULTADOS.....	498

EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

13.1 OBJETIVO.

El objetivo de esta práctica es que el alumno pueda obtener con un equipo de laboratorio, los procesos psicrométricos comúnmente utilizados en el acondicionamiento de aire.

13.2 ACTIVIDADES A REALIZAR.

- 1.- Obtener y evaluar en el equipo de aire acondicionado los siguientes procesos psicrométricos:
 - a) Calentamiento sensible.
 - b) Enfriamiento sensible.
 - c) Enfriamiento y deshumidificación.
 - d) Calentamiento, humidificación y recalentamiento.
- 2.- Determinar θ , ω , h , y v en cada punto de los procesos anteriores. Dibuje el proceso en la carta psicrométrica.

13.3 EQUIPO Y MATERIAL.

- 1 Unidad de acondicionamiento de aire.
- 6 Termómetro de bulbo seco.
- 3 Termómetro de bulbo húmedo.
- 1 Matraz de 1000 ml.
- 1 Cronómetro.
- 1 Tacómetro.

13.4 INTRODUCCION.

La necesidad de tener un espacio con condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas, se satisface formando uno o varios procesos psicrométricos simultáneamente, de acuerdo al problema específico de acondicionamiento de aire que se requiera.

El acondicionamiento de aire se efectúa principalmente para las aplicaciones siguientes:

- a) Industria
- b) Comodidad y bienestar

Las aplicaciones más importantes del acondicionamiento de aire industrial son: para la obtención de productos químicos, elaboración de dulces y chocolates, dentro de la industria alimenticia y textil, cuarto para computadores electrónicos, etc.

El acondicionamiento de aire para comodidad y bienestar es suministrado a oficinas, hospitales, hoteles, restaurantes, tiendas de autoservicio, cines, teatros, salones de baile, centros de convenciones, escuelas, residencias, etc.

Cada una de las aplicaciones anteriores, requiere de condiciones específicas de temperatura, humedad, flujo y distribución de aire, mismas que pueden ser satisfechas con diferentes equipos de acondicionamiento de aire. En estos equipos se realiza uno o una combinación de varios procesos psicrométricos, a fin de obtener los resultados esperados.

Por lo tanto, es importante el conocimiento de los procesos que se requieran y de los cambios que va sufriendo el aire a través de ellos.

13.5 DEFINICION DE CONCEPTOS.

Los conceptos empleados en el aire acondicionado se describen en el siguiente capítulo.

13.6 TEORIA GENERAL.

13.6.1 PROPIEDADES DE LA MEZCLA AIRE-VAPOR.

El aire de nuestro alrededor es una mezcla de gases, en donde uno de sus componentes, el vapor de agua, puede pasar a otra fase al variar la temperatura; por lo que, la cantidad de vapor de agua que existe en el aire húmedo, depende de la temperatura y de la presión total de la mezcla.

Si el aire húmedo se encuentra a presiones relativamente cercanas a la atmosférica, sus componentes son considerados como gases perfectos.

Según la ley de Dalton, cada gas separado de la mezcla gaseosa se comporta como si solo, medido a la temperatura y en el volumen de la mezcla.

Dicho de otra manera, la suma de las presiones parciales de los gases que se encuentran en la mezcla, es igual a la presión total de la mezcla.

$$P = P_a + P_v$$

En donde:

P_a - Presión parcial del aire seco.

P_v - Presión parcial del vapor de agua.

P - Presión total de la mezcla.

La presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo no puede ser mayor que la presión de saturación a la temperatura del aire húmedo. Es decir:

El aire húmedo en que $P_v \leq P_s$ es no saturado y cuando $P_v = P_s$ es saturado.

13.6.1.1 HUMEDAD RELATIVA (θ)

A la relación entre la presión parcial de vapor de agua en el aire y la presión de saturación del vapor a esa misma temperatura se le conoce como humedad relativa. Es decir:

$$\theta = \frac{P_v}{P_s} \times 100 \quad \text{o bien} \quad \theta = \frac{P_v}{P_s} = \frac{\frac{R_v T}{V_v}}{\frac{R_v T}{V_s}} = \frac{V_s}{V_v} = \frac{P_v}{P_s}$$

Si $P_v = P_s$, el aire húmedo se satura y la humedad relativa será del 100%.

13.6.1.2 HUMEDAD ESPECIFICA (ω)

Es la cantidad de masa de vapor de agua contenido en el aire húmedo; es una relación entre los componentes de la mezcla, es decir, vapor de agua y aire seco.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad \text{y sabemos que} \quad m_v = \frac{V_v}{V_v} : m_a = \frac{V_a}{V_a}$$

$$\omega = \frac{\frac{V_v}{V_v}}{\frac{V_a}{V_a}}$$

De acuerdo a la Ley de Dalton, el volumen y temperatura son los mismos para ambos constituyentes (vapor de agua y aire seco).

$$V_v = V_a$$

$$\omega = \frac{V_a}{V_v}$$

De la ecuación general de los gases

$$\omega = \frac{\frac{R_a T}{P_a}}{\frac{R_v T}{P_v}} = \frac{R_a P_v}{R_v P_a}$$

$$R_a = 287.0 \text{ [J/Kg}^\circ\text{K]}$$

$$R_v = 461.0 \text{ [J/Kg}^\circ\text{K]}$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_a}$$

donde:

$$P = P_v + P_a$$

$$P_a = P - P_v$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

(humedad específica)

$$\omega_s = 0.622 \frac{P_s}{P - P_s}$$

(humedad de saturación)

13.6.1.3 GRADO DE SATURACION (M)

Se conoce como grado de saturación (M), la relación entre la humedad específica del aire y la correspondiente al aire saturado.

$$M = \frac{\omega}{\omega_s} = \frac{0.622 \frac{P_v}{P - P_v}}{0.622 \frac{P_s}{P - P_s}} = \frac{P_v (P - P_s)}{P_s (P - P_v)} = \theta \frac{(P - P_s)}{(P - P_v)}$$

Si los valores de P_s y P_v son pequeños con relación al grado de saturación, entonces M es aproximadamente igual a la humedad relativa.

13.6.1.4 TEMPERATURA DE ROCIO (T_r)

Es la temperatura de saturación a la cual tiene lugar la condensación del vapor de agua, para un estado de humedad y presión dadas. Si desciende la temperatura del aire no saturado, conservando constante la presión, se llegará al estado de saturación. Ver figura 13.1.

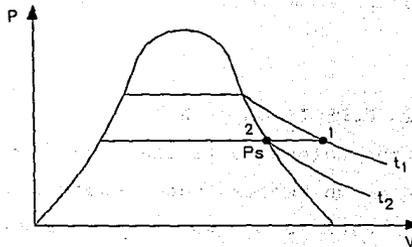


Fig. 13.1

El vapor de agua recalentado se enfría desde t_1 hasta t_2 , y la presión de vapor será la misma que la presión de saturación. La temperatura a la cual la presión P_v se hace igual a P_s se llama *punto de rocío*.

13.6.1.5 TEMPERATURA DE BULBO SECO (T_{bs})

Esta temperatura es medida con un termómetro ordinario y representa el *calor sensible del aire*.

13.6.1.6 TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (T_{bh})

Es la *temperatura que resulta de la evaporación del agua* y es medida con un termómetro que tiene cubierto el bulbo sensor por una gasa o franela húmeda; a este termómetro se le hace pasar la corriente del aire que se desea medir.

La temperatura termodinámica de bulbo húmedo depende de velocidades de transferencia de calor y masa, además es de un valor aproximado a la temperatura de saturación adiabática.

13.6.1.7 VOLUMEN ESPECIFICO (U)

Es el volumen de la mezcla por unidad de masa de aire seco.

13.6.1.8 ENTALPIA ESPECIFICA (h)

Es el valor que determina la *cantidad de calor añadido o retirado* del aire en un proceso dado. Energía correspondiente a los componentes aire seco y vapor de agua de la mezcla.

13.6.1.9 TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA ($T_{sat ad.}$)

Si una mezcla de aire-vapor de agua se pasa a través de un ducto aislado y se pone en contacto con una superficie de agua, la humedad de la mezcla se incrementa hasta saturarse. Si la mezcla tiene una humedad relativa menor a la saturación, existe una evaporación del agua, y al mismo tiempo, la temperatura de la mezcla disminuye puesto que el calor latente de vaporización del agua líquida proviene de la mezcla.

La temperatura de la mezcla a la salida del ducto se conoce como temperatura de saturación adiabática. La temperatura de saturación adiabática depende de la

temperatura inicial del aire, del contenido inicial de humedad y de la presión barométrica; se puede determinar igualando el calor latente ganado por el aire con el calor sensible perdido.

$$(\omega_s - \omega) hfg = (T - T_{sat \text{ ad.}}) C_p$$

$$T_{sat \text{ ad.}} = T - \frac{(\omega_s - \omega) hfg}{C_p}$$

De la ecuación anterior:

T - Temperatura inicial

$T_{sat \text{ ad.}}$ - Temperatura de saturación adiabática

ω - Humedad específica inicial

ω_s - Humedad de saturación

hfg - Calor latente a $T_{sat \text{ ad.}}$

C_p - Calor específico inicial de la mezcla.

13.7 CARTA PSICROMETRICA.

El conocimiento de los procesos que se realizan con la mezcla aire seco-vapor de agua, se facilita con la ayuda del diagrama psicrométrico, éste, ofrece un método rápido y conveniente para averiguar las propiedades de las mezclas de aire seco-vapor de agua.

El diagrama psicrométrico es una representación gráfica de las propiedades del aire húmedo bajo distintas condiciones de temperatura y humedad, en él se observan los siguientes parámetros:

TEMPERATURA DE BULBO SECO (T_b) Está representada en la carta por las líneas verticales.

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (T_{bh}) La escala de la temperatura húmeda se encuentra sobre la línea de saturación, que es la curva del lado izquierdo del diagrama y en ese punto es igual a la T_b y T_r . Las líneas que la representan se localizan desde la parte superior izquierda a la inferior derecha de la carta.

HUMEDAD ESPECIFICA (ω) Está representada por líneas horizontales. Su escala se encuentra en la línea vertical del lado derecho.

HUMEDAD RELATIVA (ϕ) Es representada por líneas curvas que van desde un 10% hasta la línea de saturación, o sea, el 100%.

VOLUMEN ESPECIFICO (U) Es representado por las líneas inclinadas, que parten de la línea horizontal inferior hasta la línea de saturación.

ENTALPIA ESPECIFICA (h) Está representada en la escala que aparece inmediatamente arriba de la línea de saturación.

TEMPERATURA DE ROCIO (T_r) Una vez determinado un punto en la carta psicrométrica, la temperatura de rocío se localiza prolongando una línea horizontal hacia el lado izquierdo hasta la línea de saturación.

13.7.1 PROCESOS PSICROMETRICOS FUNDAMENTALES DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

En la figura 13.2 se representan los procesos fundamentales de acondicioamiento de aire, y se considera que cada proceso se inicia en la intersección de todas las líneas, siguiendo una dirección como lo indica la flecha.

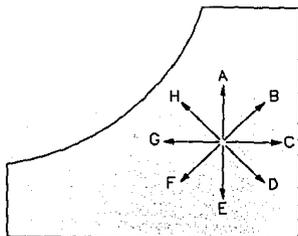


Fig. 13.2

- A Humidificación únicamente
- B Calentamiento y Humidificación
- C Calentamiento Sensible únicamente
- D Deshumidificación Química
- E Deshumidificación únicamente
- F Enfriamiento y Deshumidificación
- G Enfriamiento Sensible únicamente
- H Enfriamiento y Humidificación

13.7.1.1 CALENTAMIENTO SENSIBLE.

Si un flujo de aire es pasado sobre una superficie seca y más caliente (a través de un banco de resistencias o a través de un serpentín de calefacción), entonces el aire absorberá calor elevando sensiblemente su temperatura. Debe observarse que la humedad específica y temperatura de rocío se mantienen constantes, o sea, no se remueve ni se añade humedad durante este proceso. Figura 13.3. (línea A-B).

13.7.1.2 ENFRIAMIENTO SENSIBLE.

El proceso de enfriamiento sensible se lleva a cabo mediante el paso de un flujo de aire a través de una superficie seca y fría (generalmente es un serpentín de enfriamiento): para este proceso no existe variación en la

humedad específica y temperatura de rocío, es decir, permanecen constantes. Figura 13.4 (línea A-B).

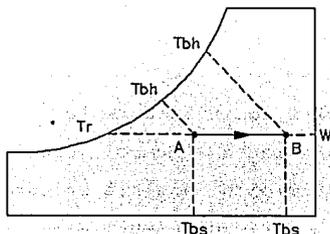


Fig. 13.3

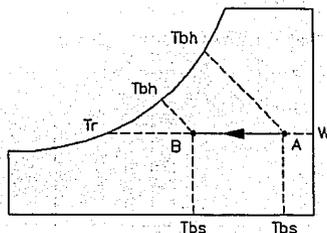


Fig. 13.4

13.7.1.3 CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

El flujo de aire puede ser calentado y humidificado simultáneamente haciéndolo pasar por rociadores, atomizadores o pulverizadores de agua caliente o bien sobre charolas que contengan agua caliente. El agua que se utilice deberá calentarse continuamente durante el proceso a fin de suministrar el calor latente requerido para evaporarla. Durante este proceso, el aire incrementa su humedad específica y entalpía, y la temperatura de bulbo seco aumenta o disminuye según la temperatura inicial del agua y del aire. Este proceso también se puede obtener haciendo pasar el aire por un banco de resistencias eléctricas y posteriormente por una corriente de vapor de agua.

En la figura 13.5 se observa el proceso de calentamiento y humidificación del aire al pasar por una

cámara de rociado, siendo el punto A el estado inicial y el punto B el final. El punto C representa el estado del agua al salir de la cámara de rociado.

13.7.1.4 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

Haciendo pasar el aire sobre superficies frías o a través de rociadores de agua cuya temperatura sea menor que el punto de rocío del aire, éste se enfría y deshumidifica simultáneamente.

En una lavadora de aire, el agua se enfría por medios externos y luego se recircula continuamente en la cámara de rociado.

En un equipo de aire acondicionado convencional, éste proceso se obtiene utilizando un serpentín de refrigeración, cuya temperatura de rocío se encuentra más abajo de la temperatura de rocío de aire inicial.

Este proceso es representado por la curva A-B de la figura 13.6

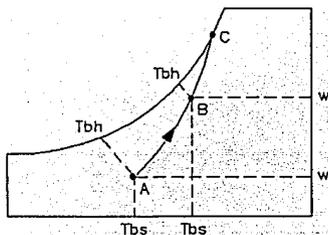


Fig. 13.5

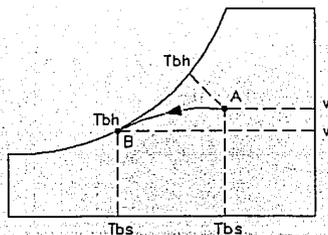


Fig. 13.6

13.7.1.5 ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION.

El aire no saturado se pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica y la temperatura de bulbo seco bajan. Es un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante. Es un caso especial en que se utilizan los equipos evaporativos. Este proceso se obtiene en una lavadora de aire típica, en donde el agua misma sin ser enfriada o calentada se está recirculando continuamente, teniendo un enfriamiento y humidificación del aire al mismo tiempo.

En una lavadora ideal, las temperaturas de rocío y seca, se igualan a la del bulbo húmedo inicial del aire. Figura 13.7.

13.7.1.6 HUMIDIFICACION.

Humedad es la cantidad de agua que siempre está contenida en el aire. La humidificación es un proceso controlado de adición de agua en la mezcla de aire. Como el agua absorbe calor propio del aire, lo cual propicia un descenso de temperatura, es necesario agregar calor de otra fuente a fin de conservar dicha temperatura.

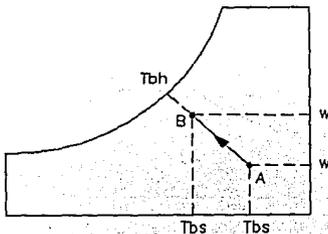


Fig. 13.7

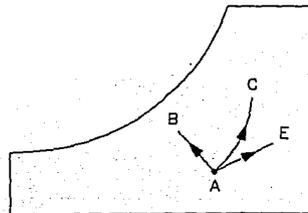


Fig. 13.8

13.7.1.6.1 METODOS DE HUMIDIFICACION.

a) Sistema de riego de agua.

Este sistema está compuesto por espreas y placas eliminadoras que tienen por objeto atrapar las gotas de agua que lleva el aire.

b) Sistema Evaporativo.

La base de este sistema es la evaporación de agua mediante una fuente de calor. Consiste de un recipiente, un flotador y una fuente de calor, que puede ser un serpentín de vapor o agua caliente.

c) Sistema de vapor.

La humidificación por vapor es más recomendable, siempre y cuando se humidifique con vapor seco. Existen varias formas de humidificación con vapor, desde un tubo perforado, hasta humidificadores más elaborados. Los sistemas anteriores se ilustran en la figura 13.8.

A - B Sistema de riego de agua.

A - C Sistema de vapor.

A - E Sistema evaporativo.

13.7.1.7 DESHUMIDIFICACION.

Deshumidificar es reducir el contenido de agua al aire. Los materiales absorbentes utilizados para deshumidificar pueden ser líquidos o sólidos. Los absorbentes funcionan por adsorción de agua sobre la superficie del absorbente o por reacción química con agua (adsorción). Los equipos usados para deshumidificar pueden ser regenerativos y no regenerativos. Para equipos regenerativos el absorbente es

regenerativos. Para equipos regenerativos el absorbente es generalmente la sílica y la alúmina activa. En los equipos no regenerativos, los absorbentes son el cloruro de calcio y el cloruro de sodio o la úrea.

13.7.1.7.1 METODOS DE DESHUMIDIFICACION.

La deshumidificación puede ser realizada por refrigeración, adsorción de líquido o sólido o una combinación de esos sistemas.

La figura 13.9 muestra tres métodos por los cuales se puede realizar deshumidificación con materiales absorbentes.

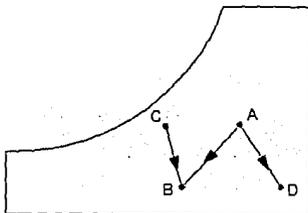


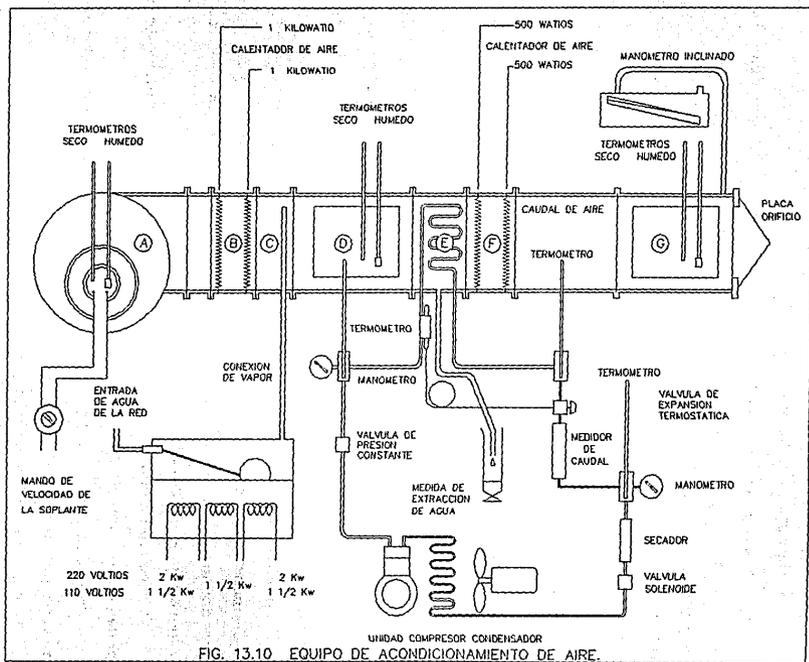
Fig. 13.9

13.8 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

En la figura 13.10 se muestran las partes principales del equipo de acondicionamiento de aire del laboratorio de Máquinas Térmicas.

El equipo está constituido por tres secciones elementales, la sección de ventilación, la sección de calefacción y la sección de refrigeración.

En la sección de ventilación se tiene un ventilador centrífugo de velocidad variable acoplado a un ducto de



sección cuadrada de 254 mm de lado. En la succión del ventilador se localiza un termómetro para temperatura seca y uno para temperatura húmeda.

La sección de calefacción está compuesta por dos bancos de resistencias, un humidificador a base de vapor, un termómetro de bulbo seco y uno de húmedo. El primer banco de resistencias eléctricas está integrado por dos resistencias de 1 KW cada una, mismas que se localizan inmediatamente después del ventilador; el segundo banco de resistencias está integrado por dos resistencias de 1/2 KW cada una, y están localizadas después del serpentín de refrigeración.

El humidificador localizado después del primer banco de resistencias, recibe el vapor que se genera en un recipiente al calentarse el agua por tres resistencias de 1/2 KW.

La sección de refrigeración está constituida por un sistema de refrigeración completo que opera con refrigerante R12. En el interior y la parte de abajo del ducto se encuentra el evaporador del sistema de refrigeración.

La unidad de condensación está formada por el compresor, el condensador enfriado por aire, el medidor de flujo de refrigerante, un manómetro para medir la presión en el evaporador y un manómetro para el condensador.

El equipo cuenta también con un dren para medir los condensados producidos en el evaporador.

Una placa de orificio instalada al final del ducto, permite con ayuda de un manómetro diferencial, medir el flujo de aire a través del ducto.

Los interruptores van montados en dos paneles. El panel izquierdo tiene tres interruptores para el calentador de agua y cuatro para el calentador de aire. El panel derecho tiene

de velocidad.

13.9 DESARROLLO DE LA PRACTICA.

13.9.1 PROCESO DE CALENTAMIENTO SENSIBLE.

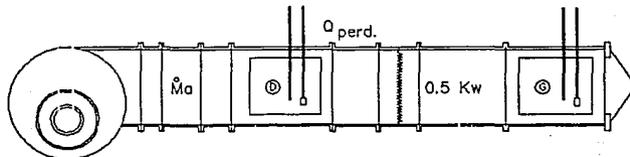


Fig. 13.11

a) Determinar el calor perdido en este proceso. (Fig. 13.11)

$$Q_{sum} = \dot{m}_a (h_a - h_D) + Q_{perd} \quad [\text{KW}]$$

$$Q_{sum} = 0.5 \quad [\text{KW}]$$

$$Q_{perd} = Q_{sum} - \dot{m}_a (h_a - h_D) \quad [\text{KW}]$$

$$\dot{m}_a = (V / v_a) \quad [\text{Ka/h}]$$

$$V = K (T_{abs} / 293)^{0.74} (2gh)^{0.5} \quad [\text{m}^3 / \text{h}]$$

$$K = 37.62$$

$$T_{abs} = T_{gs} + 273 \quad [\text{K}]$$

$$g = 9.81 \quad [\text{m/s}^2]$$

h - Altura del manómetro inclinado [mmH₂O]

h - Altura del manómetro inclinado [mmH₂O]

V - Volumen específico (de carta psicrométrica)
 a

- b) Dibuje en la carta psicrométrica este proceso, determinado ϕ , ω , h y v de ambos puntos.

13.9.2 PROCESO DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE.

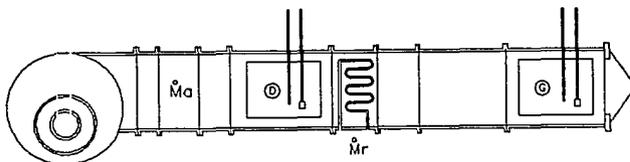


Fig. 13.12

- a) Determinar el índice de transferencia de calor del aire.
(Fig. 13.12).

$$Q_a = \dot{m}_a (h_D - h_D) \quad [\text{KW}]$$

$$\dot{m}_a = (V_D / V_D) \quad [\text{Ka/h}]$$

$$V_D = K (T_{abs} / 293)^{0.74} (2hg)^{0.5} \quad [\text{m}^3 / \text{h}]$$

$$K = 37.62$$

$$T_{abs} = T_{s_D} + 273$$

$$g = 9.81 \quad [\text{m/s}^2]$$

h - Altura del manómetro inclinado [mmH₂O]

V_D - Volumen específico (de carta psicrométrica)

- b) Determinar el índice de transferencia de calor al refrigerante.

$$Q_r = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad [\text{KW}]$$

\dot{m}_r - Flujo de refrigerante [Kg/s]

h_1 - Entalpía específica del refrigerante que sale del evaporador [KJ/Kg]

h_4 - Entalpía específica del refrigerante que entra al evaporador [KJ/Kg]

Las entalpías específicas del refrigerante se localizan en el diagrama P - h del R-12.

- c) Dibuje en la carta psicrométrica este proceso, determinado ϕ , ω , h y v de ambos puntos.

13.9.3 PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION.

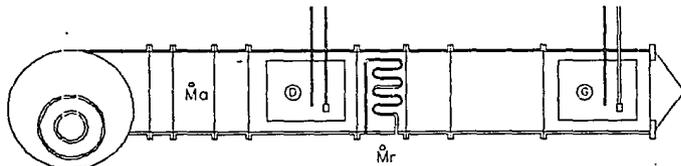


Fig. 13.13

- a) Determinar el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador. (Fig. 13.13)

$$Q_r = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad [\text{KW}]$$

- b) Determinar el calor sensible retirado por el sistema.

$$Q_s = \dot{m}_a (h_a - h_D) \quad [\text{KW}]$$

- c) Determinar el calor latente removido por el sistema.

$$Q_L = \dot{m}_a \lambda (w_G - w_D) \quad [\text{KW}]$$

\dot{m}_a - masa del aire

λ - Calor latente de vaporización del vapor de agua = 2465 [KJ/Kg_{agua}]

w_D - Humedad específica inicial [Kg_{agua} /Kg_{aire}]

w_G - Humedad específica final [Kg_{agua} /Kg_{aire}]

- d) Determinar el calor total retirado por el sistema.

$$Q_t = Q_s + Q_L \quad [\text{KW}]$$

- e) Determinar el factor de calor sensible.

$$\text{FCS} = Q_s / Q_t$$

- f) Dibuje en la carta psicrométrica este proceso, determinado θ , w , h y v de ambos puntos.

13.9.4 PROCESO DE CALENTAMIENTO, HUMIDIFICACION Y RECALENTAMIENTO

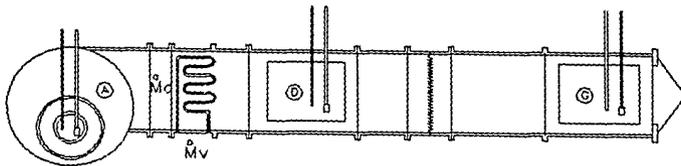


Fig. 13.14

- a) Determinar el calor sensible total suministrado al sistema. (Fig. 13.14)

$$Q_s = \dot{m}_a (h_D - h_A) \quad [\text{KW}]$$

- b) Determinar el calor latente suministrado al sistema.

$$Q_L = \dot{m}_a \lambda (\omega_D - \omega_A) \quad [\text{KW}]$$

- c) Determinar el calor total suministrado al sistema.

$$Q_t = Q_s + Q_L \quad [\text{KW}]$$

- d) Dibuje en la carta psicrométrica este proceso. determinado θ , ω , h y v en los tres puntos.

13.9.5 EFECTO DE LA VELOCIDAD DE ASPIRACION SOBRE LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

Usando sólo el ventilador, obtenga una variedad de velocidades de aire y note el efecto de la velocidad de aspiración sobre la temperatura de bulbo húmedo.

A una temperatura de 24°C de temperatura de bulbo

seco , calcule los valores del anexo de la tabla de toma de lecturas a condiciones de 0% y 50% de saturación. Enseguida, dibuje un gráfico de la velocidad de aspiración contra la temperatura de bulbo húmedo para ambas condiciones e interprételas.

Considere que:

$$V_a = (V / A) \quad [\text{m/s}]$$

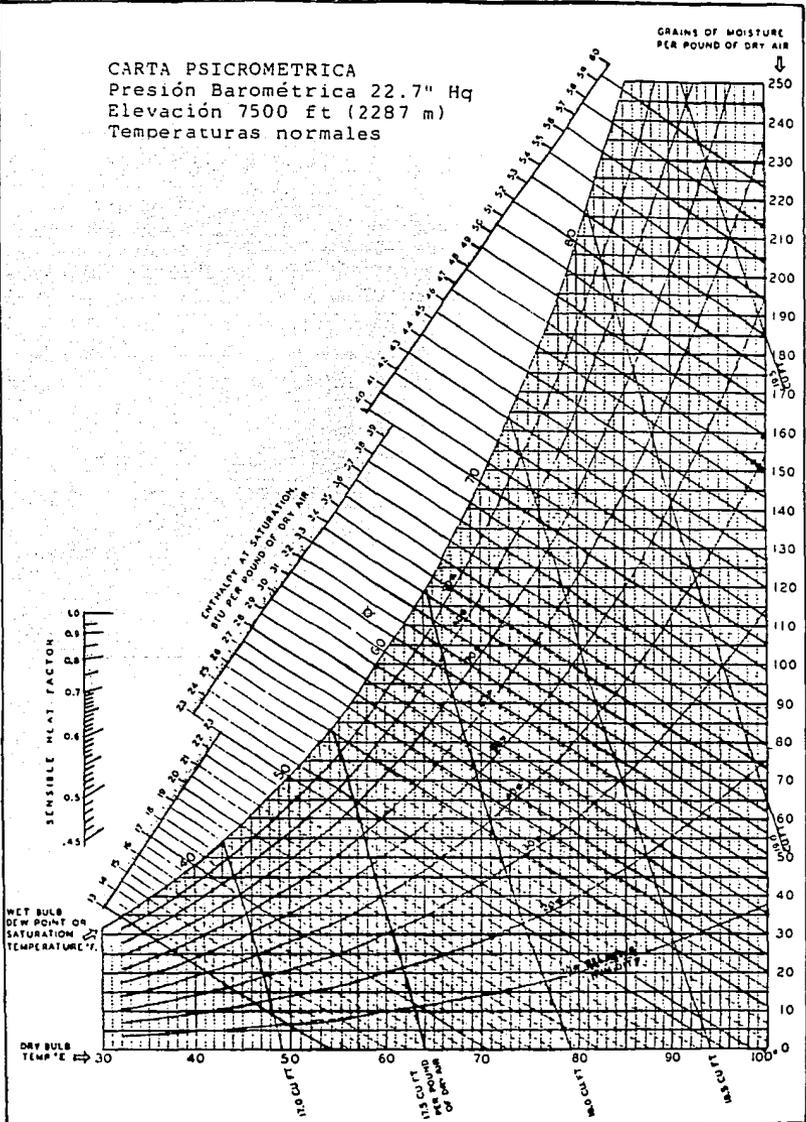
$$V_a - \text{Velocidad de aspiración} \quad [\text{m/s}]$$

$$V = K (T_{\text{bulbo}}/293)^{0.74} (2gh)^{0.5} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$A = 0.0645 \quad [\text{m}^2]$$

Dar conclusiones sobre la práctica.

CARTA PSICROMETRICA
 Presión Barométrica 22.7" Hg
 Elevación 7500 ft (2287 m)
 Temperaturas normales



**PRESSURE - ENTHALPY DIAGRAM
FOR
DICHLORODIFLUOROMETHANE (CCl₂F₂)
(REFRIGERANT-12)**

PUBLISHED BY F. A. MILTON LTD., HEMSTEAD ROAD, WELLS, SOMERSET, ENGLAND

THIS DIAGRAM IS DESIGNED FOR USE WITH REFRIGERATION
UNITS FROM THE HILTON RANGE OF ENGINEERING LABORATORY
TEACHING EQUIPMENT

USERS SHOULD ALSO REFER TO A PRESSURE - ENTHALPY
DIAGRAM FOR R12 IN SI UNITS PUBLISHED BY THE
UNIVERSITY PRESS, CAMBRIDGE, ENGLAND

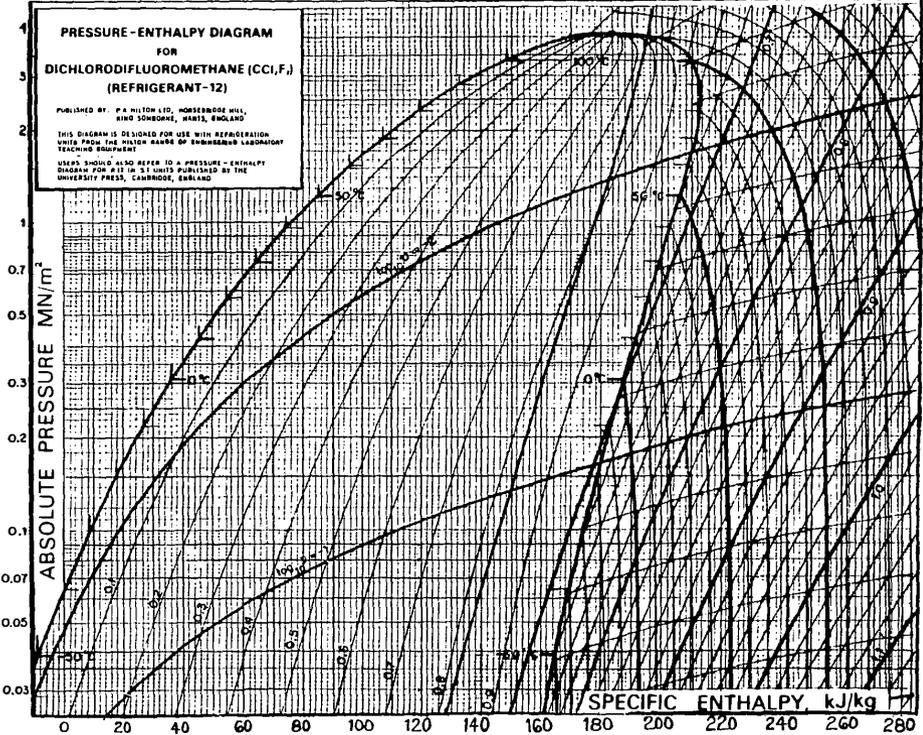


TABLA 13.1 TABLA DE LECTURAS.

LECTURA	UNIDADES	CALENTAMIENTO SENSIBLE	ENFRIAMIENTO SENSIBLE	ENFRIAMIENTO y DESHUMIDIFICACION	CALENTAMIENTO, HUMIDIFICACION RECALENTAMIENTO
T_{bs_A}	$^{\circ}C$				
T_{bh_A}	$^{\circ}C$				
T_{bs_0}	$^{\circ}C$				
T_{bh_D}	$^{\circ}C$				
T_{bs_G}	$^{\circ}C$				
T_{bh_G}	$^{\circ}C$				
h	mmH_2O				
TS EVAP	$^{\circ}C$				
TS COND	$^{\circ}C$				
P EVAP	bar				
P COND	bar				
\dot{m}	Kg/h				

	0 % SAT.			50 % SAT.		
	Tbs	Tbh	h	Tbs	Tbh	h
1						
2						
3						
4						
5						

TABLA 13.2 TABLA DE RESULTADOS.

CALCULO	Q_{perd}	Q_a	Q_r	Q_s	Q_l	Q_t	FCS	ϕ	w	h	v	
UNIDADES	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	%	Kg /Kg	KJ/Kg	m/Kg	
PROCESO REALIZADO	CALENTAMIENTO SENSIBLE							PUNTO INICIAL (D)				
								PUNTO FINAL (G)				
	ENFRIAMIENTO SENSIBLE								PUNTO INICIAL (D)			
									PUNTO FINAL (G)			
	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION								PUNTO INICIAL (D)			
									PUNTO FINAL (G)			
CALENTAMIENTO, HUMIDIFICACION Y RECALENTAMIENTO								PUNTO INICIAL (A)				
								PUNTO INTERMEDIO (D)				
								PUNTO FINAL (G)				

CONCLUSIONES

C O N C L U S I O N E S

Una vez establecidas algunas de las bases fundamentales de la termodinámica en la teoría de cada una de las prácticas, creemos canalizará al alumno a tomar una postura encaminada a la investigación y a la solución de problemas reales ya encontrándose en la Industria.

Los temas expuestos están entre sí íntimamente relacionados en lo teórico-práctico funcional lo que facilita al estudiante adquirir un amplio panorama del uso y manejo de los equipos.

Por tanto de manera global concluimos lo siguiente:

El conocimiento de los Sistemas e Instalaciones de Laboratorio ubican al estudiante sobre la Materia en estudio. Luego, la práctica de la Unidad de Combustión generaliza la comprensión de dichos fenómenos e indica los beneficios que se pueden obtener cuando se realiza eficazmente en los equipos que requieren de ella como fuente de energía; como es el caso concreto de las prácticas de Generador de Vapor y Calorímetros y la de Motor Encendido por Chispa.

Las prácticas en donde el manejo de vapor de agua es fundamental, ya sea para generarlo (Generadores de Vapor y Calorímetros) o donde se utiliza como fluido motriz (Motor de vapor, Ciclo Rankine y Turbina de Vapor) es de primordial importancia su conocimiento pues nos dan las bases acerca del aprovechamiento de las propiedades termodinámicas del vapor de agua correctamente generado. Nótese que para generar el vapor de agua se requiere de la Combustión.

La parte medular de las Máquinas Térmicas es sin lugar a dudas la Transferencia de Calor. Este tema es la base fundamental en cuanto al desarrollo de las prácticas: Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado, Equipo de Radiación y Convección Natural y Equipo de Transferencia de Calor de dos fases. Su estudio proporciona el entendimiento sobre los mecanismos y formas en que el flujo de calor se presenta. El correcto aprovechamiento de la Transferencia de Calor tiene muchas aplicaciones, sin embargo se requiere de otros dispositivos a fin de integrar arreglos completos en beneficio del hombre. Los Generadores de Vapor de Agua, las Torres de Enfriamiento, los equipos de Refrigeración, los Sistemas de Aire Acondicionado y los equipos de Compresión son claros ejemplos de algunos de ellos, de modo que el conocimiento, uso y manejo requiere de atención.

Finalmente diremos que todos los equipos del Laboratorio nos conduce al conocimiento de lo que es una planta de proceso real, pues en ella existen, interconectados de manera adecuada la mayoría de los equipos a los cuales hemos dedicado nuestro estudio.

Por parte nuestra, creemos haber cubierto satisfactoriamente los objetivos inicialmente establecidos, claro sin olvidar de manera especial la colaboración de los profesores de la materia y del Ing. Arquímedes Solís Téllez, ya que gracias a sus sugerencias y consejos fué posible culminar con tan grata labor.

BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A

-Wark, Kenneth.

Termodinámica.

1a. Edición en Español. (Cuarta Edición).

Editorial Interamericana, México, 1984. 905pp.

-Pohlmann, Walter.

Manual de Técnica Frigorífica.

1a. Edición.

Ediciones Omega, España, 1964. 628pp.

-Moring Faires, Virgil / Max Simmanq, Clifford.

Termodinámica.

6a. Edición.

U.T.E.H.A. México.

-Stoecker, W. F.

Refrigeración y Acondicionamiento de Aire.

1a. Edición.

Mc Graw Hill, México, 1981. 406pp.

-Mataix, Claudio.

Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

2a. Edición.

Harla, México, 1982. 660pp.

-Manriquez, Carlos A.

Termodinámica.

1a. Edición.

Limusa, México.

-Manriquez, Carlos A.

Transferencia de Calor.

1a. Edición.

Limusa, México.

-Crane.

Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías.

1a. Edición en Español.

Mc Graw Hill, México, 1987.

-Dossat, R.

Principios de Refrigeración.

C.E.C.S.A., México, 1973.

-Hernández Goribar, E.

Fundamentos de Aire Acondicionado.

Limusa, México, 1975.

-Jennings, B. / Lewis S.

Aire Acondicionado y Refrigeración.

C.E.C.S.A., México, 1975.

-Air Conditioning and Refrigeration Institute.

Refrigeración y Aire Acondicionado.

Prentice Hall Internacional, México, 1979.

-Carrier.

Manual de Aire Acondicionado.

Marcombo S.A., España, 1980.

-Severs, W. H. y Degler H. F.

Energía Mediante el Vapor de Agua, Aire y Gas.

Reverté, España, 1973. 503pp.

-Obert, E.

Motores de Combustión Interna.

CECSA. México, 1970.

-Morse, F. T.

Centrales Eléctricas.

CECSA, México, 1966.

-Angeles Cravioto, Sergio.

Laboratorio de Aire Acondicionado y Refrigeración.

U.N.A.M. 1983.

-Trane.

Air Conditioning Manual.

The trane Company, 1972.

-Angeles Cravioto, Sergio.

Análisis Térmico de Compresores Centrífugos y de
Tornillo para aplicaciones en Aire Acondicionado y
Refrigeración.

U.N.A.M. 1989.

- Prácticas de Laboratorio de Máquinas Térmicas
U.N.A.M. (Facultad de Ingeniería)

- North American Combustion Handbook.
The North American Manufacturing Co.

- Compressor Handbook.
Gulf Publishing Company
Book Division.

- Manual de Operación del Generador de Vapor.
Clayton de México.

- Manual de Laboratorio de la Unidad de Combustión.
Cárdenas Figueroa, Agustín.
U.N.A.M. ENEP-ARAGON.

- Steam Motor Test Set.
Plint and Partners LTD

- Instalación y Puesta en Marcha de la Turbina de Vapor
del Laboratorio de Máquinas Térmicas de la ENEP-Aragón.
García Elizalde, Juan Manuel.
U.N.A.M ENEP-ARAGON.

- Torre de Enfriamiento de Agua.(Notas de funcionamiento).
(Columna evaporadora).
Gerald A. Hewett
P.A. Hilton LTD.

-Cross Flow Heat Exchanger.

Plint and Partners LTD.

Engineers.

-Natural Convection and Radiation Apparatus Handbook.

Plint and Partners LTD.

Engineers.

-Manual de la Unidad de Transferencia de Calor de

Ebullición, H652.

P.A. Hilton LTD.

-Air Conditioning Laboratory Unit.

(Operating Instructions and Performance Notes).

P.A. Hilton LTD.