

T-UES
1503
C352
1993
EJ.2

Universidad de El Salvador
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



"Metodología para el Diseño del
Ducto de Gases de Escape de una
Turbina a Gas."

Trabajo de Graduación Presentado Por:

Boris Giovanni Castillo Magaña
Gustavo Salomón Torres Ríos Lazo



PARA OPTAR AL TITULO DE :
INGENIERO MECANICO

Junio, de 1993

15100783

San Salvador, El Salvador, Centro América.

Recibida: 19/08/93

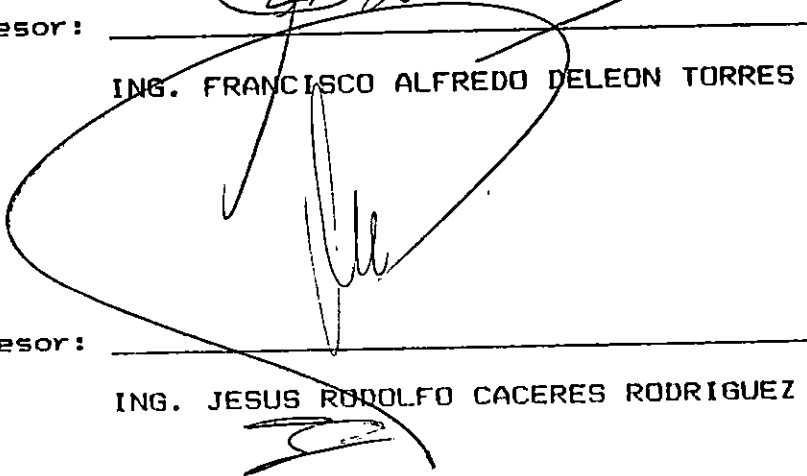
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



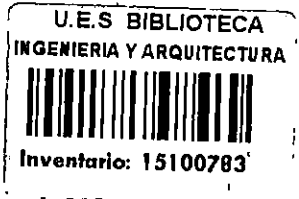
Trabajo de Graduación aprobado por:

Coordinador: 
ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

Asesor: 
ING. FRANCISCO ALFREDO DELEON TORRES

Asesor: 
ING. JESUS RODOLFO CACERES RODRIGUEZ

San salvador, junio de 1993.-



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MIRNA ANTONIETA PERLA DE ANAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. JUAN JESUS SANCHEZ SALAZAR

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR:

ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

DEDICATORIA

DURANTE TODA MI CARRERA UNIVERSITARIA, ESTUVIERON MUY CERCA DE MI MUCHAS PERSONAS, ALGUNAS EN FORMA FISICA Y OTRAS EN FORMA MENTAL, ENTRE FAMILIARES, AMIGOS Y COMPAÑEROS, APOYANDOME Y COLABORANDO DESINTERESADAMENTE A MI ESFUERZO POR CONQUISTAR UN TITULO UNIVERSITARIO, A TODOS ELLOS LES DOY MIS AGRADECIMIENTOS INFINITOS Y DEDICO EL TRIUNFO QUE HOY OBTENGO. PERO EN "ESPECIAL" VAYA MI DEDICATORIA A LAS SIGUIENTES PERSONAS:

- A LA MEMORIA DE MI HERMANO HERBERT FRANCINELY, A QUIEN DEJE DE VER EL 26 DE ENERO DE 1991, Y QUE SIN EMBARGO HA VIVIDO Y VIVIRA SIEMPRE EN MI MENTE, COMO UN GRAN HOMBRE, AMIGO Y HERMANO, Y QUE CON EL CUAL TENGO FE DE REUNIRME NUEVAMENTE.

(Q.E.P.D.)

- A MIS PADRES: MATILDE CRISTINA MAGAÑA DE CASTILLO Y ANTONIO DE JESUS CASTILLO, QUIENES ME FORJARON DESDE MI NIÑEZ, ESFORZANDOSE Y SACRIFICANDOSE POR MI EDUCACION PRIMARIA, SECUNDARIA Y UNIVERSITARIA.

SIN ELLOS HUBIESE SIDO IMPOSIBLE ESTE TRIUNFO.

"GRACIAS QUERIDOS PADRES"

- A MI HERMANA MARLENE ELIZABETH, QUIEN POR MUCHO TIEMPO HA ESTADO LEJOS Y OTROS TIEMPOS HA ESTADO CERCA, PERO SIEMPRE PENDIENTE DE MI BIENESTAR. A ELLA LA LLEVO EN EL CORAZON.

"GRACIAS POR TODO MENE"

Y POR SOBRE TODAS LAS COSAS DEDICO Y DOY GRACIAS POR ESTE TRIUNFO ACADEMICO A MI "PADRE CELESTIAL", QUIEN ME HA GUIADO POR EL SENDERO DE LA LUZ Y EN MOMENTOS DIFICILES ME HA DADO FE PARA TRIUNFAR.-

BORIS GIOVANNI CASTILLO MAGAÑA

DEDICATORIA

A DIOS
TODOPODEROSO:

Por darme la dicha de pertenecer a este mundo e iluminarme para que con la energía y sabiduría que me brinda haya podido lograr mi objetivo.

A MI MADRE:
CON TODO AMOR
RESPECTO Y
ADMIRACION

ROSA DOLORES TORRES por su constante y abnegada dedicación y sacrificio durante mi formación. Por su gran ejemplo de comprensión, su particular forma de lucha y por guiarme en una forma especial en mi vida.

A MI PADRE:
(Q.D.D.G.)

FRANCISCO ANTONIO RIOS LAZO con una plegaria a su memoria, por darme la oportunidad de ser artífice de mi destino

A MI ESPOSA:
CON ESPECIAL
AMOR Y CARINO

EDITH ISABEL por ser una ejemplar esposa, por compartir mis desvelos y mis alegrías, por ayudarme con sus sacrificios a lograr uno de mis objetivos, por darme esperanza y fortaleza para seguir adelante sobre todo en los momentos críticos de mi carrera.

A MIS HIJOS:
CON AMOR DE
PADRE

LOLY, TAVI y LUISITO por convertirse en la piedra angular de mi vida, por llenarme de dicha y felicidad. Vaya para ustedes este fruto.

A MIS HERMANOS:
CON TODO
RESPECTO

JORGE, ANGELICA, CARMEN y GLADYS. Por haberme ayudado de alguna manera a triunfar en mi carrera.

A MI CUÑADO:
CON ESPECIAL
RESPECTO

MIGUEL SANTOS por ayudarme y darme aliento
para seguir adelante en mi carrera.

A MIS SOBRINOS:
CON APRECIO

Para que sirva este triunfo como reto para
ellos, especialmente a LUIS RENE Y MIGUEL
EDUARDO por estar muy cerca de mi durante el
desarrollo de mis estudios universitarios.

A MIS PROFESORES, COMPAÑEROS Y AMIGOS QUE ME AYUDARON EN MI
FORMACION PROFESIONAL.

GUSTAVO SALOMON TORRES RIOS LAZO

AGRADECIMIENTOS

Desarrollar un trabajo de investigación requiere muchos esfuerzos de toda índole, particularmente para el presente fué necesario contar con la ayuda de profesionales que desinteresadamente nos brindaron, su tiempo, conocimientos, y experiencia para que este trabajo de graduación culminara con éxito.

De parte de los autores queremos presentar en estas líneas agradecimientos sinceros, por la oportuna ayuda brindada cuando más se necesita, a las siguientes personas.

Al Ingeniero Jesús Rodolfo Cáceres Rodríguez (de la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Rio Lempa CEL - CENCADE). Por habernos desinteresadamente brindado su valioso tiempo y asesorado con gran empeño durante el desarrollo de todo nuestro trabajo de graduación.

Al Ingeniero Ernesto Siguenza Ramirez (de la Escuela de Ingeniería Mecánica FIA - UES). Por habernos brindado oportunamente sus conocimientos y experiencia dentro del área térmica de la Ingeniería Mecánica.

Al Ingeniero Carlos Mario Aviles (de la Comisión Ejecutiva Hidroeléctrica del Rio Lempa CEL - SUBESTACION SOYAPANGO). Por habernos brindado en repetidas ocasiones el acceso a las instalaciones de plantas de turbinas a gas que operan en la Central Térmica de Soyapango.

Los autores deseamos también agradecer a todos los compañeros y profesionales que de alguna u otra forma colaboraron durante el presente trabajo.

INDICE

	Página
INTRODUCCION	i
OBJETIVOS	v
ALCANCE	v

CAPITULO UNO

CICLOS TERMODINAMICOS DE LAS PLANTAS DE TURBINAS A GAS

1.1. CICLOS TEORICOS	2
A- EL CICLO BRAYTON SIMPLE (ANALISIS TERMODINAMICO)	4
A.1- RENDIMIENTO TERMICO	4
A.2- RELACION OPTIMA DE PRESIONES	6
1.2. CICLO BASICO CON FRICCION (DESCRIPCION DE SUS PROCESOS)	9
a) PROCESOS DE COMPRESION	9
b) PROCESO DE TOMA DE CALOR	9
c) PROCESO DE EXPANSION	11
d) PROCESO DE EXPULSION DE CALOR	11
1.2.1. INFLUENCIA DE LAS TEMPERATURAS T_3 Y T_1 η_{ic} Y η_{it} EN EL RENDIMIENTO DEL CICLO REAL	11
1.2.2. EL RENDIMIENTO TERMICO η_t COMO FUNCION DE LA RELACION DE PRESIONES Y T_3	12
1.2.3. EL RENDIMIENTO COMO FUNCION DE T_1	12
1.2.4. RENDIMIENTO TERMICO COMO FUNCION DE LOS RENDI- MIENTOS INTERNOS DEL COMPRESOR Y DE LA TURBINA	13
1.2.5. POTENCIA ESPECIFICA Y CONSUMO ESPECIFICO DE UNA PLANTA DE TURBINA A GAS EN FUNCION DE T_3 Y r_p	17
1.3. CICLOS PRACTICOS DE PLANTAS DE TURBINAS A GAS	19
A- CICLO BRAYTON REGENERATIVO	19
A.1- RENDIMIENTO TERMICO DE LA PLANTA DE TURBINA A GAS REAL CON REGENERADOR	19
B- CICLO CON ENFRIAMIENTO INTERMEDIO EN LA COMPRESION Y CON REGENERADOR	20
B-1 RENDIMIENTO TERMICO	22

C- CICLO CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO EN LA EXPANSION Y CON REGENERADOR	25
C.1- RENDIMIENTO TERMICO	27
1.4. PLANTAS DE GENERACION DE POTENCIA QUE UTILIZAN "CICLO COMBINADO"	29
1.4.1. DEFINICION DEL CICLO COMBINADO	29
1.4.2. CICLO COMBINADO GAS-VAPOR CLASICO; CON O SIN QUEMADO DE COMBUSTIBLE EN EL RECUPERADOR	30
1.4.3. RENDIMIENTO TERMICO GLOBAL DE LAS PLANTAS DE CICLO COMBINADO Y COSTOS DE INSTALACION	33
1.4.4. CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE	35
CONCLUSIONES	37

CAPITULO DOS

CONCEPTOS BASICOS SOBRE EXERGIA Y DINAMICA DE GASES

2.1. MARCO TEORICO (EXERGIA)	40
2.2. LA MAQUINA TERMICA	41
2.2.1 ESQUEMA DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO Y REPRESENTACION DE SU DIAGRAMA DE EXERGIA	47
2.3. DINAMICA DE LOS GASES	50
2.3.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES	50
2.3.2. LEYES DE LA TERMODINAMICA	50
2.3.3. ROZAMIENTO DE LOS FLUIDOS	51
2.3.4. CONSERVACION DE LA MASA	53
2.3.5. CONSERVACION DE LA ENERGIA. ECUACION DE LA ENERGIA PARA UN FLUJO EN ESTADO ESTABLE	53
2.3.6. ECUACION DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO	54
2.3.7. ESTADOS DE ESTANCAMIENTO	54
2.3.8. NUMERO DE MACH	55
2.3.9. FLUJO ADIABATICO	57
2.3.10. FLUJO CON CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO	58
2.3.11. CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO CON FRICCION . . .	59
CONCLUSIONES	61

CAPITULO TRES
CONCEPTOS BASICOS SOBRE COMBUSTION Y FLUJO
DE FLUIDOS COMPRESIBLES

3.1. TEORIA DE LA COMBUSTION	63
3.1.1. MEZCLA ESTEQUIOMETRICA	64
3.1.2. EXCESO DE AIRE EN LA COMBUSTION	66
3.1.3. PRODUCTOS DE LA COMBUSTION	67
3.2. TIPOS DE COMBUSTIBLES USADOS EN TURBINAS DE GAS	71
3.2.1. GAS NATURAL	71
3.2.2. GAS L.P.	72
3.2.3. HIDROCARBUROS LIQUIDOS	73
3.2.4. COMBUSTIBLES SOLIDOS	73
3.3. ANALISIS DE LOS GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTION	75
3.4. COMPORTAMIENTO DE LAS PROPIEDADES DE UN FLUJO DE FLUIDO COMPRESIBLE	77
3.4.1. FLUJO ADIABATICO EN DUCTOS DE AREA CONSTANTE	78
3.4.2. RELACION DE FANNO PARA LOS GASES PERFECTOS	82
3.4.3. NATURALEZA DE LAS PERDIDAS	83
3.4.4. ESTADOS DE REFERENCIA	86
CONCLUSIONES	91

CAPITULO CUATRO
DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS PARA TRANSPORTAR LOS GASES DE
ESCAPE DE TURBINAS A GAS HACIA PLANTAS DE VAPOR
(CICLO COMBINADO)

4.1. ANTECEDENTES	94
4.2. TIPOS DE METODOLOGIAS	95
4.2.1. HIPOTESIS BAJO LAS CUALES SE REALIZA EL ANALISIS	95
4.2.2. DISEÑO DE METODOLOGIAS	97
CASO "A"	97
CASO "B"	97
PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A"	97

DESARROLLO DE CADA UNO DE LOS PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A"	98
NOTAS DE REFERENCIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A"	107
PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "B"	110
NOTAS DE REFERENCIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "B"	115
CONCLUSIONES	117

CAPITULO CINCO

**REQUERIMIENTOS DE EQUIPO DE DUCTO PARA LA IMPLANTACION DEL
SISTEMA DE GENERACION DE POTENCIA "CICLO COMBINADO".**

5.1. GENERALIDADES	119
5.2. CODIGOS REQUERIDOS	120
5.3. CONDICIONES DEL LUGAR DE DISEÑO	121
5.4. DISEÑO DE VIENTO	121
5.5. DISEÑO SISMICO	122
5.6. CONDICIONES DE OPERACION	122
5.7. DUCTO, SILENCIADOR Y EMPALME DE EXPANSION	124
A- GENERALIDADES	124
B- DISEÑO DEL DUCTO	125
B.1. FABRICACION	125
C- SILENCIADOR DEL ESCAPE	126
D- EMPALMES DE EXPANSION	127
5.8. SUSPENSORES Y SOPORTES	127
5.9. PINTURA	128
5.10. AISLAMIENTO	128
A- GENERALIDADES	128
B- MATERIALES	129
5.11. ESQUEMAS	129

CAPITULO SEIS

APLICACION DE METODOLOGIAS DE DISEÑO DE DUCTOS DE GASES DE ESCAPE
DE TURBINAS A GAS, PARA LA IMPLANTACION DEL SISTEMA DE GENERACION
DE POTENCIA "CICLO COMBINADO"

6.1. METODOLOGIA "A"	135
RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS	143
6.2. METODOLOGIA "B"	170
TABLAS DE FANNO (para $k=1.4$)	172
CONCLUSIONES	177
CONCLUSIONES GENERALES	178
BIBLIOGRAFIA	180

INTRODUCCION

En la búsqueda de técnicas que mejoren la eficiencia de las plantas de generación de potencia, y con el fin de aprovechar al máximo el uso de un determinado tipo de combustible (carbón, gas natural o hidrocarburos) debido al alto costo que estos tienen, algunas compañías a nivel internacional han impulsado el desarrollo de procesos, que en base a su ciclo de trabajo y el combustible que utilizan, procuran incrementar la eficiencia global de las plantas generadoras de energía eléctrica.

La combinación de una planta generadora que utiliza gas con una que utiliza vapor, es una de las técnicas que han sido desarrolladas obteniéndose resultados satisfactorios.

El principal alcance del presente trabajo de investigación, es mostrar el análisis termodinámico de los ciclos de trabajo de plantas de turbinas a gas, y su utilización en plantas de ciclo combinado, poniéndose en evidencia las ventajas que representa el hecho de utilizar los gases de escape de una turbina a gas en una planta de vapor, haciendo énfasis en la economía que se logra y el incremento en el rendimiento térmico global que se obtiene.

Para la conversión de un ciclo simple de una planta de turbina de gas, hacia el modo de ciclo combinado, se hace necesario el diseño y fabricación de un dispositivo de interconexión que deberá conducir los gases de escape de la turbina de gas hacia la planta de vapor, éste dispositivo deberá ser un ducto con las dimensiones y materiales adecuados para la óptima transportación de los gases de una planta a otra.

En base a lo anteriormente expuesto, el objetivo principal que se perfila en éste trabajo de investigación es el desarrollo de una metodología para el diseño de ductos de gases de escape de

turbinas a gas, así como su aplicación a un caso particular. La metodología que se establece podrá aplicarse a cualquier tipo de turbina de gas, tomando en cuenta siempre las propiedades de los gases en el escape de estas turbomáquinas térmicas.

En el capítulo uno se hace un resumen sobre los fundamentos de las turbinas a gas y sus ciclos termodinámicos, se presenta el ciclo de mayor utilización como lo es el ciclo BRAYTON, en su forma más simple y las modificaciones que se le hacen con el fin de mejorar su rendimiento térmico. También, se da la definición de lo que es una planta de ciclo combinado y se esquematiza en su forma clásica.

Desde el punto de vista de la Ingeniería Mecánica, el mejor análisis para evaluar el rendimiento de una planta térmica, es el análisis termodinámico, el cual toma en cuenta las diferentes propiedades de estado del fluido de trabajo, así como el concepto de exergía que es una característica de los procesos irreversibles. Es por esto que en el capítulo dos se realiza un repaso sobre los conceptos básicos de energía, disponibilidad y exergía. En este mismo capítulo también se hace necesaria la presentación de un resumen sobre los fluidos compresibles, debido a que los gases que escapan de las turbinas a gas son clasificados como tales.

Es evidente que en la práctica de la Ingeniería, los procesos de reacción química presentan gran importancia, particularmente la combustión. Este proceso es uno de los que componen el grupo de transformaciones energéticas que más se utilizan para la generación de potencia.

Con el afán de mejorar el rendimiento de los procesos de combustión, se han realizado investigaciones y pruebas de laboratorio que toman muy en cuenta los aspectos económicos,

factibilidad de obtención de combustible y el grado de contaminación ambiental causado por los productos de la combustión.

En las plantas de gas, las turbinas son alimentadas por los gases provenientes de las cámaras de combustión, las cuales se consideran las fuentes de calor del ciclo de operación y tomando en cuenta que lo que ocurre en estos elementos es una verdadera reacción química sobre el aire proveniente del compresor de la planta y el combustible inyectado a la cámara; se ha presentado en el capítulo tres el desarrollo de la teoría básica de la combustión y la descripción de los tipos de combustibles mas utilizados en turbinas a gas.

El combustible utilizado en las turbinas a gas instaladas en El Salvador, es aceite Diesel, y es por esto que el análisis está orientado a este tipo de combustible.

Con el análisis químico de los productos de la combustión, se ha llegado a determinar que el Nitrógeno prevalece, en mas de un 70% en masa de la totalidad de los gases, y tomando en cuenta que el aire posee casi igual porcentaje de Nitrógeno, se ha concluido que el hecho de considerar a los productos de la combustión como aire arroja resultados satisfactorios en los respectivos cálculos químicos.

Ya que se ha determinado que la sustancia de trabajo puede considerarse como aire se hace una ampliación sobre el estudio de la dinámica de gases presentado en el capítulo dos, específicamente sobre el proceso de Fanno para los gases perfectos, el cual se refiere a flujos adiabáticos a través de ductos de area constante, de cuyo desarrollo depende en gran medida la metodología para el diseño de ductos que se desarrolla en el capítulo cuatro.

Como ya se ha mencionado, en el capítulo cuatro se presenta el desarrollo de la metodología para el diseño de ductos de gases de escape de turbinas a gas, la cual puede tener variaciones dependiendo de los datos y condiciones de trabajo que se tengan para un problema específico. En algunas ocasiones las variaciones del camino a seguir para el diseño de un determinado ducto, serán determinadas por la persona o entidad que desee el diseño de un arreglo de ciclo combinado, o se estará condicionado por las limitaciones de espacio existentes en el terreno de instalación, específicamente, las variaciones que se puedan dar en la metodología dependerán de los datos que sean conocidos.

Tomando en cuenta que para la implantación de una planta de ciclo combinado, no basta con la determinación de los valores calculados en el capítulo seis, se presentan en el capítulo cinco, algunas especificaciones sobre requerimiento de materiales y equipos que deberán utilizarse para la construcción de todo el sistema de escape de la turbina de gas. Las normas de un listado de instituciones afines con el montaje de sistemas industriales, que se presentan, deberán ser respetadas en un rango de alternativas aceptables.

Dentro de las especificaciones también se incluyen los principales esquemas de un sistema de escape temporal de los gases de una turbina, con la finalidad de tener una visión más clara sobre la forma del montaje de estas plantas generadoras de potencia.

En el capítulo seis, se presenta la aplicación de los tipos de metodología desarrolladas en el capítulo cuatro, esta aplicación, prácticamente esta orientada a la determinación de los valores de longitud y dimensiones de la sección transversal del ducto, así como al cálculo de los valores de presión y temperatura en la salida de éste.

OBJETIVOS

- 1.- Investigar sobre los avances recientes de la tecnología de fabricación de turbinas a gás, y su utilización en centrales de ciclo combinado.
- 2.- Investigar sobre los diferentes diseños de ductos de gases de escape de una turbina a gás, para desarrollar una metodología de diseño.

ALCANCE

Desarrollar una metodología de diseño de ductos para gases de escape de una turbina a gás, que puede ser utilizada por diferentes instituciones que generan energía eléctrica por este medio, con el fin de aprovechar el contenido energético de estos gases, para diferentes usos.

LISTA DE SIMBOLOS UTILIZADOS

A	: Area	q	: Calor
A _e	: Aire teórico empleado en la combustión	R	: Constante del gas
A _r	: Aire real empleado en la combustión	R _h	: Radio hidraulico
a	: Velocidad del sonido	R _e	: Número de Reynolds
C	: Velocidad	RR	: Rugosidad relativa
C _d	: Coeficiente de arrastre	r _p , π	: Relación de presiones
C _v	: Calor específico a volumen constante	S	: Entropía
C _p	: Calor específico a presión constante	T	: Temperatura
C _m	: Consumo específico de combustible	t	: Tiempo
CPD	: Caída de presión en el ducto	v	: volumen
CPT	: Caída de presión total	W	: Trabajo
D	: Diámetro	x	: longitud
D _e	: Diámetro equivalente	z	: Posición
E, e	: Exergía	ρ	: Densidad
F	: Fuerza	ν	: Viscosidad Cinématica
f	: Factor de fricción	μ	: Viscosidad Dinámica
g	: Aceleración de la gravedad	ε	: Rugosidad
h	: Entalpia	η	: Eficiencia, Rendimiento
k	: Coeficiente isoentrópico	ψ	: Disponibilidad
L	: Longitud	η _R	: Eficiencia del Regenerador
M	: Peso molecular		
M	: Número de mách		
m	: Masa		
ṁ	: Razón de flujo másico		
P	: Presión		
P _e	: Potencia específica		

CAPITULO UNO
CICLOS TERMODINAMICOS DE
PLANTAS DE TURBINAS A GAS

CAPITULO UNO

CICLOS TERMODINAMICOS DE PLANTAS DE TURBINAS DE GAS

1.1.- CICLOS TEORICOS

Los ciclos teóricos de las turbinas de gas, son aquellos en los que sus componentes se analizan sin considerar las condiciones reales de funcionamiento. Esto significa considerar que los procesos son reversibles. Estos ciclos teóricos que son la base para la operación de turbinas de gas son los siguientes:

- A- CICLO BRAYTON-JOULE (figura 1.1)
- B- CICLO HOLZWARD (figura 1.2)
- C- CICLO KAROVODINE
- D- CICLO HOLZWARD INVERTIDO

Los ciclos con toma de calor a volumen constante, tienen mejores rendimientos que aquellos que toman calor a presión constante, para el mismo calor, como se prueba en termodinámica (Ref. 1). En la práctica, en el caso del ciclo HOLZWARD, resulta difícil la combustión instantánea a Volumen constante, ya que decae la presión durante la combustión por efecto de recirculación del calor y se producen pérdidas en la válvula de admisión de la cámara.

En el caso del ciclo KAROVODINE, se logra buen rendimiento a baja relación de presiones (inferior al 1.5). Además, permite arrancar la máquina sin motor auxiliar, iniciando el proceso con una relación de presiones igual a la unidad. Por el momento puede decirse que los ciclos de la figura 1.2 están en experimentación, solamente el ciclo BRAYTON se aplica en la construcción de turbinas a gas.

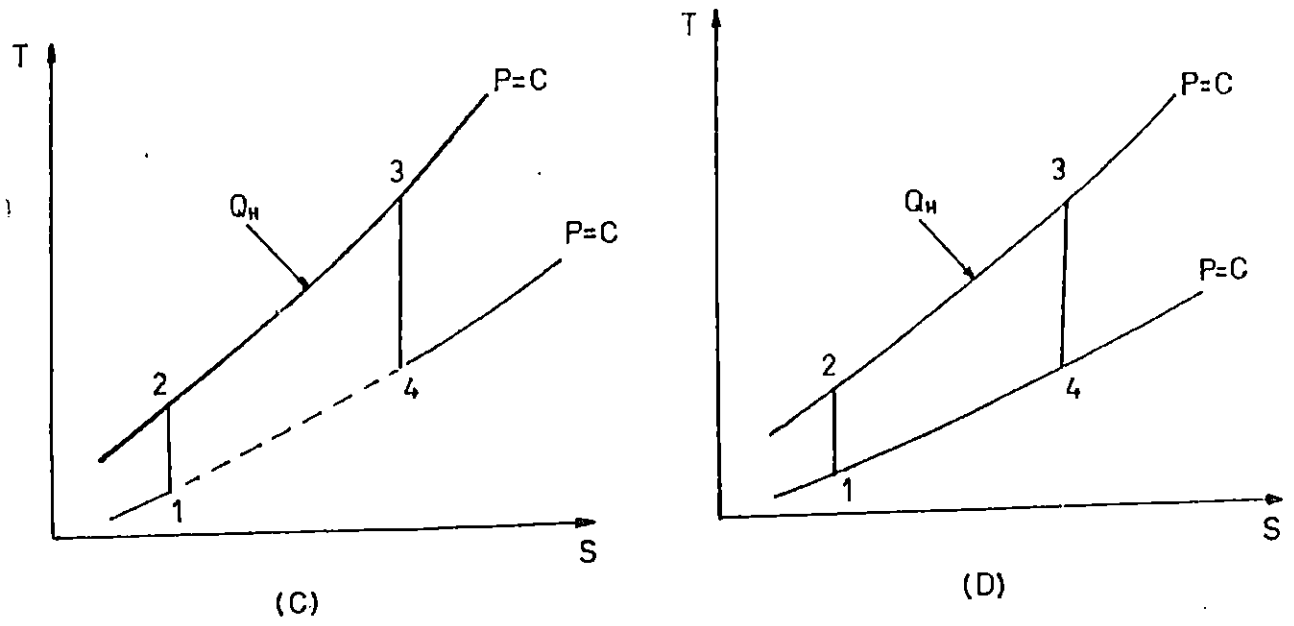
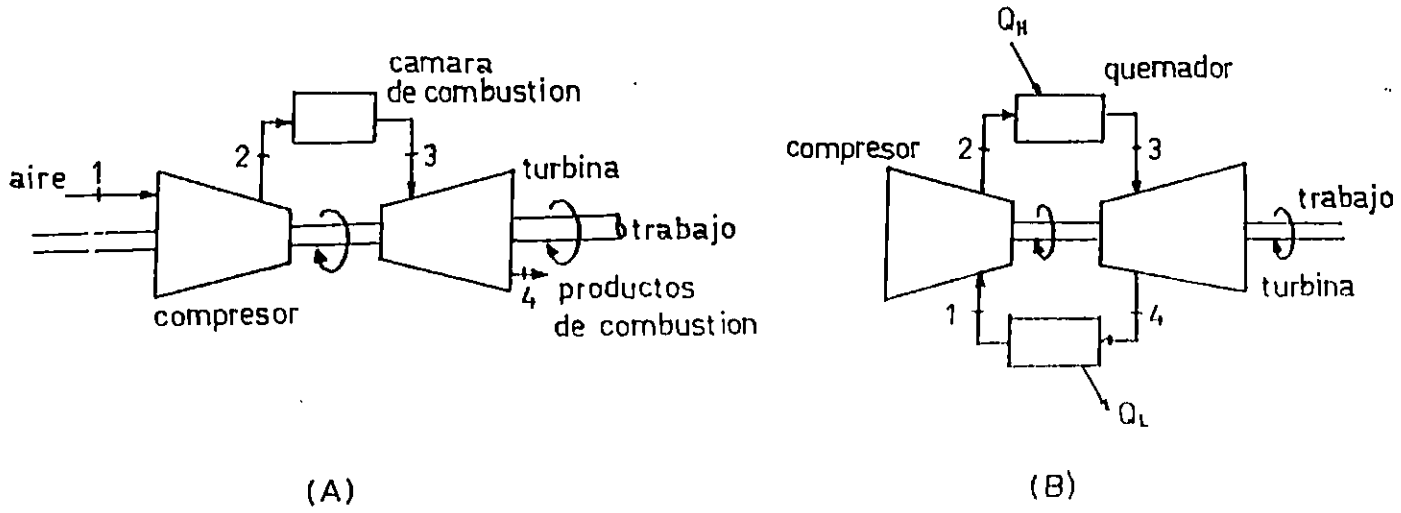


Figura 1.1 Ciclo básico de Brayton para turbina.

a) Ciclo abierto. b) Ciclo cerrado.

c) Diagrama de temperatura entropia ciclo abierto.

d) Diagrama de temperatura entropia ciclo cerrado.

A- EL CICLO BRAYTON SIMPLE (ANALISIS TERMODINAMICO)

El ciclo BRAYTON es el que sirve actualmente para la construcción de turbinas de gas, lo cual exige conocer su análisis termodinámico.

En el ciclo BRAYTON de Aire Normal (figura 1.1 a y c), Tipo Abierto, el compresor eleva la presión del aire (isoentrópico) y se proporciona calor a la presión superior (presión constante), quemando el combustible con el aire, los productos de combustión de alta temperatura se expanden isoentrópicamente en la turbina para producir trabajo y finalmente expulsión de calor a presión constante para regresar al punto inicial del ciclo.

La doble utilidad del trabajo producido implica utilizar una parte de este trabajo para operar el compresor y el resto para operar mecanismos externos.

El ciclo cerrado para turbinas de gas, recircula el fluido de trabajo mientras se adiciona calor a la presión superior y se cede a la presión inferior. En la figura 1.1 c y d se presentan los diagramas del ciclo abierto y el ciclo cerrado en coordenadas de Entropía y Temperatura.

A-1 RENDIMIENTO TERMICO

Termodinámicamente, el rendimiento térmico es igual a:

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}}{q_{\text{e}}}$$

Esta es la relación del trabajo en el Ciclo al calor absorbido

El trabajo del ciclo viene dado por:

$$W_{\text{ciclo}} = W_t + (-W_c) = W_t - W_c$$

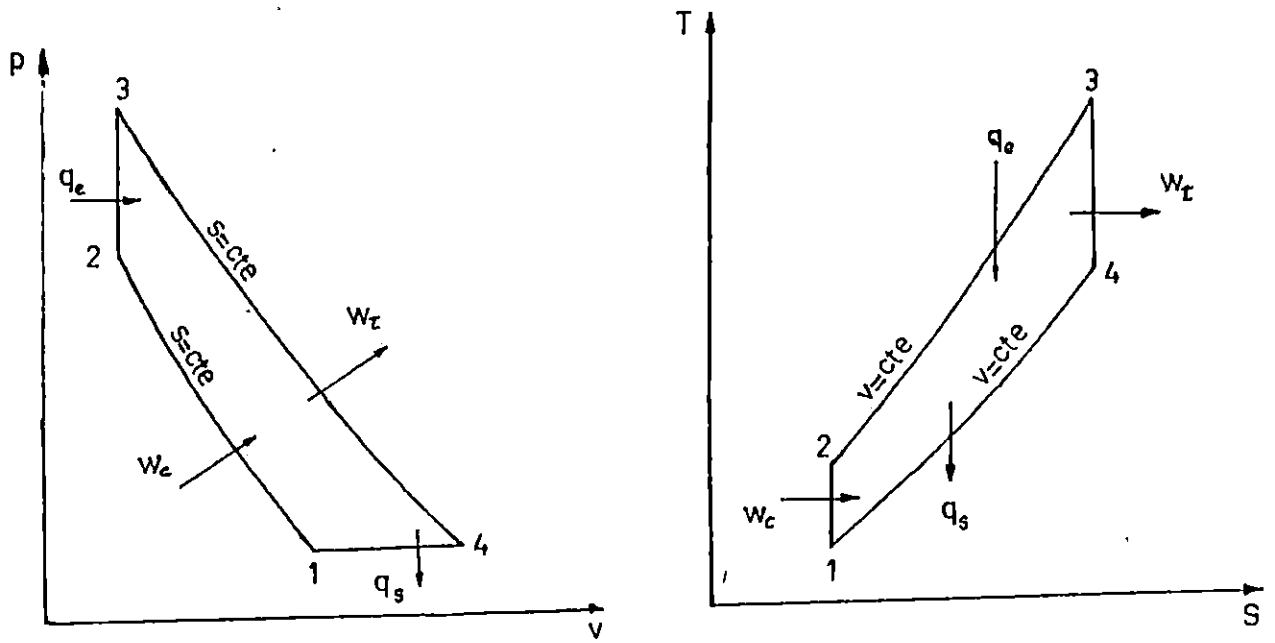


Figura 1.2 Ciclo Holzward para turbina de gas en el PV y TS.

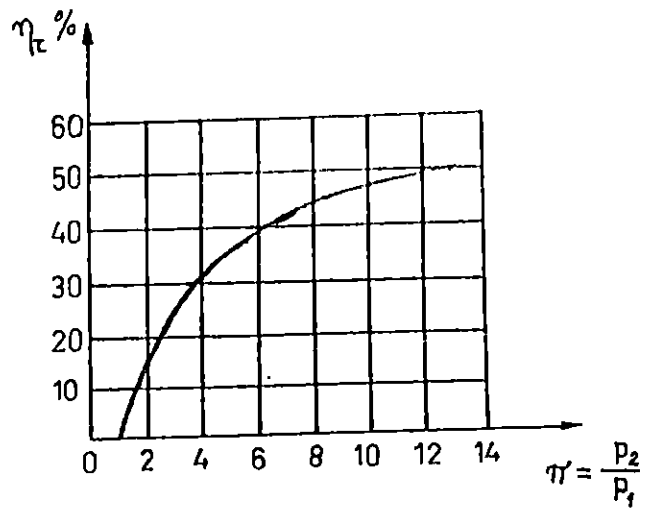


Figura 1.3 Variación del rendimiento con la relación de presión, para $K=1.4$.

Donde: W_t : Trabajo de la turbina
 $-W_c$: Trabajo del compresor

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}}}$$

La ecuación anterior nos dice que si r_p aumenta, el rendimiento térmico aumenta. Esto se puede visualizar en la gráfica de la figura 1.3 para $k=1.4$

A-2 RELACION OPTIMA DE PRESIONES

Considerando primero el caso en que se supone que los calores específicos se mantienen constantes, entonces las ecuaciones son:

$$W_c = C_p * (T_2 - T_1)$$

$$q_{in} = C_p * (T_3 - T_2)$$

$$W_t = C_p * (T_3 - T_4)$$

$$W_{neto} = W_{ciclo} = C_p * (T_3 + T_1 - T_2 - T_4)$$

$$W_{neto} = C_p * (T_3 + T_1 - T_2 - T_3/T_2 * T_1)$$

El trabajo neto máximo se dará cuando la derivada del trabajo neto con respecto a T_2 es igual a cero. T_1 y T_3 constantes.

$$d(W_{neto}) = 0 = C_p * \left[-1 + \frac{T_3 * T_1}{(T_2)^2} \right]$$

El trabajo neto será entonces cuando:

$$T_2 = \sqrt{(T_1 * T_3)}$$

Entonces la relación de presiones para un trabajo neto máximo es:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{k}{2*(k-1)}}$$

Esto muestra que la relación de presiones para el trabajo neto máximo aumenta cuando se eleva la temperatura de entrada a la turbina, con una temperatura fija a la entrada del compresor.

En la figura 1.4, se muestra la solución a la ecuación anterior para valores de relaciones de presión, de calor específico de 1.4, 1.35 y 1.3. Debe observarse que el valor de la r_p óptima predicha en la ecuación anterior depende en gran medida de los calores específicos utilizados.

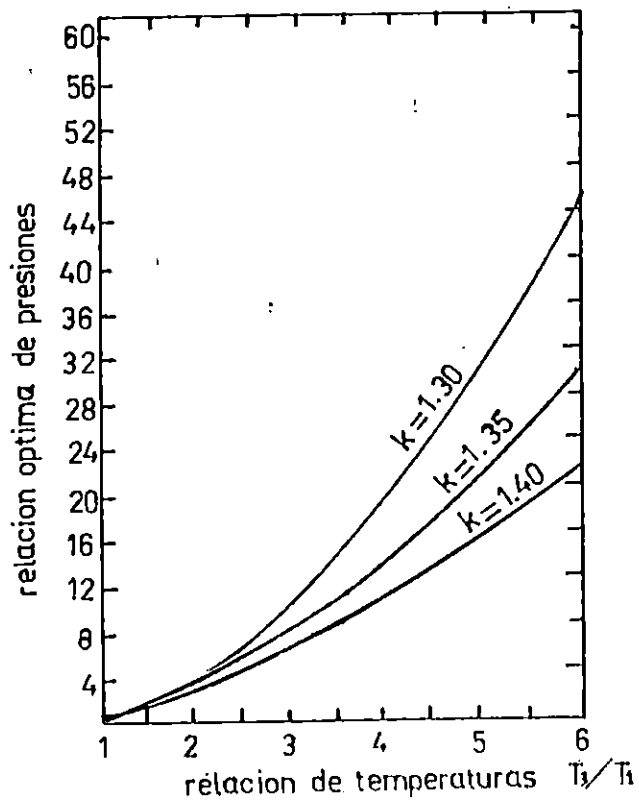


Figura 1.4 Relación de presiones en comparación con la relación de temperatura para lograr el trabajo máximo.

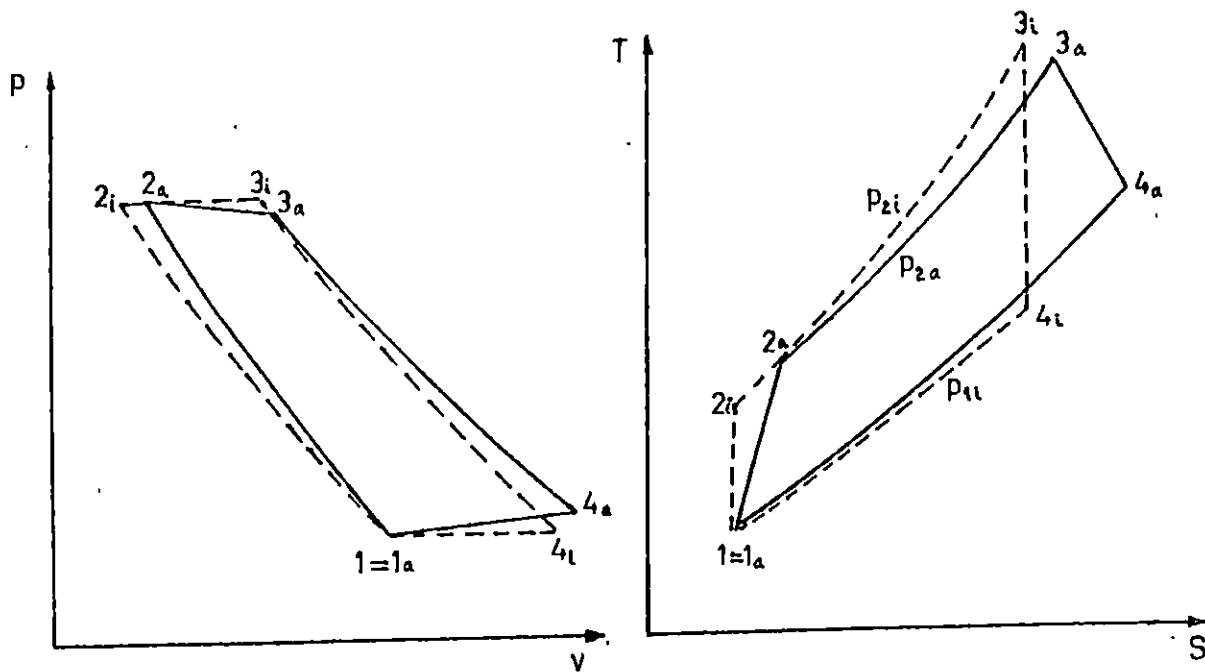


Figura 1.5 Ciclo básico real (líneas continuas) de las turbinas de gas mostrando la desviación del ciclo teórico (líneas de puntos).

1.2.- CICLO BASICO CON FRICCION (DESCRIPCION DE SUS PROCESOS)

En el ciclo teórico se supone que el compresor y la turbina operan isoentrópicamente y que no hay caída de presión durante el proceso de adición de calor. En un motor real de turbina de gas se puede suponer que el compresor y la turbina operan adiabática, pero no isoentrópicamente. Los procesos que experimenta el fluido de trabajo no son reversibles; el fluido de trabajo no siempre es aire como en el teórico, sino que existe también una mezcla de gases producto de la combustión en el combustor. Esta mezcla puede considerarse prácticamente ideal. Aquí el proceso de adición de calor experimenta una caída de presión y la presión a la salida de la turbina estará por encima de la presión del aire que entra al compresor.

a) PROCESO DE COMPRESION

La eficiencia isoentrópica del compresor o eficiencia adiabática del compresor se define como la relación de trabajo isoentrópico de compresión y el trabajo real de compresión cuando ambos son comprimidos hasta llegar a la misma presión final (figura 1.5).

$$\eta_c = \frac{W_{\text{teorico}}}{W_{\text{real}}} = \frac{h_{21} - h_1}{h_{2a} - h_1} = \frac{T_{21} - T_1}{T_{2a} - T_1} = \frac{1W_{21}}{1W_{2a}}$$

b) PROCESO DE TOMA DE CALOR

En algunos casos se considera que la toma de calor es a presión constante y se denomina Estado Total de Entrada a la misma Presión Total Final (figura 1.5). Sin embargo, el ciclo real no es a presión constante, la toma de calor no es reversible, pues debido a la fricción por recirculación del fluido en la cámara de

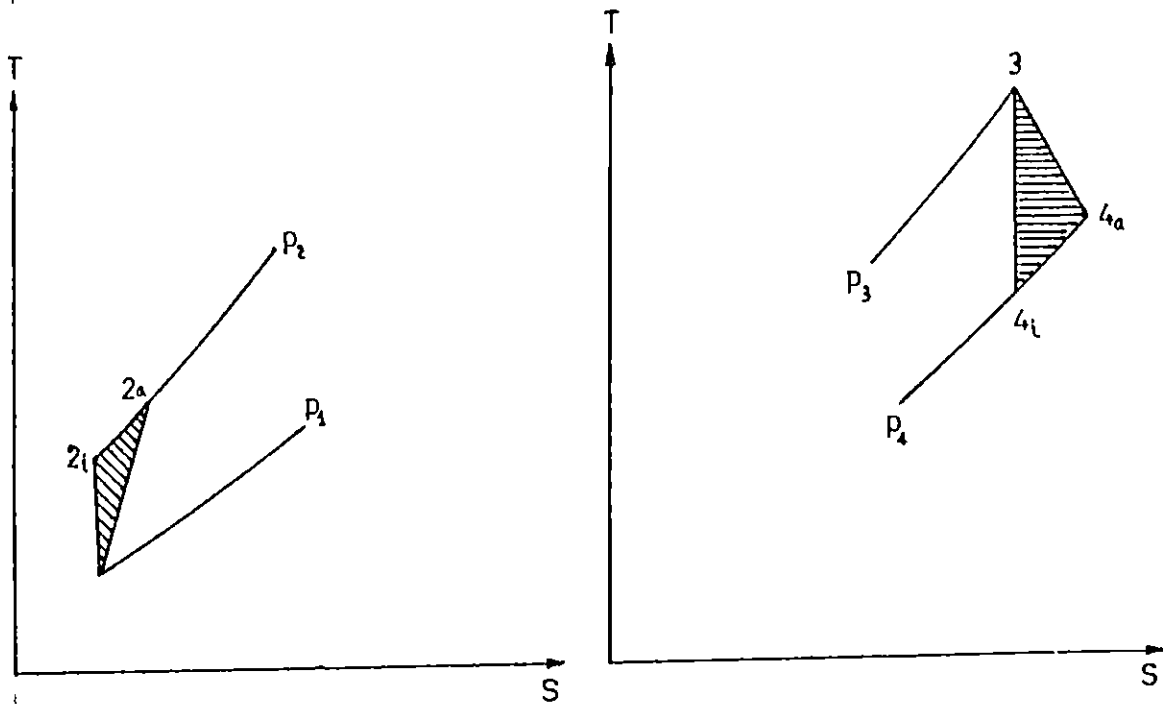


Figura 1.6 Diagrama TS mostrando los estados ideal y real correspondientes a un proceso de compresión a) y un proceso de expansión b).

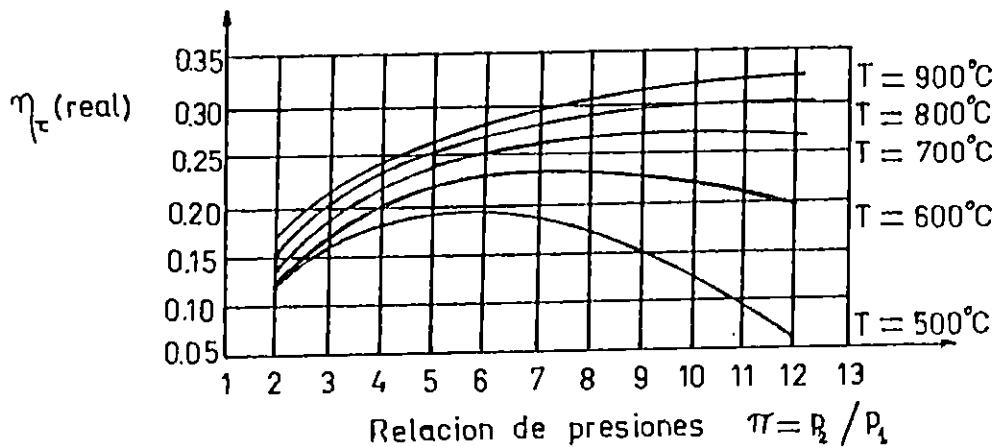


Figura 1.7 Variación del rendimiento con relación de presiones r , y con la temperatura T_j en un motor de turbina de gas real, manteniendo $T_i = 15^\circ\text{C}$, y con rendimientos internos de compresor y turbina igual a 0.86 y 0.88 respectivamente.

combustión la presión cae de un valor P_{2a} a un valor P_{3a} . También cae la temperatura T_{31} a T_{3a} aumentando $S_{3a} > S_{31}$.

c) PROCESO DE EXPANSION

La eficiencia isoentrópica de la turbina o eficiencia adiabática de la turbina se define como el trabajo real de la turbina dividido por el trabajo isoentrópico de la turbina cuando ambos se expanden partiendo del mismo estado inicial para llegar al mismo estado final (figura 1.5).

$$\eta_t = \frac{W_{real}}{W_{teorico}} = \frac{h_{3a} - h_{4a}}{h_{31} - h_{41}} = \frac{T_{3a} - T_{4a}}{T_{31} - T_{41}}$$

d) PROCESO DE EXPULSION DE CALOR

Este proceso no se efectúa a presión constante como en el ciclo teórico, como consecuencia de las pérdidas de energía en el ducto de evacuación de los gases a la atmósfera. Como resultado, el gradiente de presión en la expansión resulta menor que en la compresión, esto es:

$$r_p \text{ expansión} < r_p \text{ compresión, y además:}$$

$$\eta_{real} \text{ en el eje} < \eta_{teorico} \text{ en el eje.}$$

1.2.1.- INFLUENCIA DE LAS TEMPERATURAS T_3 Y T_1 ; η_{ic} Y η_{it} EN EL RENDIMIENTO DEL CICLO REAL DE UNA PLANTA DE GAS

En el ciclo teórico se vió que el rendimiento térmico crece cuando se incrementa la relación de presiones. También que el rendimiento aumenta elevando la temperatura T_3 de entrada a la turbina, si se reduce la T_1 de entrada del aire al compresor

también puede mejorarse el rendimiento. Ahora ya en el ciclo real, lo anterior se puede analizar con formas más concretas, señalándose incluso limitaciones.

1.2.2.- EL Rendimiento Térmico η_t como Función de la Relación de Presiones (r_p) y de la Temperatura T_3

En la figura 1.5, se presenta una familia experimental de curvas de un motor de turbina de gas correspondiente a la función implícita.

$$\eta_t = f(r_p, T_3)$$

Se puede observar que para valores de T_3 bajos, el rendimiento es también bajo, creciendo primero con la relación de presiones, hasta alcanzar un máximo y decaer después paulatinamente a medida que aumente r_p .

Es obvio que entre más alta se T_3 , para una misma relación de presiones, aumenta el rendimiento. Considerando los problemas metalúrgicos, se ha llegado a estudiar una T_3 próxima a 1000 °C, para tener un rendimiento térmico que supere el 35% (Ref. 1).

1.2.3.- El Rendimiento como Función de T_1

De la figura 1.8, si T_1 se reduce y conservamos el valor de T_3 , el trabajo del ciclo aumenta y por lo tanto el rendimiento.

$$\eta_t = \frac{W_{\text{ciclo}}}{q_{\text{ent}}}$$

Si el calor que entra es el mismo, η_t crece con el trabajo. Aplicando la 1ª Ley de la Termodinámica al sistema abierto del

compresor, en el proceso de compresión del aire, sin cambios apreciables en la energía cinética y potencial en el proceso adiabático.

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p * (T_2 - T_1) = C_p * T_1 * \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

$$W_c = C_p * T_1 * \left[\left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = C_p * T_1 * \left[\left[r_p \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

La ecuación anterior dice que para una determinada relación de presión, el trabajo de compresión se reduce disminuyendo T_1 . Proporcionalmente puede aumentar el trabajo en el ciclo y la potencia en el eje de la unidad.

1.2.4.- Rendimiento Térmico como Función de los Rendimientos Internos del Compresor y de la Turbina

Como en este ciclo los procesos son politrópicos (compresión y expansión) y con eficiencias menores al 100%, además suponiendo despreciables las pérdidas de energía de presión en los procesos de toma y expulsión del calor. El rendimiento térmico de la planta puede expresarse (figura 1.9):

$$\eta_t = \frac{W_{ciclo}}{q_{ent}} = \frac{W_t - W_c}{q_{ent}} = \frac{\eta_{it} * C_p * (T_{31} - T_{41}) - (1/\eta_{ic}) * C_p * (T_{21} - T_1)}{C_p * (T_{31} - T_{2a})}$$

Figura 1.9 Ciclos de turbina de gas mostrando procesos de compresión y expansión politrópicos, sin pérdidas de presión en el combustor y en la descarga.

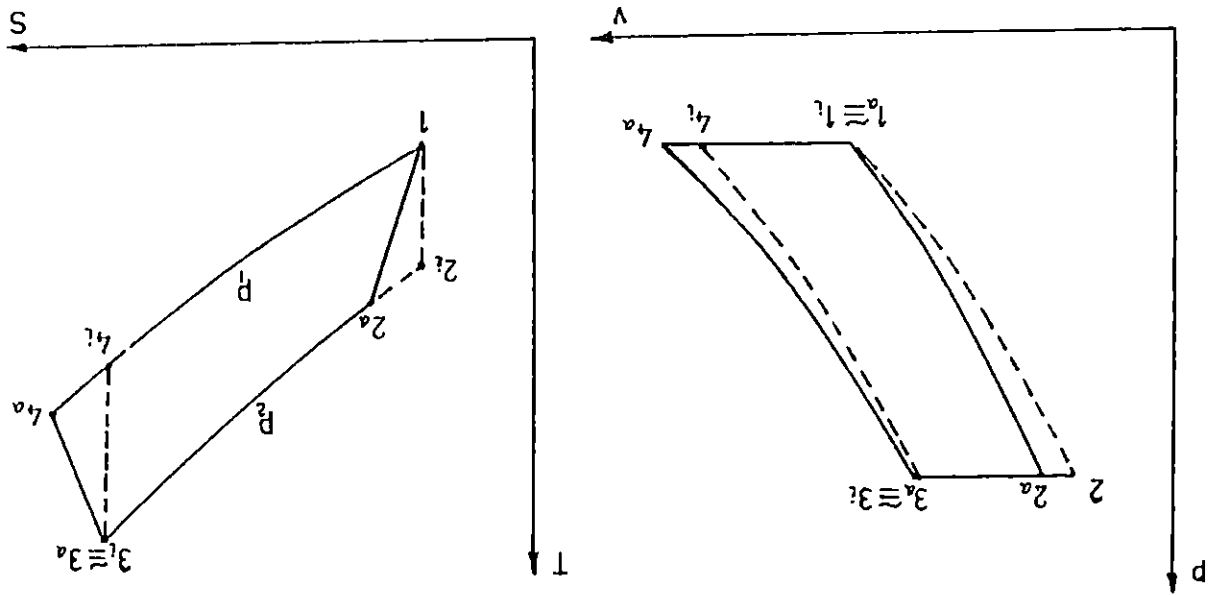
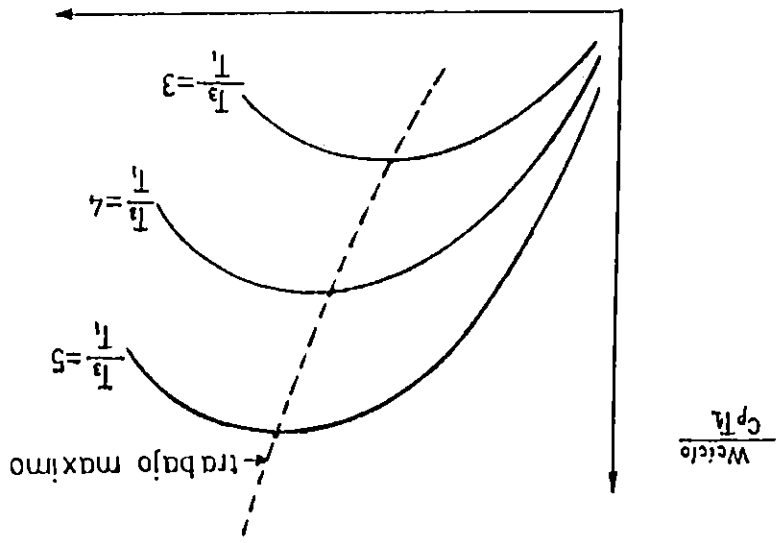


Figura 1.8 Trabajo máximo en el ciclo Brayton teórico, en función de la relación de presión para diferentes valores de la relación de temperatura T_3/T_1 (se ha tomado $T_1 = 15^\circ\text{C}$ y $K=1.4$).

Relacion de presiones $\pi = \frac{P_2}{P_1}$



Donde:

- W_t : Trabajo de la Turbina
- W_c : Trabajo del compresor
- n_{it} : Rendimiento interno de la turbina
- n_{ic} : Rendimiento interno del compresor
- T_{31} : Temperatura real de la turbina
- T_{41} : Temperatura real de escape
- T_1 : Temperatura de admisión del aire

Como:
$$\frac{T_{31}}{T_{41}} = \left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_{21}}{T_1}$$

$$\eta_{b(\text{real})} = \frac{n_{it} * \frac{T_3}{T_1} \left[1 - \left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} \right] - \frac{1}{n_{ic}} * \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{1}{n_{ic}} \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$$

En la figura 1.10, se presenta el rendimiento teórico real en función de las relaciones de presión para diferentes valores de n_{ic} y n_{it} . El rendimiento teórico de la unidad se mejora cuando $n_{it} > n_{ic}$.

Se debe advertir que el n_{it} afecta más al rendimiento global por desarrollar la turbina mayor trabajo que el compresor.

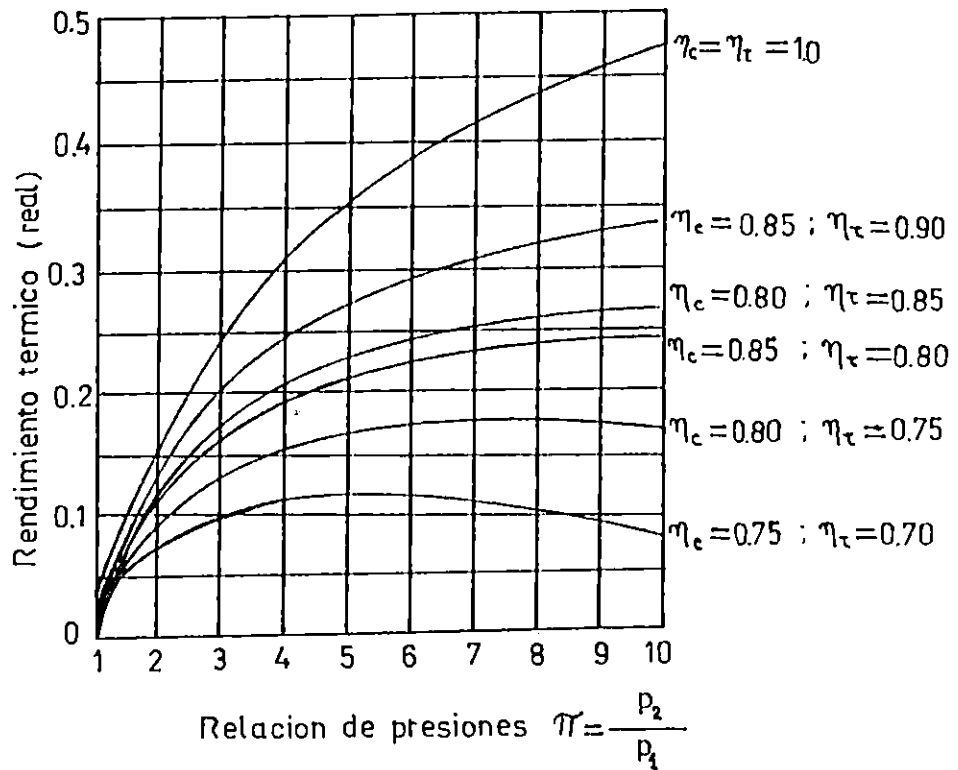


Figura 1.10 Rendimiento térmico real en función de la relación de presiones r_p de un motor de turbina de gas para diferentes valores de los rendimientos internos del compresor y la turbina y para $P_1 = 1$ bar, $T_1 = 20^\circ\text{C}$ y $T_3 = 850^\circ\text{C}$.

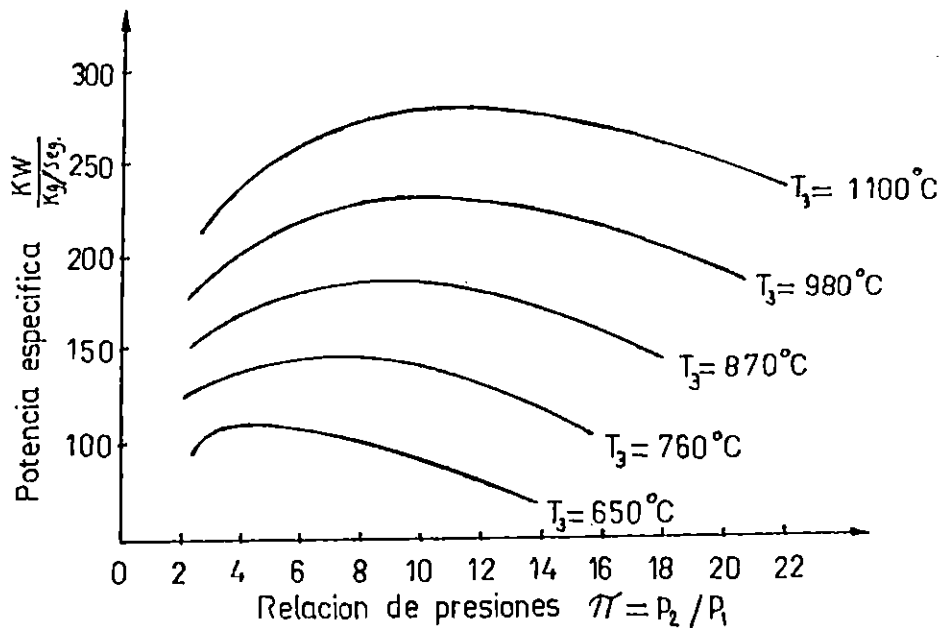


Figura 1.11 Potencia específica de un motor de turbina de gas real como función de r_p y T_3 para $T_1 = 15^\circ\text{C}$, $\eta_c = 0.84$, $\eta_t = 0.89$, $C_p = 1.04 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$, $K = 1.37$.

1.2.5.- Potencia Específica y Consumo Específico de una Planta de Turbina de Gas en Función de T_3 y r_p

Potencia específica es la cantidad de Kilowatts disponibles en la unidad, por kilogramo de gases expulsados por segundo:

$$P_e = \frac{\text{KW}}{\text{Kgr/Seg}}$$

En la figura 1.11, se presenta una familia experimental de curvas donde se da la potencia específica de una turbina real en función de la relación de presiones y la temperatura T_3 de entrada a la turbina. Nótese que la potencia aumenta notablemente con T_3 y todas las curvas presentan un máximo correspondiente a una relación óptima de presiones.

Cabe mencionar que las curvas de la figura 1.11, están referidas a un gasto de masa de gases real. El consumo específico viene dado por:

$$C_e = \text{Kgr/Kwh}$$

La ecuación C_e dice que es, kilogramos de fluido que debe pasar a través de la máquina por Kilowatt-hora de energía disponible. En la figura 1.12, se muestran curvas de C_e en función de r_p y T_3 . La ecuación C_e , es el inverso de la potencia específica multiplicada or 3600 seg. que tiene la hora. El consumo específico de gases disminuye si se eleva T_3 y tiene valores mínimos para la relación de presiones óptimas (figura 1.12).

En conclusión, las máquinas que operan a más altas T_3 , necesitan menos fluido de trabajo y por tanto sus dimensiones serán relativamente más reducidas.

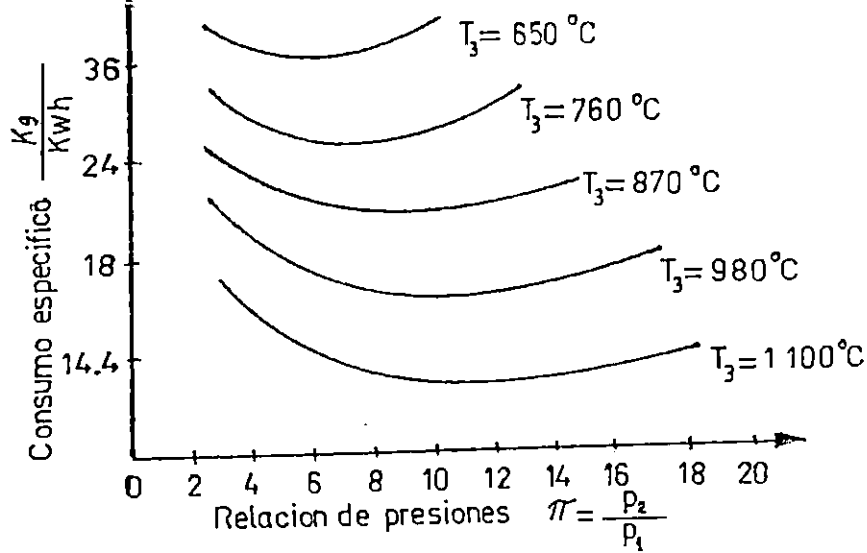


Figura 1.12 Consumo específico de gases de un motor de turbina de gas real como función de r_p y T_3 (sobre la base de un combustible líquido de 43000 Kj/Kg).

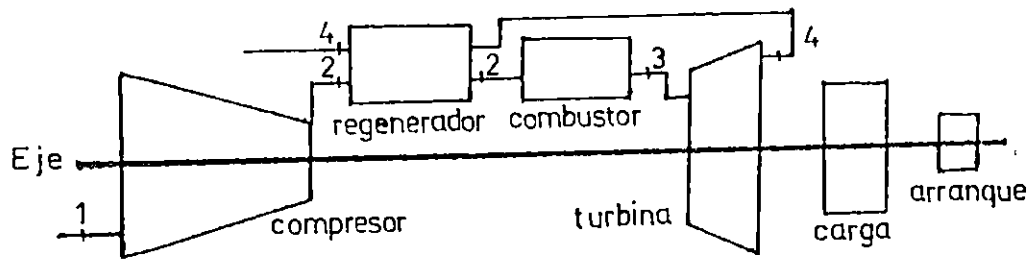


Figura 1.13 Esquema de un motor de turbina de gas con regenerador.

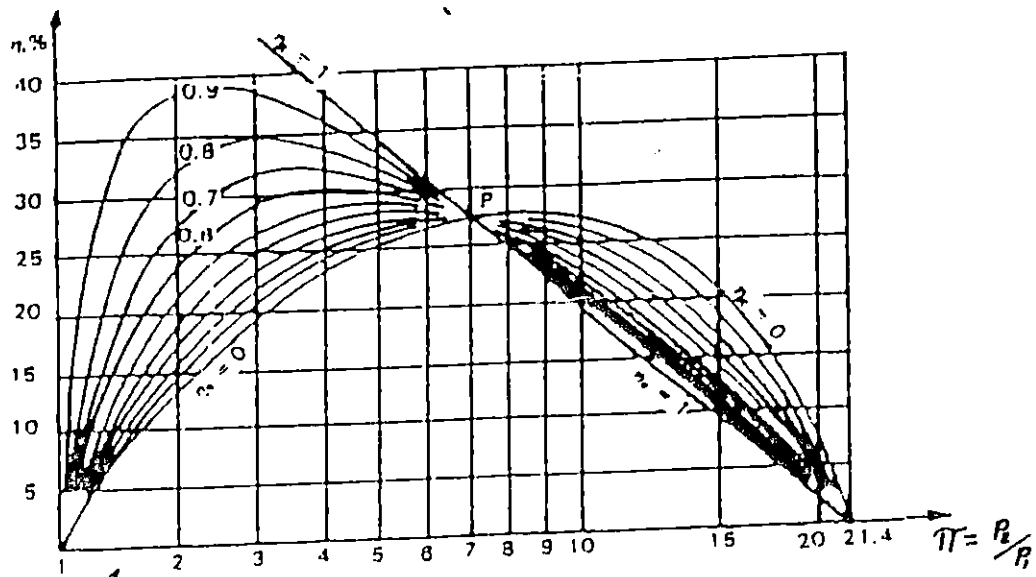


Figura 1.14 Representación gráfica de la ecuación que da el rendimiento de un motor de turbina de gas con regenerador. En este caso se ha considerado $T_3/T_1=3$; $\eta_{t1}=0.87$ y $\eta_{t2}=0.92$. El exponente $K=1.4$

1.3.- CICLOS PRACTICOS EN PLANTAS DE TURBINAS DE GAS

Estos ciclos son aquellos en los cuales se operan cambios o modificaciones en sus procesos, tales como recirculación del fluido de trabajo, enfriamientos en la entrada del compresor y otros.

A- CICLO BRAYTON REGENERATIVO

En un ciclo simple los gases a la salida de la turbina conservan aún una gran cantidad de calor que puede ser aprovechada para calentar el aire que viene del compresor, entra a la cámara de combustión, logrando así un aumento en el rendimiento térmico del ciclo y reduciendo el consumo de combustible. Generalmente existe entre la T_4 de salida de los gases y la T_2 de la entrada del aire al combustor, una diferencia de 200°C o más. Cuando las relaciones de compresión son bajas, la T_2 oscila entre 150°C y 250°C, correspondiendo a valores de T_4 de 350°C y 750°C (Referencia 1).

A-1 Rendimiento Térmico de la Planta de Turbina de Gas Real con Regenerador

Los procesos de combustión y expansión aquí se consideran que no son isoentrópicos, la turbina y el compresor poseen rendimientos térmicos inferiores al 100%. En la figura 1.13 se ha dibujado el ciclo regenerativo real.

$$\eta_t = \frac{W_{ciclo}}{q_{ent}} = \frac{W_t - W_c}{q_{ent}} = \frac{n_{it} * C_p * (T_3 - T_{41}) - (1/n_{ic}) * C_p * (T_{31} - T_1)}{C_p * (T_3 - T_2'')}$$

$$\eta_v = \frac{\eta_{i_t} \eta_{i_c} \left[1 - \left[r_p \right]^{\frac{1-k}{k}} \right] \frac{1}{T_1} - \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{i_c}}}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{i_c}} - \eta_R \left[\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{\eta_{i_t} \eta_{i_c} \left[1 - \left[r_p \right]^{\frac{1-k}{k}} \right]}{T_1} - \frac{\left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{i_c}} \right]}$$

Para valores determinados de T_3/T_1 , η_{i_c} y η_{i_t} , la ecuación anterior da el rendimiento interno de un motor de turbina de gas en función de r_p , teniendo como parámetro el η_R .

En la figura 1.14, se presentan curvas de la ecuación anterior cuando $T_3/T_1 = 3$, $\eta_{i_c} = 0.87$, $\eta_{i_t} = 0.92$ y η_R entre 0 y 1. En dicha figura se observa que η_v crece con η_R para valores de r_p inferiores al punto P.

B- Ciclo con Enfriamiento Intermedio en la Compresión y con Regenerador

Tal como se explicó anteriormente, un enfriamiento del fluido antes de la compresión, propicia una relación de temperaturas altas, lo cual favorece el incremento del rendimiento total del sistema Turbina-Gas.

En el caso de compresores empleados en motores de turbinas de gas, el enfriamiento del aire puede realizarse antes de la entrada de esta al compresor, por medio de un sistema económico evaporativo. En motores de turbinas de gas fijos, suele dividirse la compresión en dos o tres etapas y emplear sistemas de enfriamiento intermedio externo entre las diversas etapas. No suele enfriarse antes de la primera etapa.

Figura 1.16 Ciclo de un motor de turbina de gas con dos etapas de compresión con enfriamiento intermedio a p cto y con regenerador.

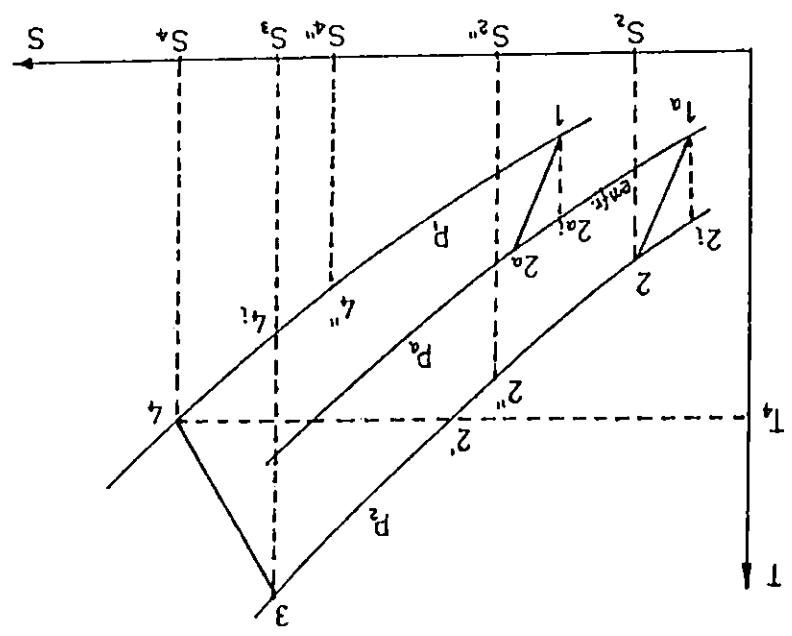
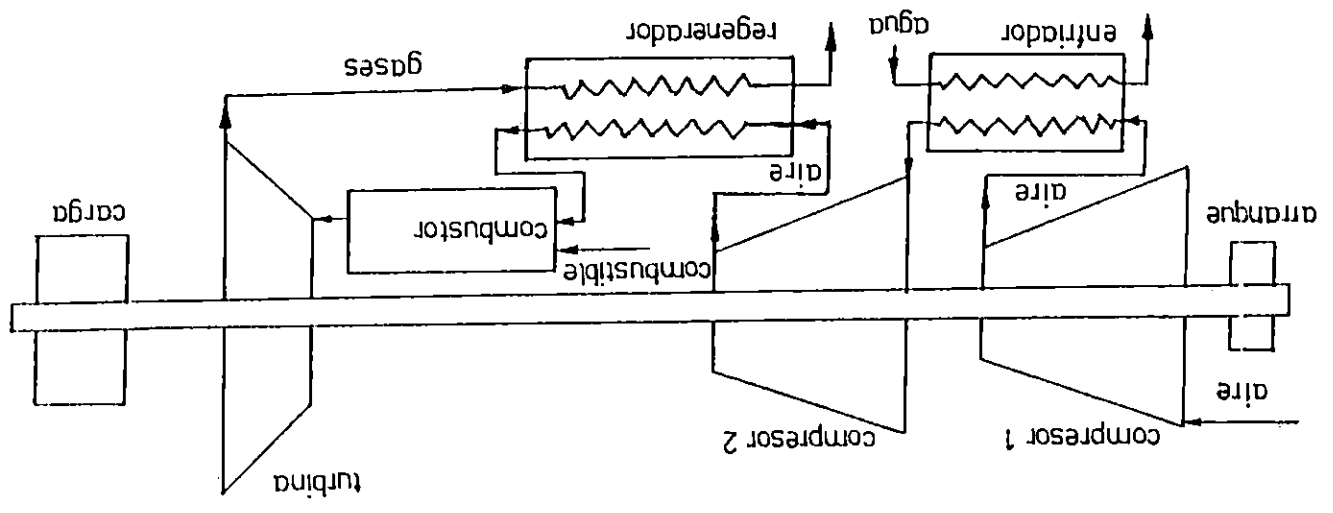


Figura 1.15 Esquema de un motor de turbina de gas con dos etapas de compresión, con enfriamiento intermedio y con regenerador.



En la figura 1.15, se presenta esquematizado, un motor de turbina de gas con dos etapas de compresión compuestas por dos compresores C_1 y C_2 independientes, con un enfriador intermedio y con regenerador. Las dos etapas se pueden tener en una sola máquina, pero es conveniente que las dos etapas de compresión tengan la misma relación de presiones, para reducir el trabajo de compresión $P_a/P_1 = P_2/P_a$.

En la figura 1.16, se presenta el diagrama T-S del ciclo, en él, los procesos de compresión y expansión son politrópicos en entropía creciente. Enfriamiento entre etapas se efectúa a presión constante. El regenerador se coloca después de la última etapa a la temperatura T_2 , misma con que entra al regenerador de donde sale a la temperatura T_2'' . Los gases salen de la turbina a la temperatura T_4 con la que entran al regenerador, para luego salir a la temperatura T_4'' . Los rendimientos internos de los compresores y de la turbina son inferiores al 100%, por ser entropía creciente. También el rendimiento del regenerador es inferior al 100% al ser $T_2'' < T_2' = T_4$. En el combustor y en el escape no se toman en cuenta las pérdidas de presión. Se han considerado las condiciones más preponderantes en un ciclo real de este tipo.

B-1 Rendimiento Térmico

Para generalizar los cálculos se supone que $\eta_{ic1} = \eta_{ic2}$ y que $r_{p1} = P_a/P_1 \ll r_{p2}$

Posteriormente, se pueden hacer consideraciones de igual pertenencia, pues es un caso bastante general. Se puede pues, poner:

$$r_p = P_2/P_1 = (P_a/P_1) * (P_2/P_a) = r_{p1} * r_{p2}$$

El rendimiento térmico es:

$$\eta_o = \frac{W_{c1c2o}}{Q_{ent}} = \frac{W_o - W_{c1} - W_{c2}}{Q_o}$$

$$\eta_o = \frac{\eta_{ic1} \left[1 - \left[r_p \right]^{\frac{1-k}{k}} \right] \frac{T_1 \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ic1} + T_3} + \frac{T_{1a} \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ic2} + T_3}}{1 - \frac{T_{1a}}{T_3} - \frac{T_{1a} \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3 + \eta_{ic2}} + \eta_r \left[1 - \frac{T_{1a}}{T_3} - \eta_{ic1} \left[1 - \left[r_p \right]^{\frac{1-k}{k}} \right] - \frac{T_{1a} \left[\left[r_p \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3 + \eta_{ic2}} \right]}$$

La ecuación anterior dice que el rendimiento térmico aumenta si aumenta T_3/T_1 , T_3/T_{1a} , η_{ic1} , η_{ic2} y η_r .

En la figura 1.17, se ofrece una representación de la ecuación anterior para valores concretos de T_3/T_1 , T_3/T_{1a} , η_{ic1} , η_{ic2} , η_{ic} con diferentes valores de η_r , el cual se toma como parámetro en la familia de curvas. Se observa en la figura 1.17, que en ausencia del regenerador ($\eta_r = 0$), el rendimiento térmico del motor de turbina de gas, disminuye al dividir la compresión y efectuar el enfriamiento intermedio (línea continua #1), con relación al ciclo BRAYTON (línea punteada #1). Sin embargo, al introducir el regenerador y sobre todo, al aumentar el rendimiento de este η_r , el rendimiento térmico se mejora con la división de la compresión y el enfriamiento intermedio (las líneas continuas están sobre las punteadas). Por lo anterior el

1. $n_1 = 0$ 3. $n = 0.50$ 5. $n_2 = 1.00$
 $T_2/T_1 = T_3/T_1 = 3.56$
 2. $n_1 = 0.25$ 4. $n = 0.75$ $n_{12} = n_{23} = 0.85$ $n_1 = 0.88$
 $K = 1.4$

Figura 1.17 Representación del rendimiento de un motor de turbina de gas con dos etapas de compresión, con enfriamiento intermedio (líneas continuas) y con regenerador, para diferentes valores de este último y para valores concretos de los otros parámetros. Las líneas de puntos corresponden al un ciclo Brayton.

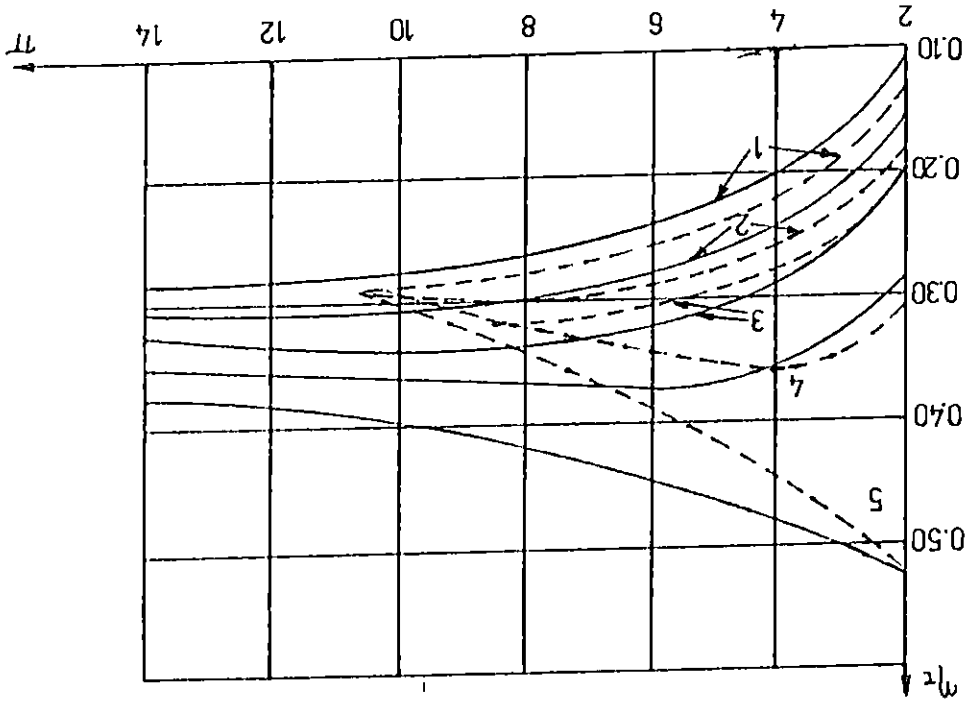
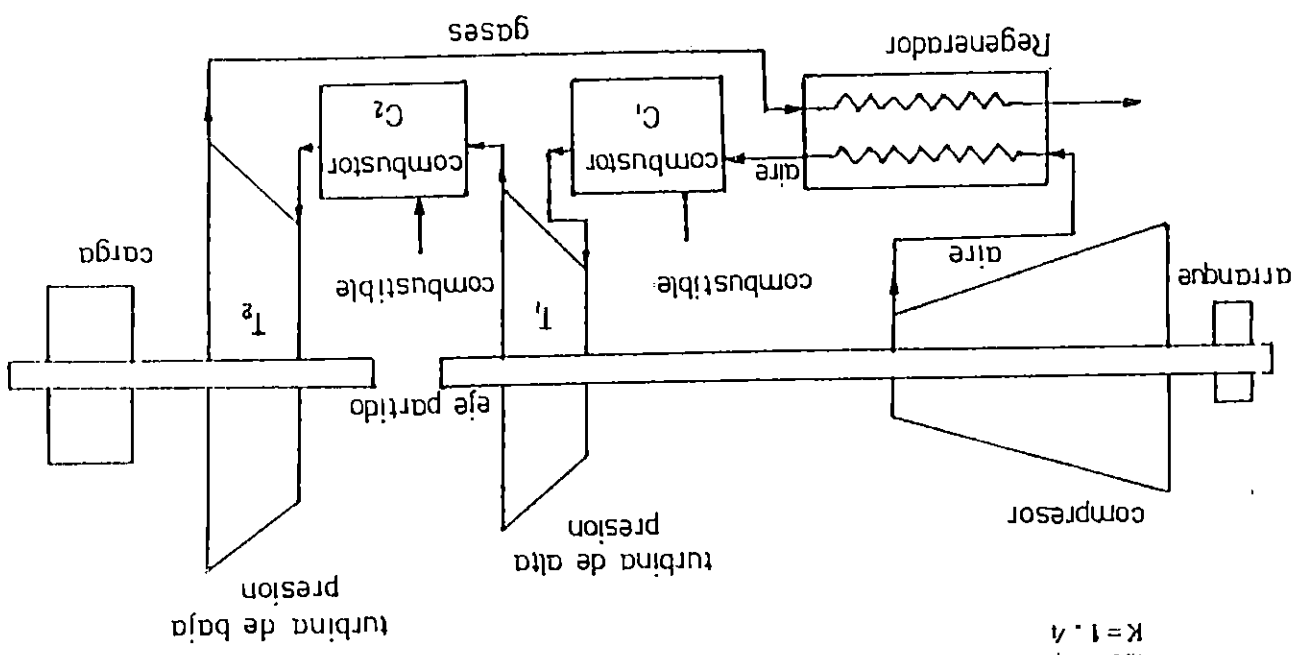


Figura 1.18 Esquema de un motor de turbina de gas con enfriamiento intermedio en la expansión y con regenerador.



empleo de enfriamiento intermedio demanda el uso de buenos regeneradores. En esta misma figura se advierte que la influencia del regenerador es más sensible cuando se opera a baja relación de presiones.

C- Ciclo con Recalentamiento intermedio en la Expansión y con Regenerador

Para poder realizar recalentamiento intermedio en la expansión, es preciso dividir ésta, poniendo dos turbinas; una de baja y otra de alta presión, pudiendo estar estas en el mismo eje o en ejes independientes. Se colocará la segunda cámara de combustión, conocida como el recalentador, donde se quema más combustible y se generan más gases. Para que en esta segunda cámara se dé la combustión se necesita suficiente aire en exceso en la compresión.

En la figura 1.18 se presenta, en esquema, un ciclo abierto regenerativo del motor de turbina de gas con recalentamiento intermedio. En la figura 1.19 se ha dibujado el ciclo correspondiente en el diagrama T-S. Lo mismo que en la compresión se logra aquí que se tenga la misma relación de presiones en las etapas de expansión.

Los procesos de compresión y expansión son politrópicos con entropía creciente. El recalentamiento se realiza a presión constante. Aquí el regenerador va colocado antes de la primera cámara de combustión C_1 y el aire que sale del compresor a la temperatura T_2 , misma que entra al regenerador de donde sale a la temperatura T_2'' . Los gases al salir de la turbina de baja presión, tienen la temperatura T_4 , con la que entrarán al regenerador, para salir de este a la temperatura T_4'' .

Figura 1.19 Ciclo de motor de turbina de gas con dos etapas de expansión con recalentamiento intermedio a presión y con regenerador.

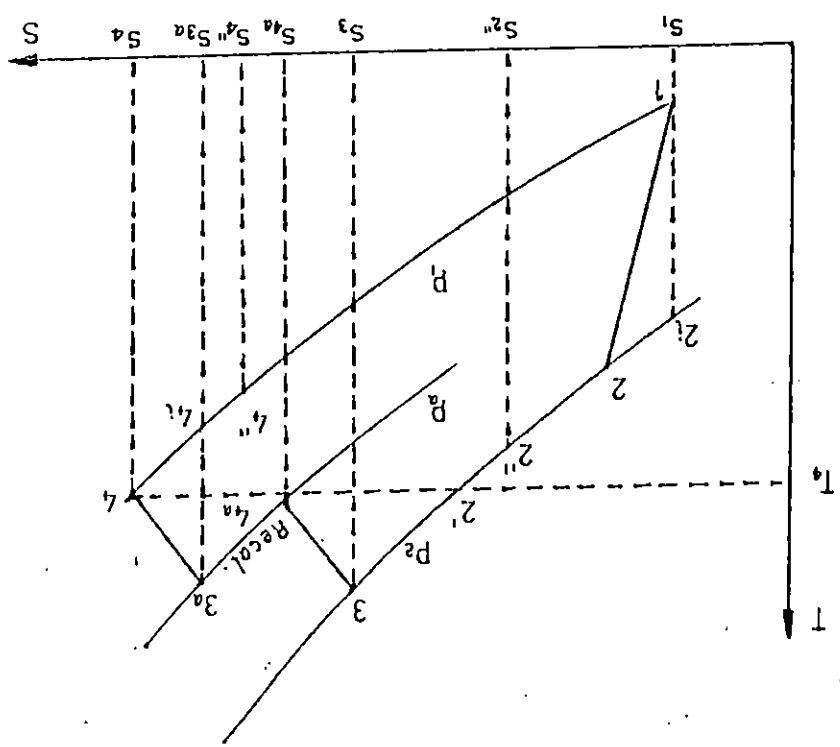


Figura 1.20 Representación del rendimiento térmico de un motor de turbina de gas con recalentamiento intermedio en la expansión (líneas continuas) y con regenerador para diferentes valores del rendimiento de este último y para valores concretos de otros parámetros. Las líneas de puntos corresponden al ciclo Brayton. En la

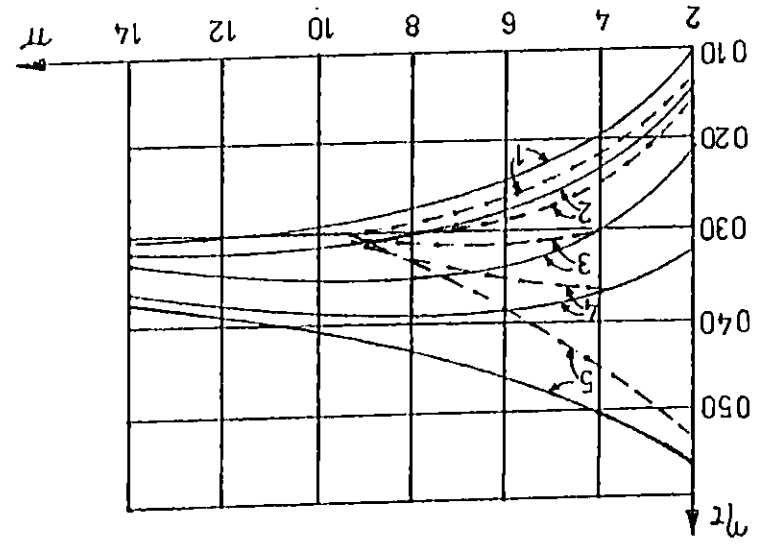


figura.
 1. $\eta_r=0$ 2. $\eta_r=0.25$ 3. $\eta_r=0.50$ 4. $\eta_r=0.75$
 5. $\eta_r=1.0$
 $T_1/T_2=3.60$ $T_1/T_3=1$ $\eta_{11}=0.88$ $\eta_{12}=0.87$ $K=1.4$

C-1 Rendimiento Térmico

$$\eta_t = \frac{W_{c1e1e} + W_{c2e2e} - W_c}{Q_{ent}} = \frac{W_{t1} + W_{t2} - W_c}{Q_{c1} + Q_{c2}}$$

$$\eta_t = \frac{n_{it1} * C_p (T_3 - T_4) + n_{it2} * C_p (T_{3a} - T_{4a}) - C_p (T_{21} - T_1) / n_{ic}}{C_p (T_3 - T_2) + C_p (T_{3a} - T_{4a})}$$

Donde:

W_{t1} : Trabajo realizado por la turbina de alta presión (t_1)

W_{t2} : Trabajo desarrollado por la turbina a baja presión (t_2)

W_c : Trabajo absorbido por el compresor (C_1)

Q_{c1} : Calor suministrado por el primer combustor

Q_{c2} : Calor suministrado por el segundo combustor

n_{it1} : Rendimiento interno de la turbina t_1

n_{it2} : Rendimiento interno de la turbina t_2

n_{ic} : Rendimiento interno del compresor

$$\eta_t = \frac{n_{it} \left[1 - \left[r_{t1} \right]^{\frac{1-k}{k}} \right] + \frac{n_{it1} T_{3a} \left[1 - \left[r_{t2} \right]^{\frac{k-1}{k}} \right] \left[\left[r_c \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3} - T_1 \frac{\left[\left[r_c \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{n_{ic} T_3}}{\frac{T_{3a}}{T_3} \frac{T_1}{T_1} \frac{\left[\left[r_c \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_3^{n_{it}}} + n_{it1} \left[1 - \left[r_{t1} \right]^{\frac{1-k}{k}} \right] \epsilon_{n_{ic}} \left[\frac{T_{3a}}{T_3} \frac{T_1}{T_3} - A - B \right]}$$

Donde: $A = \eta_{i12} (1 - r_{t2})$ y $\theta = T_1 (r_c - 1) / (T_3 + \eta_{i2})$

η_R : Rendimiento de regenerador

$r_c = P_2/P_1$: Relación de presiones en el compresor

$r_{t1} = P_3/P_4$: Relación de presiones en la turbina alta

$r_{t2} = P_4/P_1$: Relación de presiones en la turbina baja.

La temperatura está señalada en la figura 1.19 y en la figura 1.20, se ofrece una representación gráfica de la ecuación anterior, tomando como parámetro η_R , y variable dependiente η_e y r_c como variable independiente.

$$\eta_e = f(r_c, \eta_R)$$

Las relaciones de presión $r_{t1} = r_{t2}$, con las que se obtiene mejor rendimiento. Por tanto:

$$r_{t1} = r_{t2} = r_t$$

1.4.- PLANTAS DE GENERACION DE POTENCIA QUE UTILIZAN "CICLO COMBINADO"

1.4.1.- DEFINICION DE CICLO COMBINADO.

Una de las características de las turbinas de gas es la gran cantidad de calor disponible en el gas de escape. La economía de la mayoría de las instalaciones de turbinas de gas exige que se utilice este calor. Los usos a los que se destina este calor de escape pueden ser: calentamiento de agua, producción de vapor, calentamiento de aire y otros, los que estarán determinados por el tipo de instalación.

CICLO COMBINADO: Se denomina así a la conjugación de dos ciclos térmicos, uno que opera con turbina de gas y otro con turbina de vapor, con el fin de utilizar mejor el calor puesto en juego en la conversión energética, y de elevar el rendimiento térmico global. Este ciclo combinado encuentra su fundamentación en el hecho de que la turbina de gas expulsa gases con alta energía calorífica a los que se busca utilización en un ciclo de vapor. Independientemente de la utilización que se dé a los gases expulsados por una turbina de gas, debe de tomarse en cuenta las siguientes observaciones:

- a) La turbina de gas es sensible a la contrapresión de escape. Las especificaciones para cualquier permutador de calor de gases de escape, deben por lo tanto, establecer la caída de presión permisible del lado de los gases calientes. Un valor conveniente para esta caída de presión está entre 7.62 y 12.7 cm. de agua.

Si al dispositivo recuperador de calor se le suministrará calor adicional, puede ser necesario operar con una caída de presión más alta. Las recomendaciones del fabricante de la turbina determinarán el límite superior de presión.

- b) La temperatura del gas de escape y el flujo dependen del modelo de la máquina y la carga con la que está operando. Esta información se obtiene, en forma de curvas, del fabricante de turbinas. Como aproximación general, la temperatura establecida del escape con la carga de clasificación puede ser 577 °C y el flujo de clasificación será 0.28 a 0.42 m³/min. por caballo de fuerza.
- c) Los sistemas de recuperación de calor de escape deben permitir variaciones en el suministro de calor. Un medio de producir esto, es un ducto de desvío del escape con un regulador de paso adecuado para regular el flujo. Así el escape de la máquina tiene dos rutas, una ruta va a través del dispositivo recuperador de calor y la otra directamente a la atmósfera por el ducto de desvío. La cantidad de gas caliente que pasa por el dispositivo recuperador de calor se ordena con una válvula reguladora instalada en el ducto de desvío.
- d) La atenuación del ruido de escape de la turbina de gas se debe proporcionar en el lugar de la instalación para satisfacer los requerimientos de la restricción de ruido. El ruido del escape es de baja frecuencia, alrededor de los 300 ciclos por segundos y se puede describir como un rugido constante. Comúnmente los equipos de recuperación de calor resuelven el problema de amortiguación del ruido de escape. Cuando no se instalan estos equipos, la atenuación del ruido de escape puede lograrse con silenciadores de escape apropiados ó con ductos de escape con placas desviadoras, empleando técnicas de absorción de sonidos que satisfagan los requerimientos de protección contra incendios de la localidad.

1.4.2.- CICLO COMBINADO GAS - VAPOR CLASICO; CON O SIN QUEMADO DE COMBUSTIBLE EN EL RECUPERADOR.

Este ciclo se representa en la figura 1.21 La línea, doble representa el flujo de gas y la línea sencilla el ciclo de vapor. En el recuperador los gases ceden energía calorífica al ciclo de vapor. El recuperador viene a ser la caldera ó fuente caliente, y puede ser un simple intercambiador de calor de los gases con el agua, sin calor adicional. O bien se puede quemar en él, combustible adicional, con el exceso de aire que traen los gases, ó inyectando aire secundario, con lo que se incrementa el calor disponible, se eleva la temperatura y se mejora el rendimiento de éste. La forma simple de operación señalada se denomina de alimentación directa.

El combustible empleado en el combustor de la turbina de gas y en el recuperador puede ser de la misma naturaleza (gaseoso ó líquido ligero), o puede usarse en el recuperador carbón pulverizado. La temperatura de los gases expulsados por la turbina de gas es del orden de 400 a 450 °C, y en ciertos casos alcanza los 500 °C. Este nivel de temperatura prefijado determinará el quemado ó no del combustible adicional en el recuperador, de acuerdo a la temperatura de trabajo que se imponga a la turbina de vapor. en ciertos casos 450 °C ó 500 °C es satisfactoria. En otros se exige llegar hasta 540 °C. Debe tenerse presente que todavía se necesita un gradiente de temperaturas de unos 40 a 50 °C. para la transferencia de calor de los gases al agua. La temperatura alta del ciclo de gas puede ser del orden de los 1000 °C ó más y la presión de descarga en el condensador de la turbina de vapor puede ser del orden de 0.05 bar. Las temperaturas involucran a los flujos de masa en cada ciclo, para un ponderado equilibrio de potencias. El rendimiento térmico del ciclo combinado va a depender de la temperatura alta y baja del mismo.

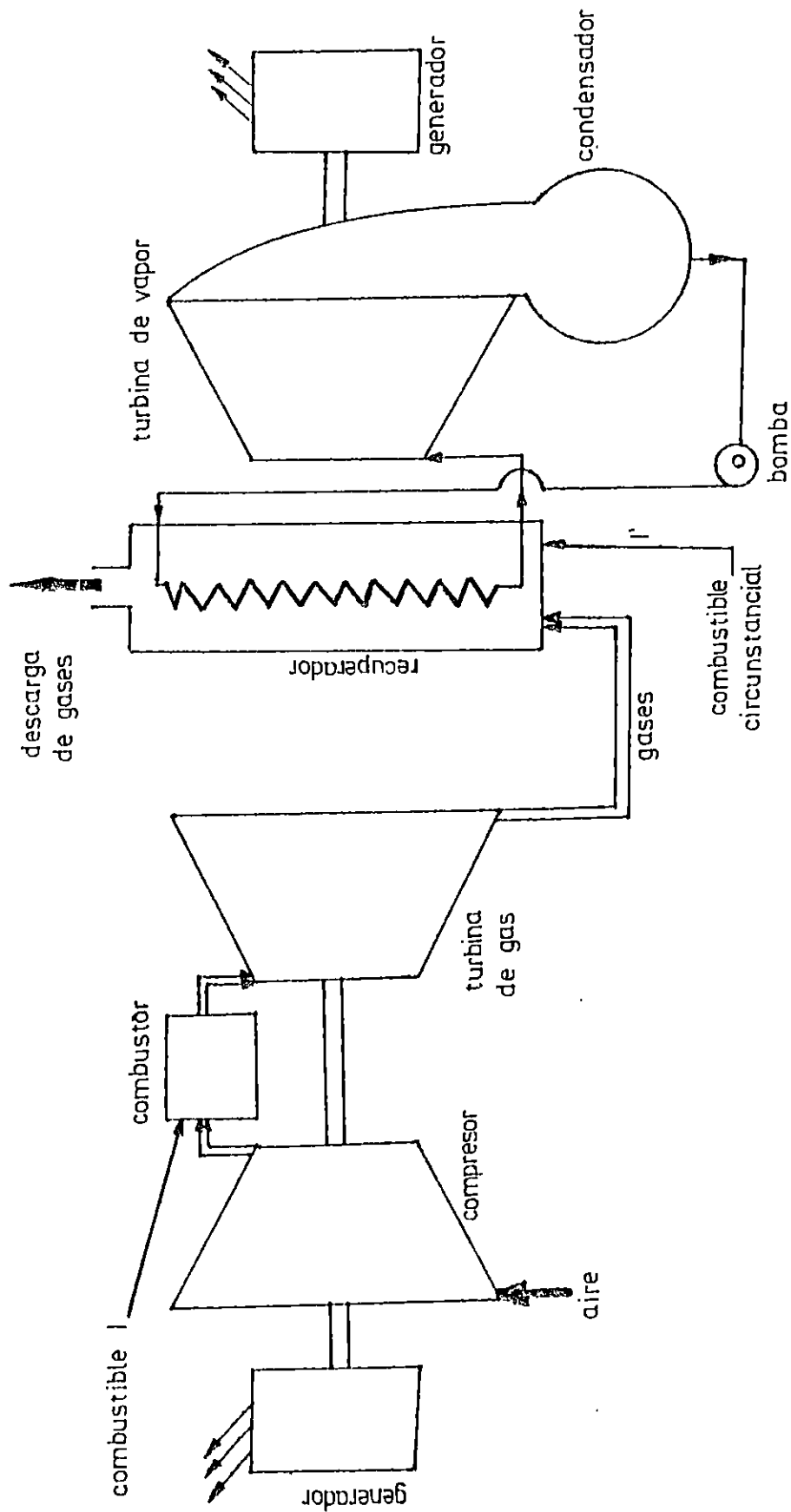


Figura 1.21 Ciclo combinado gas-vapor clasico con alimentacion directa de combustible, con o sin (l' abierto o cerrado) quemado de combustible adicional en el recuperador. El ciclo de gas esta representado por lineas doble, el ciclo de vapor por linea sencilla.

1.4.3.- RENDIMIENTO TERMICO GLOBAL DE LAS PLANTAS DE CICLO COMBINADO Y COSTOS DE INSTALACION.

El rendimiento térmico de un ciclo combinado gas-vapor es siempre superior al de un ciclo de gas ó al de un ciclo de vapor, tomados separadamente. Se puede decir que cuando la instalación se destina a la producción de electricidad solamente, los rendimientos térmicos empiezan a superar el 50%.

La figura (1.22) muestra la tendencia de los rendimientos térmicos de plantas de ciclo combinado instaladas durante la década de los años setenta, también se presenta la tendencia de los rendimientos térmicos de plantas de vapor. Como puede observarse las plantas de ciclo combinado reflejan una clara tendencia ascendente y las de vapor muestran un estancamiento entre el 37 y 38% a la mitad de la década, además, para el ciclo combinado los rendimientos térmicos son muy superiores a los de la planta simple de vapor.

El rendimiento térmico para una planta de ciclo combinado puede definirse operacionalmente como:

$$n_e = \frac{\text{electricidad generada}}{\text{calor gastado}} \times 100$$

Sobre los costos de instalación de plantas de ciclo combinado, en el año de 1980 algunas compañías constructoras oscilaron entre 300 y 350 dólares por kilowatt instalado, para plantas de 90,000 a 100,000 Kw, con unidades de alimentación directa de combustible, gaseoso ó liquido ligero.

Las plantas que consumen carbón son más costosas, un estimado para una planta de 165 Mw es de 650 dólares por Kw. instalado, ésto proyectado en el año de 1985.

Figura 1.22 Evaluación del rendimiento térmico en planta de vapor y planta de ciclo combinado en la década de los 70, según la compañía Rolls-Royce, de Inglaterra. Se prevé que en la década de los 90 se supere el 50%.

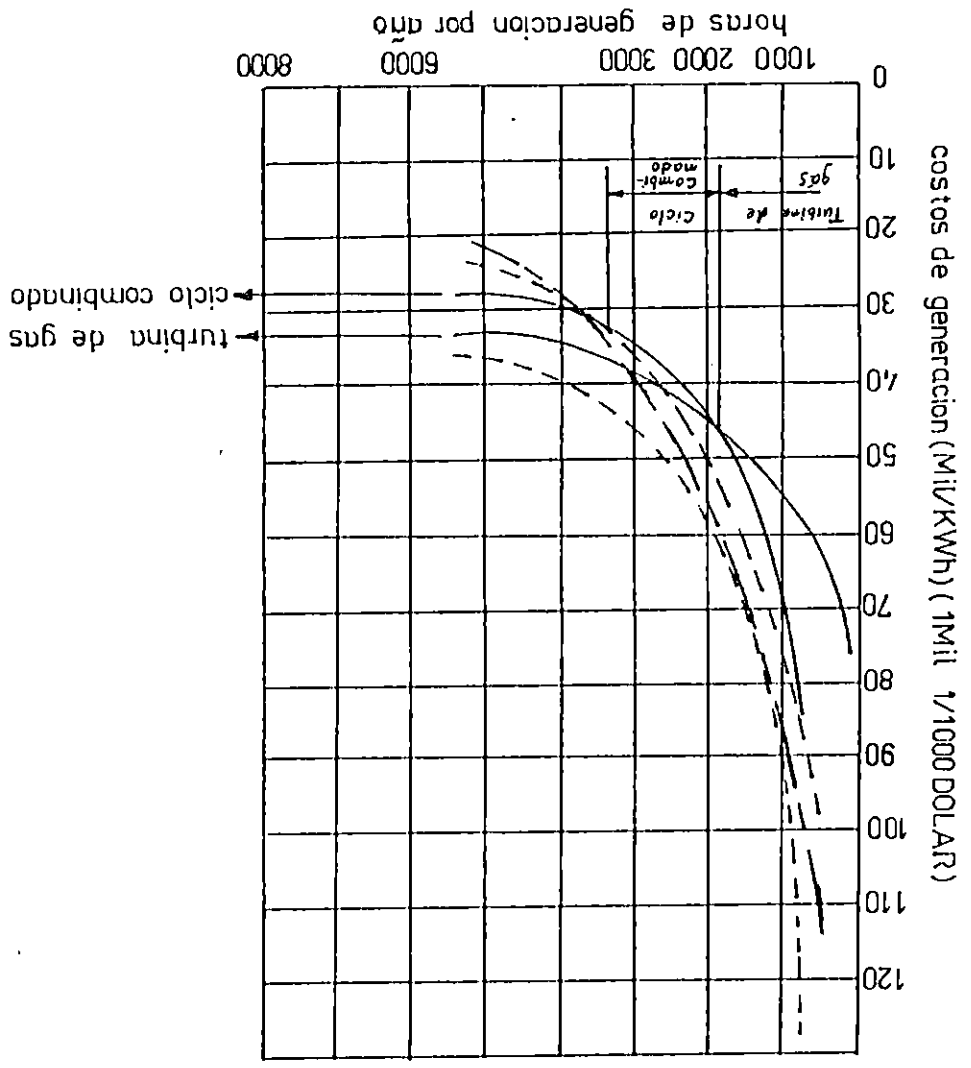
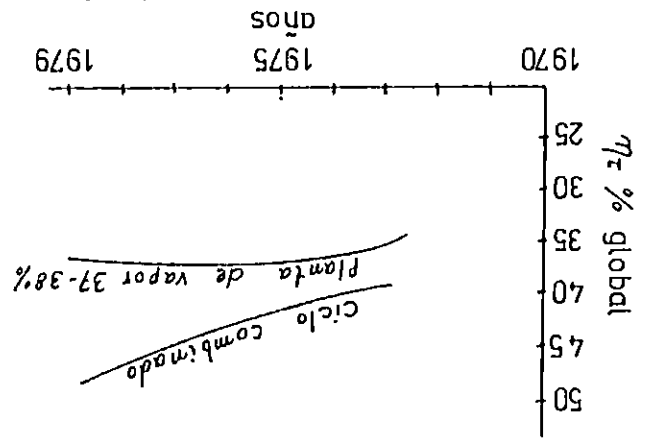


Figura 1.23 Curvas costos/utilización según sistema de generación de energía eléctrica empleado (ver 1).

En la fig. (1.23) se muestran unas curvas sobre COSTOS/UTILIZACION, según el sistema de generación eléctrica empleado; observese la ventaja del ciclo combinado sobre la planta de turbinas de gas simple.

1.4.4.- CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.

El consumo específico de combustible es un importante parámetro por medio del cuál, puede determinarse la ventajosa economía que representan las plantas de ciclo combinado.

En las fig. (1.24) y (1.25) se dan, en forma gráfica, los consumos específicos en Kcal/Kwh en función de la carga, para potencias nominales de 400 y 600 Mw respectivamente.

En la fig. (1.25) el ciclo de vapor representado, opera en condiciones termodinámicamente idénticas a la parte del vapor del ciclo combinado, con el fin de poder establecer una comparación que refleja claramente la ventaja del ciclo combinado.

En la fig. (1.24) se puede apreciar la influencia de la temperatura ambiente en el rendimiento de la turbina. También se observa que la variación del consumo específico es más sensible con combustible sin desulfurar, siendo menor en valores nominales, con la desventaja que se dañan los álabes de la turbina por los efectos corrosivos del azufre.

Figura 1.25 Consumo específico de un ciclo simple de vapor y un ciclo combinado, con carbón. 1. Turbina gas 128 MW. 2. Turbina gas 103 MW. (IRIDEM).

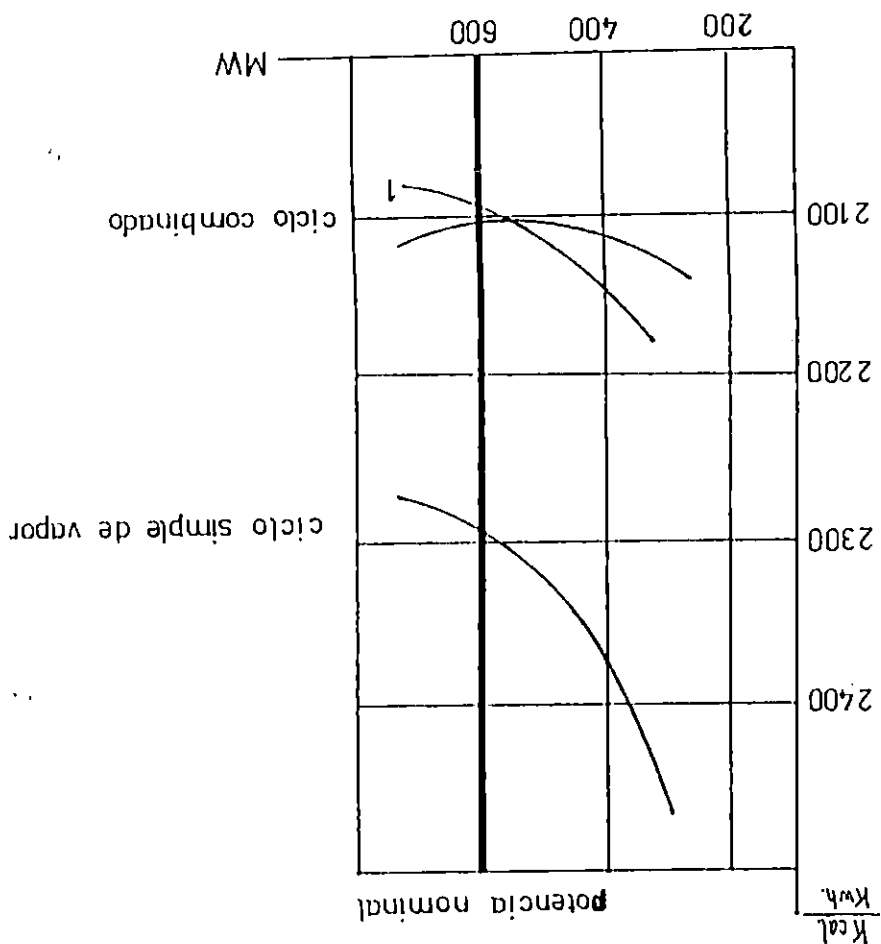
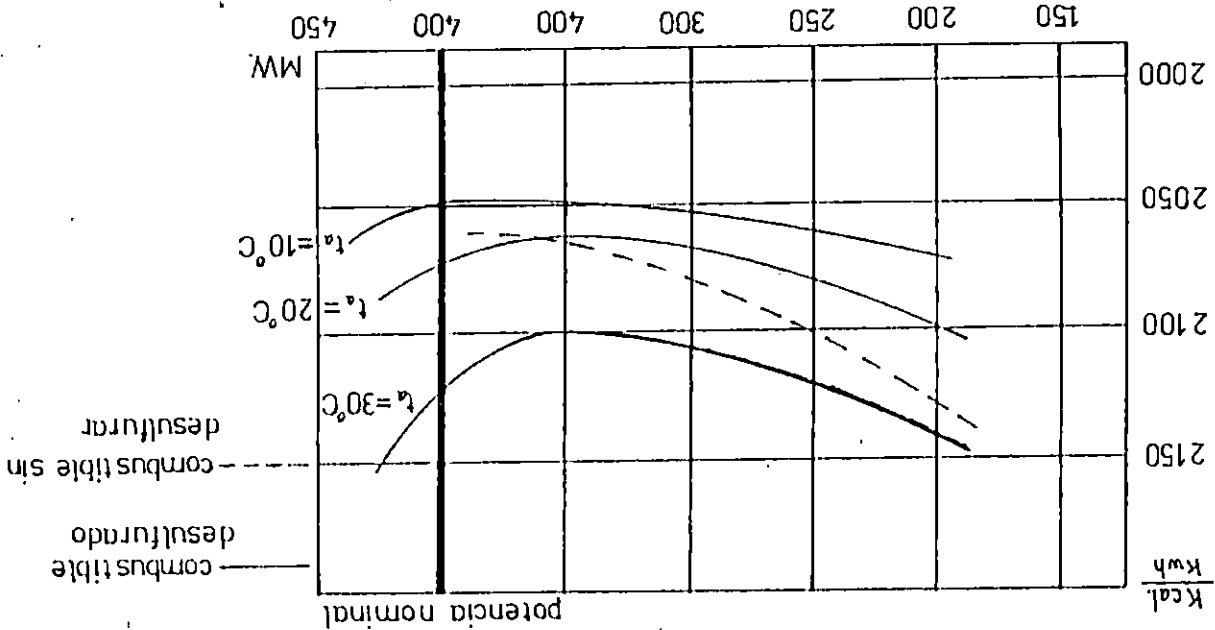


Figura 1.24 Consumo específico de un ciclo combinado para un combustible hidrocarburo (IRIDEM).



CONCLUSIONES

- i) La teoría termodinámica presenta varios tipos de ciclos termodinámicos aplicados en turbinas de gas, sin embargo, en la realidad se utiliza más el ciclo Brayton y sus modificaciones, con el afán de mejorar el rendimiento térmico.

- ii) Para un motor de turbina de gas pueden realizarse principalmente las siguientes modificaciones:
 - Planta con Regenerador
 - Planta con Regenerador e Interenfriamiento en la etapa de compresión.
 - Planta con Regenerador y Recalentamiento en la etapa de Expansión.Para obtener un mejor rendimiento térmico de la planta y los mínimos costos de instalación, resulta en muchas ocasiones conveniente realizar solamente la primera modificación.

- iii) Evaluando termodinámicamente una planta de turbina de gas, se encuentra que la temperatura de los gases de escape es tal que estos aún poseen un alto poder calorífico, en lo cual se fundamenta la implementación del ciclo combinado.

- iv) El uso del ciclo combinado no necesariamente será para generación de potencia eléctrica, pues esto dependerá de la capacidad de la turbina de gas (energía disponible del flujo de gases de escape), de aquí que puede utilizarse para otros usos industriales tales como:
 - Calefacción
 - Esterilización de equipo médico
 - Secado de granos
 - etc.

v) Los arreglos de una planta de ciclo combinado pueden ser muy diversos, incluso podría implementarse sin la utilización de una turbina a gas, y sustituir ésta por otro elemento que genere o utilice gases a altas temperaturas (aproximadamente 450°C). Pero en base a las investigaciones realizadas para la elaboración del presente documento, se ha llegado a determinar que el arreglo original y de mayor utilización en plantas de ciclo combinado, es la conjugación de una planta de turbina a gas y otra de turbina de vapor, para la generación de energía eléctrica.

CAPITULO DOS
CONCEPTOS BASICOS SOBRE
EXERGIA Y
DINAMICA DE GASES

CAPITULO DOS
CONCEPTOS BASICOS SOBRE EXERGIA
Y DINAMICA DE GASES

2.1.- MARCO TEORICO (EXERGIA)

El primer principio de la termodinámica establece que en ningún proceso termodinámico puede haber creación o destrucción de energía. Sólo se transforma.

Luego se puede afirmar que la energía tiene muchas formas de presentarse, y se dice entonces que ésta es única. Con la salvedad de que pueden realizarse transformaciones energéticas con el propósito de darle mejor utilidad.

Las diversas formas de la energía no son termodinámicamente equivalentes, luego, no se puede comparar dos formas de energía desde el punto de vista económico ni térmico. Las formas de energía de mayor utilización y transformables mutuamente en la proporción que se desee mediante procesos reversibles son la energía mecánica y la eléctrica; por otra parte la energía interna y el calor son las formas más pobres de la energía ya que solo son convertibles y aprovechables en una forma de transformación de trabajo mecánico de un modo limitado, aún mediante procesos reversibles.

Esto es una consecuencia del segundo principio, el cual establece que si una transformación de energía es posible, esta se efectúa en una sola dirección y no en la dirección contraria.

En todo proceso irreversible se degrada la energía mecánica aprovechable. Una medida de esta degradación la da el incremento de entropía de un sistema adiabático ($\Delta S_{irrev.}$). Este incremento es directamente proporcional a la energía inutilizada (trabajo perdido).

2.2.- LA MAQUINA TERMICA

Considerando una máquina térmica como se muestra en la figura 2.1:

En toda máquina térmica, existen irreversibilidades, luego según el segundo principio de la termodinámica se puede verificar:

$$\Delta S_{\text{irrev}} = \Delta S_{\text{M.T.}} + \Delta S_{\text{F.C.}} + \Delta S_{\text{F.F.}} = -\frac{Q_A}{T} + \frac{|Q_R|}{T_u} > 0$$

Donde: ΔS_{MT} ---- Variación de entropía del medio que realiza el trabajo en el interior de la máquina térmica.

ΔS_{FC} ---- Variación de entropía de la fuente caliente

ΔS_{FF} ---- Variación de entropía de la fuente fría.

$$W_e = Q_A - |Q_R| \Rightarrow |Q_R| = Q_A - W_e$$

$$\text{Luego: } \Delta S_{\text{irrev}} = -\frac{Q_A}{T} + \frac{(Q_A - W_e)}{T_u}$$

El rendimiento térmico irreversible de una máquina térmica es:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_e}{Q_A}$$

Luego el W_e será:

$$W_e = Q_A \frac{(T - T_u)}{T} - T_u \Delta S_{\text{irrev}}$$

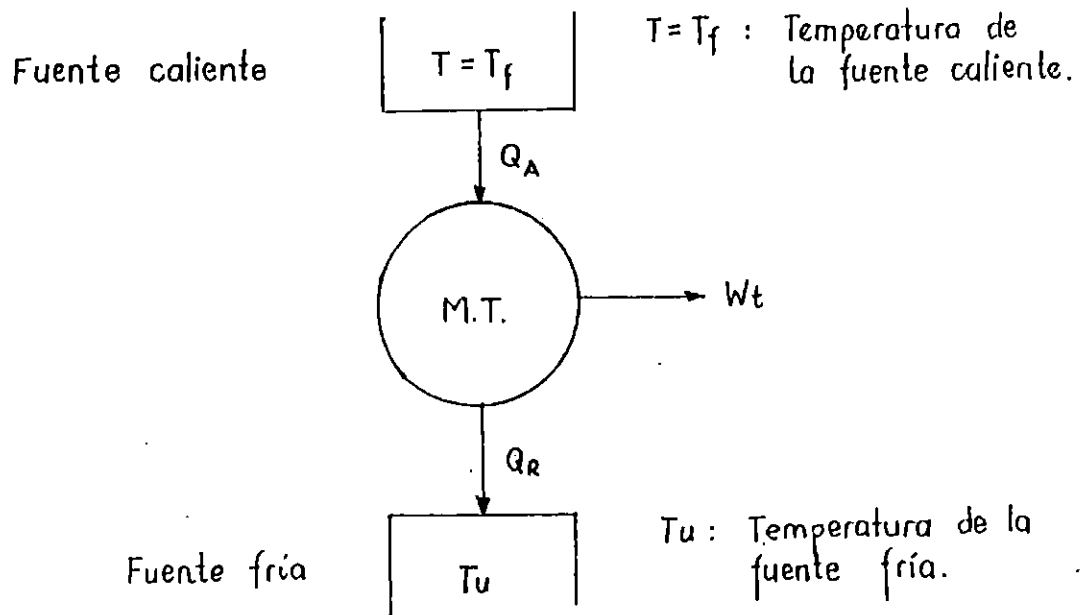


Figura 2.1. Máquina Térmica.

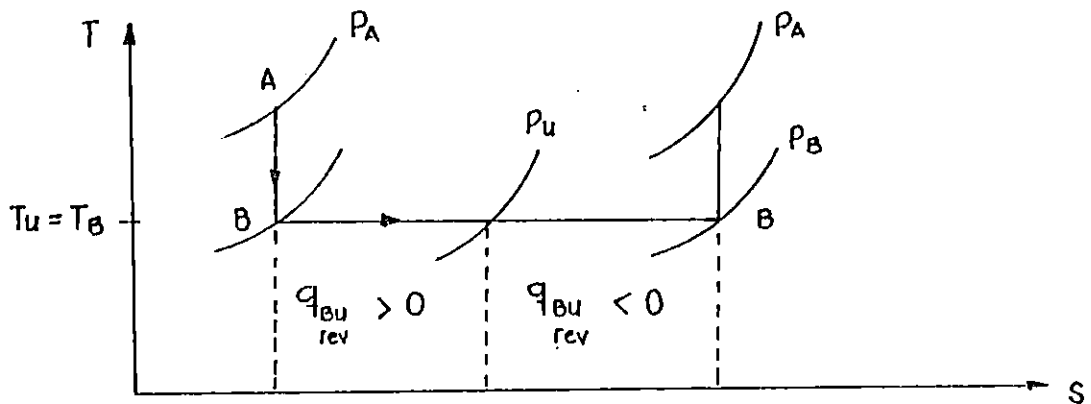


Figura 2.2. Procesos de compresión y expansión adiabáticos - reversibles.

Volviendo al rendimiento térmico, sustituyendo W_e :

$$\eta_{th} = \frac{W_e}{Q_A} = \frac{(T - T_u)}{T} - \frac{T_u \Delta S_{irrev}}{Q_A}$$

Como $\Delta S_{irrev} > 0$, se tiene que $\eta_{th} < \frac{(T - T_u)}{T}$

Donde: $\frac{T - T_u}{T}$ es el factor de Carnot (η_{th}) (Ref. 2)

Luego, se puede establecer que cuanto mayor es la entropía generada a causa de las irreversibilidades, tanto menor es el rendimiento térmico.

Cuando se habla de trabajo técnico, debe investigarse analíticamente cual será el máximo posible que se puede obtener de un sistema al realizar un proceso reversible que lo lleve a un estado final dado.

Para valorar el contenido en energía de un sistema abierto, se debe considerar un fluido con condiciones dadas de presión, temperaturas, velocidad y posición (P.T. C y Z).

El estado final que hace máximo el trabajo reversible, es cuando el sistema en estudio tiene condiciones diferentes a las del medio mediante (U) y evoluciona en el sistema abierto y en el medio ambiente hasta alcanzar las condiciones:

$$P_u, T_u, C_u = 0. Z_u$$

Luego a éste trabajo técnico máximo posible que se realiza en este sistema se le llama disponibilidad (ψ).

Para determinar la disponibilidad debe considerarse un proceso en

el cual el medio que lo realiza solo puede intercambiar calor con el medio ambiente exterior. "Si el sistema cede calor al exterior, ésta será la parte no aprovechable de su contenido de energía de su estado inicial".

La condición necesaria para obtener el máximo trabajo técnico posible, es que el proceso a considerarse debe desarrollarse sin irreversibilidades (interiores o exteriores). Considerese la figura 2.2.

Partiendo del estado inicial A, el fluido se expandirá adiabáticamente y reversiblemente hasta alcanzar la temperatura ambiente " T_u " y la presión $P_B > P_u$ ó $P_B < P_u$ como dos posibilidades presentes.

Según el primer principio de la termodinámica:

$$q_{AB} - (W_{AB})_{REV} = h_B - h + \frac{1}{2} (C_B^2 - C^2) + g(Z_B - Z)$$

Como el proceso es adiabático: $q_{AB} = 0$

Luego:

$$(W_{AB})_{REV} = h - h_B + \frac{1}{2} (C^2 - C_B^2) + g(Z - Z_B)$$

Para el segundo proceso reversible isotérmico, se expande o comprime según sea el caso

$$P_B > P_u \quad \text{ó} \quad P_B < P_u$$

Luego se tiene:

$$(q_{BU})_{REV} - (W_{BU})_{REV} = (h_U - h_B) + \frac{1}{2} (C_U^2 - C_B^2) + g(Z_U - Z_B)$$

$$\text{como: } \int_B^U t ds = (q_{BU})_{rev} + |W_{RBU}| \quad ; \quad y \quad T_U = T_B \quad ; \quad S_B = S$$

$$|W_{RBU}| = 0 \quad ; \quad C_U^2 = 0$$

Se llega a que:

$$(W_{tBU})_{rev} = h_B - h_U + \frac{1}{2} C_B^2 + g (Z_B - Z_U) + T_U (S_U - S)$$

Luego al sumar los trabajos de los procesos, se obtiene la expresión general de la disponibilidad.

$$\psi = (h - h_U) - T_U (S - S_U) + \frac{C^2}{2} + g (Z - Z_U)$$

Debido a que en la disponibilidad se involucra el estado del medio ambiente exterior (T_U), esta no se clasifica como variable de estado.

Si se coconsidera la diferencia de disponibilidades entre dos estados de fluidos, " T_U " siempre aparece en la expresión:

$$\psi_2 - \psi_1 = h_2 - h_1 - T_U (S_2 - S_1) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g (Z_2 - Z_1)$$

Si " T_U " adquiere un valor determinado, la capacidad de trabajo técnico podrá ser considerada como una variable de estado del fluido, y a esta expresión se le conoce como: EXERGIA (E) ó (e).

$$e = (h - h_U) - T_U (S - S_U)$$

$$\text{Luego: } \psi = e + \frac{C^2}{2} + g (Z - Z_U)$$

Si las energías cinéticas y potencial no tienen mucha influencia, la disponibilidad será igual a la exergía.

La expresión general de la disponibilidad es una magnitud mediante la cual se pueden valorar cuantitativamente las

transformaciones energéticas que tienen lugar en los sistemas abiertos.

La irreversibilidad de un proceso se manifiesta en que la capacidad del sistema de dar trabajo queda disminuida.

Sin embargo, al transformar energía mecánica en otras formas inferiores de energía, aquella energía se degrada. La mejor forma de ver cuantitativamente esta degradación es mediante la pérdida de capacidad de proporcionar trabajo del sistema. De lo anterior se puede decir que "en cualquier proceso irreversible se destruye exergía", por lo tanto, el trabajo técnico obtenido o cedido a un sistema se debe considerar como exergía perdida o ganada por el sistema.

Al considerar exclusivamente sistemas adiabáticos, si para un proceso que tiene lugar en un sistema adiabático no se realiza ningún trabajo, la energía no aprovechada es simplemente la disminución de la capacidad de trabajo técnico que experimenta el medio que recorre el sistema adiabático.

Para determinar la exergía perdida en un proceso que se desarrolla en un sistema no adiabático abierto, se realiza considerando un sistema adiabático abierto total formado por el sistema no adiabático y el sistema exterior, con el cual se intercambia calor. Según el segundo principio se tiene:

$$E_{v12} = T_u (S_2 - S_1 + \Delta S_u) \text{ (Pérdida de exergía)}$$

La exergía perdida no es una característica de un estado o de un sistema, es decir, no representa ninguna variable de estado termodinámico de un sistema, sino es una característica de los procesos irreversibles. La exergía pérdida representa la fracción de trabajo técnico disponible que se deja de aprovechar.

2.2.1.- Esquema de una planta de ciclo combinado y representación de su diagrama de exergía.

Al desarrollar la temática sobre exergía por muy breve que esta sea, se hace necesario hacer una representación de los flujos de exergía, que entran y salen de cada uno de los elementos que componen la totalidad de un determinado sistema al cual se le quiera aplicar este análisis energético.

Es por esto que, tomando como base el desarrollo de los conceptos básicos sobre exergía del apartado 2.1, en las figuras 2.3 y 2.4 se presenta el arreglo clásico de una planta de ciclo combinado y su diagrama de exergía respectivamente.

Deberá observarse en la figura 2.3 que existen dos etapas de expansión, lo que hace más eficiente a la planta, ya que las dos turbinas tienen sus ejes de giro independientes. Pero en el diagrama de exergía de la figura 2.4 el punto de entrada será el ingreso de los gases a la turbina del compresor (primera etapa) y el de salida será, la salida de los gases de la turbina de potencia (segunda etapa).

Las letras mayúsculas y entre comillas del diagrama de exergía, representan cada una a un elemento de la planta del ciclo combinado representada en la figura 2.3 y cada uno de los números que aparecen en los subíndices, representa a un punto específico en el recorrido del fluido de trabajo por toda la planta.

La simbología utilizada en la figura 2.4 se define a continuación:

e_v -----> Exergía perdida

Ejemplo: $e_{v_{23}}$, ésta es la exergía perdida del punto "2" al punto "3".

e -----> Exergía de entrada o de salida

Ejemplo: e_2 , ésta es la exergía entrando al elemento "B"

W -----> Trabajo, de un elemento a otro

$W_{\text{útil}}$ -> Trabajo técnico útil

FIG. 2.3 - ESQUEMA DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO SIN FUEGO SUPLEMENTARIO

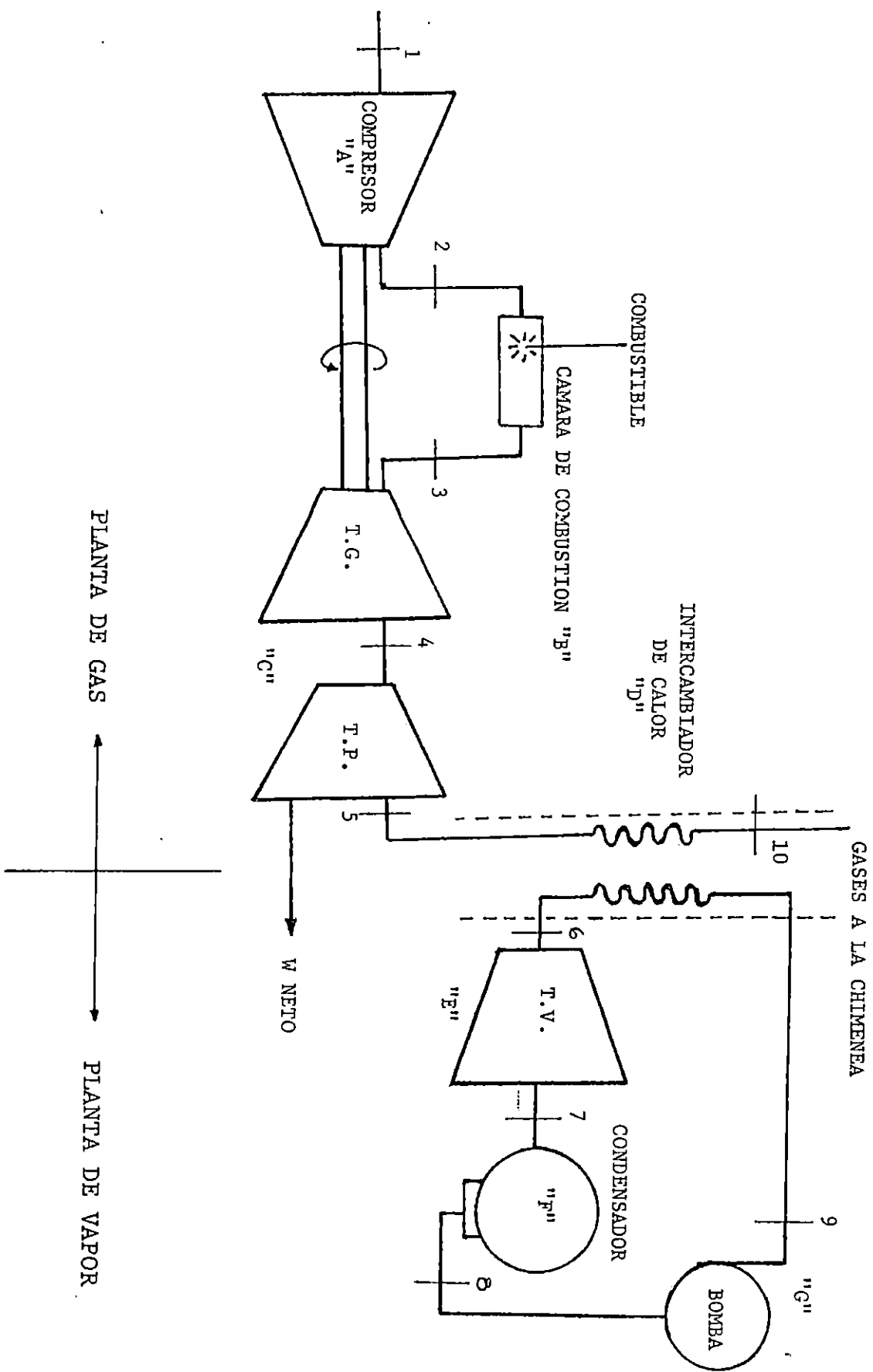
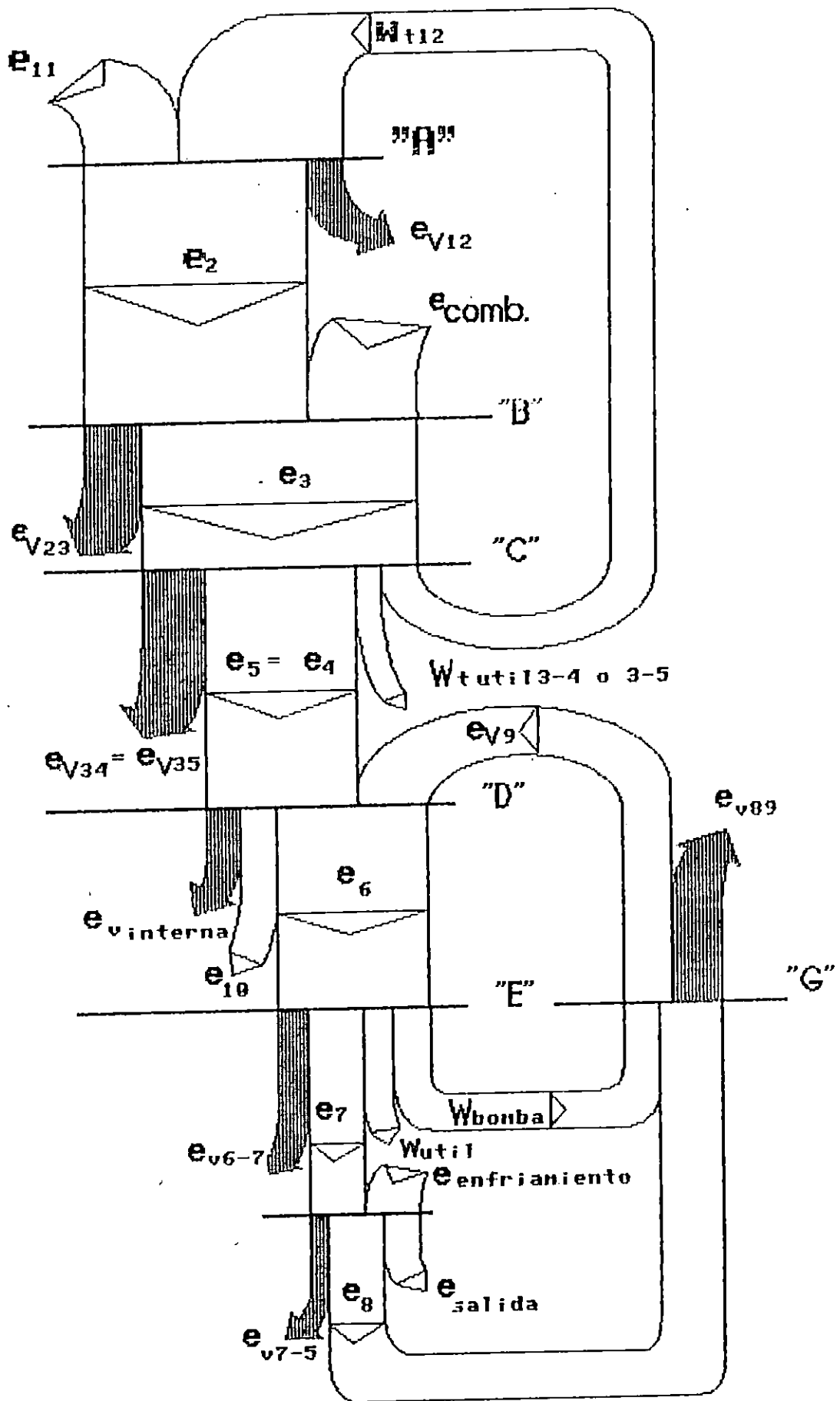


FIG. 2.4 - DIAGRAMA DE EXERGIA DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO



2.3.- DINAMICA DE LOS GASES

2.3.1.- Conceptos Fundamentales

En el estudio de la dinámica de los gases, son aplicadas cuatro leyes fundamentales, las cuales sirven para plantear todo el desarrollo de análisis de las diferentes condiciones de trabajo de los gases.

Tales leyes o principios son:

- a) Segunda ley de Newton del movimiento
- b) Ley de conservación de la masa
- c) Primera ley de la termodinámica
- d) Segunda ley de la termodinámica

2.3.2.- LEYES DE LA TERMODINAMICA

La primera ley de la termodinámica establece la conservación de la energía:

$$\int \delta Q = \int \delta W \quad \text{donde: } \begin{array}{l} Q = \text{calor} \\ W = \text{trabajo} \end{array}$$

Por convención; calor agregado al sistema es positivo y el desprendido es negativo, de la misma manera, el trabajo hecho por el sistema es positivo y el hecho sobre el sistema es negativo, la primera ley puede escribirse como:

$$dE = \delta Q - \delta W$$

despejando e integrando:

$$Q = \Delta E + W$$

La segunda ley de la termodinámica se establece como: "ningún sistema puede realizar trabajo, sin que al mismo tiempo, intercambie calor con un depósito que lo suministre y que se encuentre a una temperatura uniforme".

Como consecuencia; de la segunda ley, existe una propiedad denominada entropía, definida por:

$$ds = \frac{\delta Q}{T}, \text{ proceso reversible}$$

$$ds > \frac{\delta Q}{T}, \text{ proceso irreversible}$$

Durante un proceso reversible, en el cual el calor sale de un sistema, la entropía decrece, por lo que la entropía en los alrededores del sistema se incrementa en la misma cantidad con que disminuye en el sistema. Por lo que para procesos reversibles la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores es cero.

En los procesos irreversibles, si la entropía disminuye una cantidad, la entropía de los alrededores se incrementa en una cantidad mayor, por lo que la suma de los cambios de entropía del sistema y de los alrededores siempre es positiva.

2.3.3.- ROZAMIENTO DE LOS FLUIDOS

En un flujo que se mueve lentamente, cada partícula se mueve en la misma dirección y si se traza una línea que una las diferentes posiciones sucesivas del elemento considerado, se obtiene una línea paralela a las paredes del ducto. Un flujo de este tipo se llama flujo de corriente rectilínea o flujo laminar.

Cuando la velocidad aumenta, la viscosidad no es capaz de mantener el flujo laminar y se presenta inestabilidad, originándose turbulencias. Este tipo de flujo se llama flujo turbulento.

En ambos flujos, el resultado del rozamiento es una pérdida de presión. La clasificación de flujo laminar y turbulento está determinada por el número de Reynolds, que se define así:

$$R_e = \frac{\rho C D}{\mu}$$

Donde:

- ρ ----> Densidad
- C ----> Velocidad
- D ----> Diámetro de tubería
- μ ----> viscosidad

- Si $R_e < 2,000$ ----> Flujo laminar
 $R_e > 3,500$ ----> Flujo turbulento
 $2,000 < R_e < 3,500$ ----> Flujo de transición

La fórmula de caída de presión debido al rozamiento es:

$$dp = - 4 \frac{f \rho C^2}{2 g_e} \frac{dx}{D}$$

Donde:

- f ----> Factor de rozamiento de D'arcy (Ref. 3)
- ρ ----> Densidad
- C ----> Velocidad
- dx ----> Diferencial de longitud

Pérdidas por arrastre en el flujo de fluidos

Cuando hay accesorios que interfieren con el flujo de un fluido se producen contracciones y ensanchamientos repentinos, que se reflejan como caídas de presión.

La pérdida de presión por interferencia es:

$$\Delta P = \frac{\rho C^2}{2 g_0} C_D \quad \text{---->} \quad \Delta P = \frac{\rho C^2 C_D}{2 g_0}$$

Donde C_D : coeficiente de pérdidas por arrastre.

2.3.4.- CONSERVACION DE MASA (ECUACION DE CONTINUIDAD)

El principio de la conservación de la masa, establece que la masa no puede ser creada ni destruida, por lo que para un sistema fluido a considerar, la masa permanece constante.

Para un flujo constante, " ρAC " es la velocidad del flujo de masa en una sección dada; y se define de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho AC$$

2.3.5.- CONSERVACION DE LA ENERGIA.

ECUACION DE LA ENERGIA PARA UN FLUJO EN ESTADO ESTABLE.

Para cualquier sistema, el calor neto proporcionado debe ser igual al aumento de energía en el sistema, más la energía que abandona el sistema en forma de trabajo. Esto se representa en la siguiente ecuación:

$$\delta Q = dE + \delta W \quad (\text{Ref. 4})$$

Y de acuerdo al primer principio de la termodinámica, se tiene:

$$\delta Q - \delta W_0 = dh + \frac{dC^2}{2g_0} + g \frac{dz}{g_0} \quad (\text{Ref. 2})$$

Donde: δQ = calor agregado
 δW_o = trabajo realizado

} por unidad de masa del fluido

2.3.6.- ECUACION DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO.

La segunda ley de Newton es la base para el estudio de la dinámica de los fluidos en movimiento. Esta ley dice que una fuerza ejercida sobre un cuerpo en un cierto instante es igual a la razón de variación de la cantidad de movimiento del cuerpo en ese instante.

Partiendo de: $\rightarrow \Sigma F = \frac{d}{dt} (mC)$

Y si se considera un flujo uniforme: estado estable y flujo de masa constante, se tiene:

$$dp + \frac{\rho C^2}{2g_o} \left(f \frac{dx}{D} + dC_p \right) + \frac{g}{g_o} A \rho dZ + \frac{\rho C dC}{g_o} = 0 \quad (\text{Ref. 5})$$

2.3.7.- ESTADOS DE ESTANCAMIENTO

Para tratar las propiedades de un fluido que se encuentra en movimiento, es necesario tener un estado de referencia sobre el cual basar el análisis, por lo que se define el concepto de la entalpia de estancamiento.

$$h_o = h + \frac{C^2}{2g_o} + \frac{gz}{g_o}$$

Y para alturas despreciables:

$$h_o = h + \frac{C^2}{2g_o}$$

La entalpia de estancamiento: se considera como el valor de la entalpia resultante cuando la altura y la velocidad sean reducidas a cero.

El estado de estancamiento está representado en la figura 2.5. El resultado de estancamiento correspondiente para cualquier estado del fluido es alcanzado a lo largo de una línea de entropía constante, partiendo de un punto de estado hacia la entalpia de estancamiento. Por lo que el estado de estancamiento está representado por:

$$S_o = S_1$$

$$h_o = h_1 + \frac{V_1^2}{2g_o} + \frac{gz}{g_o}$$

2.3.8.- NUMERO DE MACH

Las propiedades del flujo de un fluido compresible, depende de la razón de la velocidad de la corriente del fluido a la velocidad del sonido, por lo tanto se define al número de mach como:

$$M = \frac{C}{a} \quad \text{y} \quad a = \sqrt{(KRT)} \quad (\text{Ref. 5})$$

Donde: "a" es la velocidad del sonido para la temperatura y densidad en un punto de la corriente.

C: es la velocidad del fluido

La velocidad del sonido no es una constante ya que varía con el estado termodinámico del fluido.

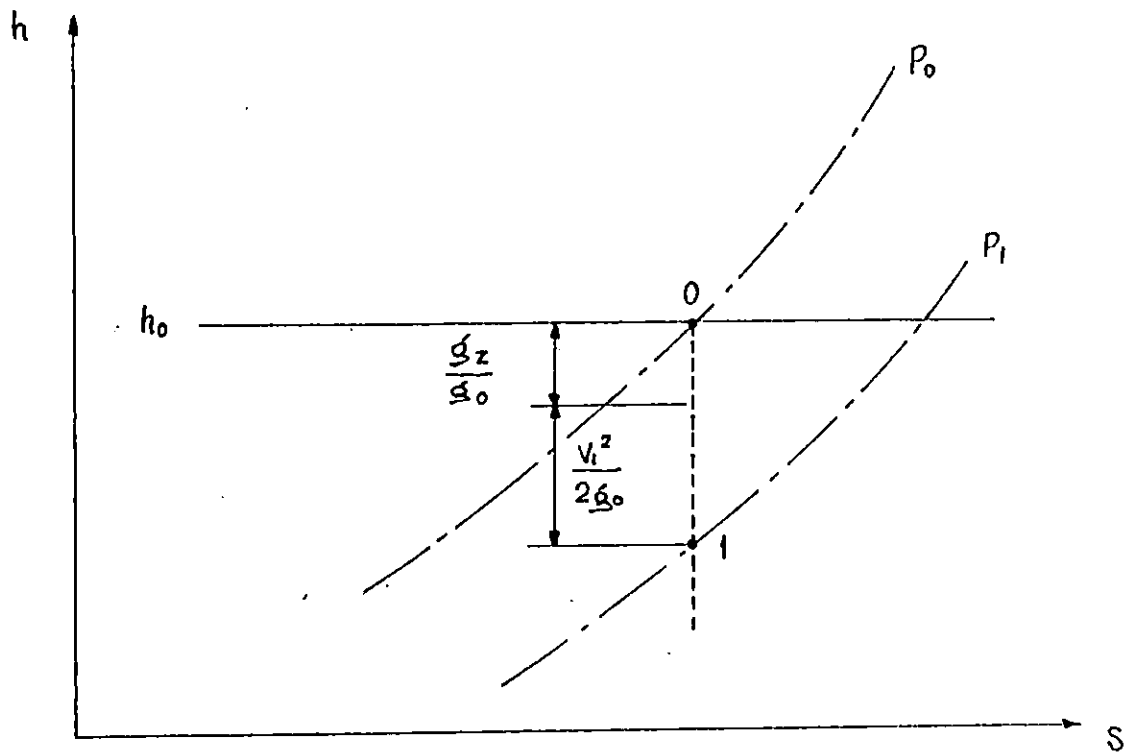


Figura 2.5. Diagrama de Molliere, mostrando la relación entre un punto de estado y el correspondiente estado de estancamiento.

Diferentes relaciones de la velocidad del fluido y la del sonido:

a) Fluidos incompresibles $\frac{C}{a} = 0$

b) Flujo subsónico $\frac{C}{a} < 1$

c) Flujo transónico $\frac{C}{a} = 1$

d) Flujo supersónico $\frac{C}{a} > 1$

En el estudio del flujo de un fluido pueden existir diferentes características de éste, como son la transferencia ó no de calor desde ó hacia la corriente de flujo, lo que lleva a la clasificación de dos tipos de flujo diferentes que son:

- Flujo Adiabático
- Flujo con calentamiento ó enfriamiento

2.3.9.- FLUJO ADIABATICO

Un flujo unidimensional es un flujo en el cual todas las propiedades del fluido se mantienen uniformes para cualquiera que sea la sección transversal considerada, por lo que en un flujo en el cual la rapidez de cambio de las propiedades del fluido en una dirección perpendicular a la línea de corriente, es despreciable, comparada con la rapidez de cambio de tales propiedades en la dirección de la corriente.

El flujo unidimensional, puede ser empleado para resolver dos tipos de problemas:

- Flujo de tubos de corriente
- Flujo de ductos

En los sistemas de flujos de fluidos (flujo en ductos), las variaciones en el paso del fluido a través de una sección recta considerada, son comunes.

Las toberas y difusores son dispositivos que necesitan de la variación del paso del fluido en una sección recta para que cumplan con su objetivo.

El flujo en estos arreglos se considera adiabático y si los efectos de fricción y arrastre son pequeños el flujo puede ser considerado reversible y por lo tanto isoentrópico.

2.3.10.- FLUJO CON CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO.

Los sistemas cambiadores de calor son un caso típico de éste tipo de flujo, en el cuál la entalpía de estancamiento es variable.

En general, todos los cambiadores de calor incluyen alguna fricción del fluido. Pero los efectos de ésta fricción por unidad de longitud son despreciables si se comparan con los efectos del calentamiento ó enfriamiento cuando hay una gran diferencia de temperaturas entre el ducto y el fluido en movimiento.

En tal caso es conveniente la hipótesis de un proceso de calentamiento simple, esto implica: sin fricción, área constante y rapidez de flujo de masa constante.

En forma similar, en las cámaras de combustión, la relación entre aire-combustible es tan pequeña que los efectos causados por el cambio en composición química y cambios en masa, son pequeños comparados con los efectos producidos por los cambios en la entalpía de estancamiento. Entonces la hipótesis de un proceso simple de calentamiento también es conveniente.

2.3.11.- CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO CON FRICCIÓN

En la realidad, es difícil encontrar en el flujo de fluidos procesos simples de calentamiento y enfriamiento. Si se desea hacer un análisis de un flujo considerando transferencia de calor y fricción, un método adecuado es el análisis de ambos fenómenos por separado. Esto es, tomar primero un proceso simple de calentamiento o enfriamiento hasta que se alcance la temperatura de estancamiento resultante y luego tomar un flujo adiabático de área constante hasta que se le haya agregado la apropiada longitud de fricción.

Si la transferencia de calor y los efectos de fricción son bastante grandes y casi iguales, se requiere una consideración simultánea de ambos fenómenos.

La siguiente ecuación da una indicación de la medida relativa de los efectos de la fricción y de la transferencia de calor (Referencia 5).

$$dM^2 = \frac{M^2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)}{1 - M^2} \left[kM^2 + \left(\frac{1 + kM^2}{2}\right) \left(\frac{T_w - T_o}{T_o}\right) \right] \left(f \frac{dx}{D}\right)$$

Donde:

T_w ---> Temperatura de las paredes del ducto

T_o ---> Temperatura de estancamiento del fluido

$(T_w - T_o)$ ---> Diferencia de temperaturas inmediatamente adyacentes a las paredes del ducto.

Si el término kM^2 es mucho mayor que $(1 + kM^2/2)((T_w - T_o)/T_o)$, entonces la fricción es más importante que la transferencia de calor e inversamente.

Esto también da una indicación de la magnitud del error incluido al suponer simple el proceso de calentamiento ó enfriamiento y también cuando la transferencia de calor se desprecie y se considera sólo la fricción.

CONCLUSIONES

- i) Para efectos de evaluar en una forma cuantitativa, el trabajo útil aprovechable que genera todo sistema de producción de energía eléctrica (plantas de turbinas a gas, plantas de turbinas a vapor, motores de combustión, etc.), así como los subsistemas que los componen, deberá aplicarse en una forma bastante amplia el análisis energético sobre exergía.
- ii) Una de las propiedades de mayor trascendencia en el desarrollo de un análisis energético es la entropía, en vista que en todo proceso irreversible una medida de la degradación de la energía mecánica, la da el incremento de ésta, lo que implica que el incremento de la entropía es directamente proporcional a la energía inutilizada, lo que hace indispensable el conocimiento de los valores de ésta propiedad en los extremos del proceso que se somete bajo el análisis.
- iii) Para el estudio de la dinámica de los gases se hace necesaria la aplicación de los cuatro principios fundamentales que se exponen en el capítulo, los cuales se encuentran en una forma implícita en cualquier ecuación general que gobierna un determinado tipo de flujo.
- iv) La pérdida de presión en un flujo de fluidos compresibles, es un aspecto que debe ser controlado para obtener los resultados requeridos en la descarga de un flujo en particular, es por esto, que la fricción entre las partículas y las paredes del ducto que los transportan debe de dárseles especial atención así como las pérdidas internas por arrastre que puedan generarse en un momento dado. Esto, cuando el flujo se está considerando adiabático.
Por otro lado, si se considera que existe transferencia de calor desde o hacia las líneas de transmisión del fluido obviamente esto tendrá una incidencia en las pérdidas de presión.

CAPITULO TRES
CONCEPTOS BASICOS SOBRE
COMBUSTION Y FLUJOS DE
FLUIDOS COMPRESIBLES

CAPITULO TRES
CONCEPTOS BASICOS SOBRE COMBUSTION Y
FLUJOS DE FLUIDOS COMPRESIBLES

3.1.- TEORIA DE LA COMBUSTION

El proceso de combustión es una reacción química exotérmica, en donde los elementos combustibles son fundamentalmente carbono e hidrógeno, el hidrocarburo que sirve de combustible es de la forma C_xH_y , donde la relación H/C, en masa, suele variar de 0.13 a 0.18 dependiendo del tipo de hidrocarburo, la reacción química se realiza con el oxígeno produciendo así CO_2 y H_2O .

En general las reacciones químicas son de gran importancia para la aplicación práctica de algunas áreas de ingeniería, y las combustiones son un caso, ya que de aquí se obtienen productos con la suficiente energía para el accionamiento de las máquinas térmicas.

Para el estudio de las combustiones se han utilizado los siguientes principios:

- Principio de la conservación de la materia
- Primer principio de la termodinámica
- Segundo principio de la termodinámica

Cuando se conocen la cantidad de combustible y de aire necesario para una determinada combustión, y utilizando las tres leyes mencionadas, será posible obtener la cantidad resultante de los diferentes productos de la combustión, una base del análisis cuantitativo de las reacciones químicas, y también conocer la trayectoria en que éstas se desarrollan.

A toda reacción química está asociada una ecuación química, que se obtiene aplicando el principio de la conservación de los

átomos a cada una de las especies atómicas incluidas en algún tipo de "reacción unitaria".

El agua que se forma por combustión del hidrógeno, está en forma de vapor, el calor latente de condensación de este vapor permite considerar dos poderes caloríficos distintos del combustible, que son el inferior y el superior.

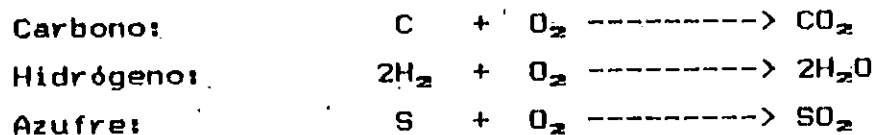
Se llama poder calorífico superior (HHV) al que resulta de incrementar el poder calorífico con el calor latente de condensación que desprende el agua al condensarse. Y se llama poder calorífico inferior (LHV) al que no tiene en cuenta dicho poder de condensación, por permanecer el agua en forma de vapor. Aproximadamente $LHV = 0.91 \text{ HHV}$ (Ref. 6).

Para el comportamiento del combustible, se hace referencia al poder calorífico inferior, debido a que los gases en el escape de la turbina, poseen temperaturas mayores que el punto de condensación del vapor de agua incorporada.

3.1.1.- MEZCLA ESTEQUIOMETRICA

Una mezcla estequiométrica de reactivos, es aquella en que las proporciones molares de los reactivos corresponden exactamente a las dadas por los coeficientes estequiométricos, para que no exista exceso de ningún constituyente. En una combustión estequimétrica todos los átomos de oxígeno del oxidante reaccionan en forma química para aparecer en los productos.

La cantidad mínima de aire necesario para producir la combustión de los elementos combustibles C, H y S se calcula de acuerdo con las ecuaciones siguientes:



La relación de masas, según los pesos moleculares permite calcular el oxígeno necesario para oxidar cada uno de los elementos. A continuación se ejemplifica:

$$\text{Carbono: } 12 + 32 \text{ ----} \rightarrow 44 ; \frac{32}{12} = 2.66 \text{ Kg O}_2 / \text{Kg C}$$

$$\text{Hidrógeno: } (2 * 2) + 32 \text{ ----} \rightarrow (2 * 18) ; \frac{32}{12} = 8.0 \text{ Kg O}_2 / \text{Kg H}_2$$

$$\text{Azufre: } 32 + 32 \text{ ----} \rightarrow 64 ; \frac{32}{12} = 10 \text{ Kg O}_2 / \text{Kg S}$$

El oxígeno se encuentra en proporción de 23.2% en masa en el aire, entonces se necesitan las siguientes cantidades de aire por cada elemento dentro de la combustión:

$$\text{Carbono: } \frac{2.66}{0.232} = 11.46 \text{ Kg Aire/Kg C}$$

$$\text{Hidrógeno: } \frac{8}{0.232} = 34.49 \text{ Kg Aire/Kg H}_2$$

$$\text{Azufre: } \frac{1}{0.232} = 4.31 \text{ Kg Aire/Kg S}$$

$$\text{Oxígeno: } \frac{1}{0.232} = 4.31 \text{ Kg Aire/Kg O}_2$$

$$\text{Nitrógeno: } \frac{1}{0.768} = 1.30 \text{ Kg Aire/Kg N}_2$$

Para un combustible compuesto de: C, H, S y O
El aire teórico será:

$$A_t = 11.46 \text{ mC} + 34.48 \text{ mH}_2 + 4.31 \text{ mS} - 4.31 \text{ mO}_2 \text{ Kg Aire/Kg Comb.}$$

Donde m_C , m_{H_2} , m_S y m_{O_2} representan las masa en Kg de cada uno de los componentes o análisis gravimétrico del combustible.

Los combustibles líquidos (hidrocarburos) usados en la turbina de gas suelen tener la composición en masa siguiente: (Ref 1)

- Carbono: De 84 a 86 %
- Hidrógeno: De 12 a 15.5 %
- Azufre: De 0.01 a 3 %
- Oxígeno: Menos de 1 %

De acuerdo con la composición anterior, el valor del aire teórico está entre 14 y 15 Kg Aire/Kg Combustible.

Y el poder calorífico superior de dichos combustibles oscila entre 43,000 y 44,000 KJ/Kg ; y el inferior entre 41,000 y 44,000 KJ/Kg (Ref 1).

3.1.2.- EXCESO DE AIRE EN LA COMBUSTION

Cuando se cuenta solo con el aire teórico, resulta difícil realizar una combustión completa del combustible, por lo tanto es necesario aire en exceso para poder asegurar una completa combustión, para los motores de turbinas de gas, generalmente se utiliza cuatro veces el aire teórico requerido o sea una relación $\frac{\text{aire}}{\text{combustible}}$ de 60, para régimen de trabajo estable. (Ref 1)

La cantidad en exceso de aire, también es necesaria para reducir la temperatura de combustión del orden de 1900°C a 900°C, correspondiente esta última a la temperatura aproximada de trabajo que no daña los álabes de la turbina.

Con respecto a los términos de mezcla pobre o rica en combustible se define lo siguiente:

- Si $\alpha > 1$ la mezcla es pobre en combustible
- Si $\alpha < 1$ la mezcla es rica en combustible

Donde α es el coeficiente de exceso de aire:

$$\alpha = \frac{A_r}{A_t}$$

y A_r ----> Aire real empleado en la combustión

A_t ----> Aire teórico empleado en la combustión

Para el cálculo del aire teórico se utiliza la composición del combustible, y para el aire real, los productos de la combustión.

3.1.3.- PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Cuando se quema un combustible en una cámara de combustión, se producirá gases que estarán compuestos de los elementos de los reactivos, generalmente los productos son CO_2 , CO y H_2O en forma de vapor; esto es cuando el combustible es hidrocarburo, pero si hay exceso de aire no aparece el CO ; con los productos también se encuentra el N_2 que inicialmente estaba con el aire.

El método para el análisis de la combustión es el del balance del carbono. El método inicia con el análisis volumétrico en "base seca", o sea con la previa condensación del agua incorporada, logrando obtener que queden solo como productos el CO_2 , CO , O_2 y N_2 ; esta determinación se realiza con un aparato de Orsat, y se refiere a $0^\circ C$ y 760 mm de Hg. El cálculo del aire real se hace por Kilogramo de combustible quemado.

La proporción en que aparece cada constituyente en la mezcla de los gases de los productos de la combustión en base seca, en términos de masa, se define de la siguiente manera:

$$m_i = \frac{X_i M_i}{M_m}$$

Donde:

X_i : Representa la fracción Mol ó proporción volumétrica en la mezcla.

M_i : Es la masa molecular del componente

M_m : Es la masa Total de la Mezcla

Tomando en consideración los gases CO_2 , CO , O_2 y N_2 ; el valor de M_m es igual a:

$$M_m = X_{CO_2} M_{CO_2} + X_{CO} M_{CO} + X_{O_2} M_{O_2} + X_{N_2} M_{N_2}$$

ó

$$M_m = 44X_{CO_2} + 28X_{CO} + 32X_{O_2} + 28X_{N_2}$$

Para el Bióxido de Carbono (CO_2), m_1 es igual a:

$$m_{CO_2} = \frac{44 X_{CO_2}}{M_m} \text{ Kg de } CO_2$$

Si se toman en cuenta los pesos moleculares, la proporción en masa de carbono en el CO_2 será:

$$\frac{12}{44} * 44 \frac{X_{CO_2}}{M_m} \quad \text{ó} \quad 12 \frac{X_{CO_2}}{M_m} \text{ Kg de C.}$$

De la misma forma, para el CO , la proporción en masa de carbono es:

$$\frac{12}{28} * 28 \frac{X_{CO}}{M_m} \quad \text{ó} \quad 12 \frac{X_{CO}}{M_m} \text{ Kg de C.}$$

Para la masa de los gases secos, que resultan de la combustión por Kg de carbono quemado es:

$$m_{gc} = \frac{\text{Masa total de los gases}}{\text{Masa de carbono de los gases}}$$

$$m_{gc} = \frac{\frac{44 X_{CO_2}}{Mm} + \frac{28 X_{CO}}{Mm} + \frac{32 X_{O_2}}{Mm} + \frac{28 X_{N_2}}{Mm}}{\frac{12 X_{CO_2}}{Mm} + \frac{12 X_{CO}}{Mm}}$$

o sea,

$$m_{gc} = \frac{44 X_{CO_2} + 28 X_{CO} + 32 X_{O_2} + 28 X_{N_2}}{12 X_{CO_2} + 12 X_{CO}}$$

Donde:

X: Es la proporción en volumen de cada constituyente en la mezcla de los gases secos (productos de combustión)

m_{gc} : Masa total de los gases secos por Kilogramo de carbono quemado.

Para determinar la masa total de los gases secos por Kilogramo de combustible quemado (m_{gs}), se produce de la siguiente forma:

$$m_{gs} = m_{gc} * m_c$$

Donde m_c es: La masa de carbono quemado por Kilogramo de combustible

Según el principio de conservación de la masa se tiene:
Aire empleado + Combustible quemado + gases secos + agua

En términos de masa:

$$A_r + 1 = m_{O_2} * m_c + 9m_{H_2}$$

$$\Rightarrow A_r = m_{O_2} * m_c + 9m_{H_2} - 1$$

Donde:

A_r : Kg de aire empleado por Kg de combustible

m_{O_2} : Kg de gases por Kg de carbono existente en el combustible.

m_c : Kg de carbono existente en un Kg de combustible

m_{H_2} : Kg de hidrógeno existente en un Kg de combustible

Es obvio que la masa de agua resultante, debe ser nueve veces la masa de hidrógeno existente; para los valores de m_c y m_{H_2} debe emplearse la composición del combustible.

Por otra parte, si se consideran los productos no quemados la reacción A_r queda:

$$A_r = m_{O_2} m_c + 9m_{H_2} - \left(1 - \frac{\text{Kg no quemados}}{\text{Kg combustible}} \right)$$

Entonces $\alpha = \frac{A_r}{A_t}$ será una nueva relación, que representará al

coeficiente de exceso de aire.

3.2.- TIPOS DE COMBUSTIBLES USADOS EN TURBINAS DE GAS

Una planta de turbina a gas es impulsada a través de los productos obtenidos en las cámaras de combustión que componen la planta, éstas pueden ser alimentadas con diferentes tipos de combustibles, entre los cuáles, se encuentran los hidrocarburos líquidos y gaseosos, también pero con menor frecuencia se utilizan combustibles sólidos finamente pulverizados o gasificados.

Los combustibles que se usan con mayor frecuencia son:

- Gas natural
- Gas L.P. (Liquid Petroleum)
- Hidrocarburos líquidos
- Combustibles sólidos

3.2.1.- GAS NATURAL

En operación de turbinas de gas, el gas natural es el tipo ideal de combustible ya que ofrece grandes ventajas tales como:

- Facilidad de combustión debido a su forma gaseosa
- Posee alto poder calorífico
- Es de fácil manejo
- No suele contener impurezas que ocasionan corrosión, erosión ó depósitos en los álabes de las turbinas.
- Es recomendable para las turbinas que funcionan con ciclo abierto.

En los países donde se produce gas natural, es este combustible el que ofrece mayores ventajas con respecto a los líquidos y sólidos, aún cuando para su utilización se tenga que instalar ductos apropiados para trasladarlo desde los yacimientos hasta los puntos de consumo.

Los principales componentes del gas natural son el Metano en mayor porcentaje, y en cantidades menores contiene Etano, Propano, Butano, Pentanos y Exános, y en algunos casos CO₂ y N₂. Su poder calorífico superior es muy próximo a 35000 Kj/m³ (Ref. 1). En la tabla N° 3.1 se presenta una composición del gas natural distribuido en algunas ciudades de Norte América.

3.2.2.- GAS LP (Liquided Petroleum)

Cuando se habla de GAS LP, se hace referencia a los gases Butano y Propano, los cuales son licuados obtenidos del petróleo y muy excelentes combustibles para las turbinas a gas. Estos tienen bastante similitud con las características del gas natural. Comúnmente el gas LP se contiene en forma líquida en tanques de acero a presiones superiores a 7 bar y se gasifica a presiones menores que ésta y temperatura ambiente. El poder calorífico por metro cúbico es más alto que el del gas natural.

El poder calorífico superior es de 75000 Kj/m³ para el Propano y de 94000 Kj/m³ para el Butano, (Ref. 1) la densidad del GAS LP es mayor que la del aire (1.6 y 2.02 para el Propano y Butano respectivamente); para su combustión se necesitan las siguientes relaciones de aire:

$$23.4 \frac{\text{m}^3 \text{ aire}}{\text{m}^3 \text{ de gas propano}} \text{ y } 30.3 \frac{\text{m}^3 \text{ de aire}}{\text{m}^3 \text{ de butano}}$$

Económicamente hablando el gas licuado en general es más caro que el gas natural para el mismo contenido calorífico. Cuando se tienen temperaturas ambiente bajas, es necesaria la aplicación de calor pues la vaporización del gas se dificulta a bajas temperaturas.

Si en el tanque de almacenamiento del gas LP, se tiene la presión conveniente de acuerdo a la presión de trabajo de la

turbina y si la temperatura ambiente es favorable, no se requerirá de bomba de combustible para inyectarle a la cámara de combustión, lo que constituye una ventaja más. Dada la similitud que presenta el gas natural con el gas LP, algunas turbinas están equipadas para trabajar alternativamente con ambos gases.

3.2.3.- HIDROCARBUROS LIQUIDOS

El uso de este tipo de combustible está más generalizado con respecto a los gaseosos, principalmente en unidades móviles (aviones y barcos) y en unidades estacionarias donde el uso de gas natural y gas LP no sería rentable económicamente debido a la inexistencia de estos gases en la región de instalación de la planta. Para el combustible líquido, se tiene mayor contenido energético por unidad de volumen de combustible que en forma gaseosa.

Dentro de los combustibles líquidos usados con éxito en turbinas de gas se tienen: alcohol, gasolina, Petróleo diáfano, aceites líquidos y aceites pesados residuales. En la tabla N° 3.2 se presenta un resumen de los hidrocarburos líquidos usados en turbinas a gas.

3.2.4.- COMBUSTIBLES SOLIDOS

Este tipo de combustible tiene mayor uso en turbinas de circuito cerrado; el más común de los combustibles sólidos es el carbón pulverizado, el cual produce un rendimiento térmico del orden de 45% y en plantas del ciclo combinado se puede obtener hasta un 50% (Ref. 1).

Sin embargo este combustible produce cenizas, hollín y productos no quemados que dañan los álabes de las turbinas, principalmente cuando se está trabajando en ciclo abierto. De aquí que el carbón pulverizado aún no es competitivo respecto a los combustibles líquidos y gaseosos utilizados en circuito abierto.

TABLA N° 3.1

Composición del gas natural distribuido en algunas ciudades

Ciudad	Metano CH ₄	Etano C ₂ H ₆	Propano C ₃ H ₈	Butano C ₄ H ₁₀	Pentanos y hexanos	CO ₂	N ₂	Poder calorífico superior kJ/m ³	Peso específico (t aire)
Abilene, Tex.	73.52	13.26	4.35	0.56	0.17	0.16	8.01	37 500	0.71
Atlanta, Ga.	93.42	2.80	0.65	0.33	0.22	1.38	1.20	34 500	0.60
Baltimore, Md.	94.40	3.40	0.60	0.50	—	0.60	0.50	35 200	0.60
Butte, Mont.	87.38	3.02	1.09	0.11	0.06	1.98	6.36	33 500	0.61
Cheyenne, Wyo.	91.00	4.73	1.20	0.30	0.10	1.86	0.81	35 500	0.60
Denver, Col.	81.11	6.01	2.10	0.57	0.20	0.42	2.19	33 800	0.66
Los Angeles, Cal.	86.50	8.00	1.90	0.30	0.20	0.50	2.60	36 300	0.61
Oklahoma City, Okla.	89.57	6.31	1.36	0.36	—	0.13	2.06	36 100	0.62
Providence, R.I.	93.05	4.01	1.02	0.34	0.16	1.00	0.12	35 400	0.60
Washington, D.C.	95.15	2.81	0.63	0.21	0.10	0.62	0.42	34 900	0.59
Wichita, Kan.	79.62	6.40	1.42	1.12	0.62	0.10	10.62	35 200	0.66
Monterrey, Méx.	95.04	3.56	0.17	—	—	0.80	0.43	35 000	0.59

Fuente: American Gas Association.

TABLA N° 3.2

Principales hidrocarburos líquidos usados en turbinas de gas

Producto	C% Gravim.	H% Gravim.	S Gravim.	H C	Aire teórico combust. A _t	Poder caloríf. superior kJ kg	Poder cal- oríf inferior kJ kg	Densidad ρ_p (0-100°C) (t. agua) kJ kg ⁻¹ ·K	Viscosidad μ (centistokes)
Gasolina (Aviación)	84.5	15.5	20.01	0.183	15.1	47 300	44 400	0.71	0.47
Queroseno (Turbosina)	85.9	14.0	0.15	0.173	14.7	46 500	43 500	0.79	1.65
Diesel (Diésel)	86.0	13.2	0.8	0.153	14.4	45 200	42 300	0.85	3.50
Gas-Oil (Aceite ligero)	86.0	12.0	2.0	0.14	14.1	43 500	41 000	0.93	50
Fuel-Oil (Aceite pesado)	85.7	11.8	2.5	0.138	14.0	43 100	40 600	0.95	235
Combustóleo	85.4	11.1	3.5	0.13	13.8	43 100	40 600	0.97	740

3.3.- ANALISIS DE LOS GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Considerando los tipos de combustibles utilizados en las plantas de turbinas a gas, es obvio que el que ofrece mayores y mejores ventajas es el gas natural, tomando en cuenta tanto las ventajas económicas como ambientales que ofrece; sin embargo hay países que no cuentan con éste recurso y por lo general el combustible óptimo para accionar turbinas a gas y producir energía eléctrica suele ser un hidrocarburo, ya que de alguna manera si cuentan con cierto abastecimiento de petróleo. En el caso específico de El Salvador, se puede asegurar que para el funcionamiento de turbinas a gas, el combustible Diesel tiene bastante uso o aceptación. Debido a este hecho, el siguiente análisis se basa específicamente en este hidrocarburo.

Definir mediante una fórmula química el combustible Diesel realmente es difícil, debido a que éste contiene elementos adicionales al carbono e hidrógeno que varían sus porcentajes dependiendo del origen del yacimiento del cual provienen. Sin embargo como anteriormente se ha especificado, los hidrocarburos líquidos usados en turbinas de gas suelen tener la siguiente composición (Ref. 1).

C	-----	de 84 a 86%
H	-----	de 12 a 15.5%
S	-----	de 0.01 a 3%
O	-----	menos del 1%

Si se desprecian las pequeñas cantidades de oxígeno y azufre, es práctico encontrar una fórmula equivalente para éstos hidrocarburos, considerando un 85% de carbono y 15% de hidrógeno.

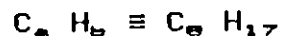
Determinación de la fórmula equivalente:

Forma general: $C_a H_b$

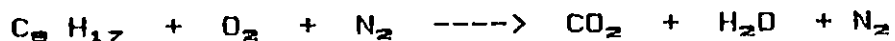
Considerando los pesos moleculares y los porcentajes asumidos de 85% y 15% para carbono e hidrógeno respectivamente se tiene:

$$\begin{aligned} (12) a &= 85 & a &= 7.08 \\ (1) b &= 15 & b &= 15 \end{aligned}$$

Por lo tanto $C_a H_b \equiv C_{7.08} H_{15}$, luego para obtener números enteros se puede multiplicar por 1.13 (Ref. 6) y obtener la fórmula equivalente siguiente:

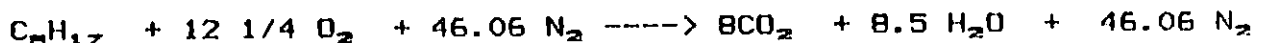


Ahora para el cálculo del aire teórico (o estequiométrico) que se requiere para la combustión de $C_8 H_{17}$ se procede de la siguiente manera; para aire seco:



$$\begin{aligned} \text{Balance del carbono: } C_8 &\rightarrow 8CO_2 \\ \text{Balance del hidrógeno: } H_{17} &\rightarrow 8.5 H_2O \\ \text{Balance del oxígeno: } 12 \frac{1}{4} O_2 &\leftarrow 8CO_2 + 8.5 H_2O \\ \text{Balance del Nitrógeno: } 12 \frac{1}{4} (3.76)N_2 &\leftarrow 46.06 N_2 \end{aligned}$$

Entonces la ecuación completa de la combustión es:



El cálculo de la relación aire-combustible se calcula de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} A_0 &= 11.46 mC + 34.48 mH_2 \\ A_0 &= 11.46(0.85) + 34.48 (0.15) \\ A_0 &= 14.913 \text{ Kg de aire/Kg. combustible} \end{aligned}$$

Ahora, si se analizan los productos obtenidos en la ecuación completa de la combustión se puede obtener el porcentaje en masa de cada constituyente. Esto se presenta a continuación:

PRODUCTOS:

$$\begin{aligned}
 & \text{----> } 8\text{CO}_2 + 8.5 \text{H}_2\text{O} + 46.06 \text{N}_2 \\
 & \text{----> } [(8)(12) + 8(2)(16)] + 8.5[(2)(1) + 16] + [(46.06)(14)(2)] \\
 & \text{----> } [352] + [153] + [1289.68] \\
 & \text{----> } 1794.68
 \end{aligned}$$

luego:

$$\begin{aligned}
 \text{CO}_2 &= 19.61 \% \\
 \text{H}_2\text{O} &= 8.52 \% \\
 \text{N}_2 &= \frac{71.86}{100.00} \% \\
 & 100.00 \%
 \end{aligned}$$

Al observar los porcentajes anteriores; se nota una alta presencia de Nitrógeno con respecto a los otros dos constituyentes en la masa total de los productos.

Debido al hecho anterior, se puede considerar como una primera aproximación (para realizar cálculos en vías de determinar propiedades de flujos de gases, que contengan CO_2 ; H_2O y N_2), tomar como base las propiedades del Nitrógeno ya que también pueden tomarse las propiedades del aire, ya que en éste también el Nitrógeno tiene una presencia mayor, y existe mucha información en forma tabular y gráfica.

3.4.- COMPORTAMIENTO DE LAS PROPIEDADES DE UN FLUJO DE FLUIDO COMPRESIBLE

El análisis de las propiedades de un flujo de fluido compresible, puede verse bajo dos hipótesis las cuales dan resultados satisfactorios, aceptables para el cálculo en ingeniería.

Las hipótesis mencionadas son:

- Flujo adiabático en ductos de área constante.
- Flujo con calentamiento o enfriamiento.

Cuando se tienen líneas de conducción cortas, en donde no se consideran trabajo producido ni transferencia de calor hacia o de las líneas de conducción del fluido, es aceptable utilizar las relaciones que resultan de las hipótesis de flujo adiabático (Ref. 4).

En flujos a través de ductos de área constante, la "fricción" es el factor determinante sobre las alternativas en las propiedades del fluido, de aquí que tales propiedades deben expresarse como una función de ésta.

3.4.1.- FLUJO ADIABATICO EN DUCTOS DE AREA CONSTANTE

El estudio de este tipo de flujo se ha comenzado bajo la teoría de un flujo estable, luego la ecuación de energía para este flujo es:

$$\delta Q - \delta W = dh + \frac{dC^2}{2g_0} + \frac{gdz}{g_0} \quad (1)$$

Ya que se ha considerado flujo adiabático, sin producción de trabajo, y también se considera despreciable la diferencia de alturas entre los puntos inicial y final del flujo, la ecuación (1) queda:

$$dh + \frac{dC^2}{2g_0} = 0 \quad (2)$$

Tomando en cuenta que el área es constante, la ecuación de continuidad da:

$$\frac{\rho}{A} = \rho C = \text{cte} \quad (3)$$

Luego diferenciando el cuadrado de la ec. (3) y sustituyendo "dC²" en la ec. (1), se obtiene la ec. fundamental de un flujo adiabático con área constante.

$$dh = \left[\frac{\dot{m}}{A} \right]^2 \frac{d}{g_o \rho^3} \quad (4) \text{ Ecuación Fundamental de un flujo adiabático de área cte.}$$

Si se integra la ecuación (4) resulta:

$$h = h_o - \frac{(\dot{m}/A)^2}{2g_o} \left(1/\rho^2 - 1/\rho_o^2 \right) \quad (5)$$

Las relaciones (4) y (5) describen el flujo adiabático a través de un área cte., mediante una familia de curvas de "fanno", de acuerdo a las variables que se tienen en la ecuación (5) las variaciones de las curvas se dan sobre un diagrama h contra 1/ρ como en la figura 3.1.

Para una visualización, se ha tomado en cuenta la relación termodinámica siguiente:

$$dh = Tds + \frac{dP}{\rho} \quad (6)$$

Si se sustituye dh de la ecuación (6) en la ecuación (4) se obtiene:

$$Tds + dP - (\dot{m}/A)^2 \frac{d}{g_o \rho^3} = 0 \quad (7)$$

Como puede observarse en la figura 3.2, existe un punto de máxima entropía para el cual ds = 0 y como consecuencia para ese punto puede modificarse la ecuación (7).

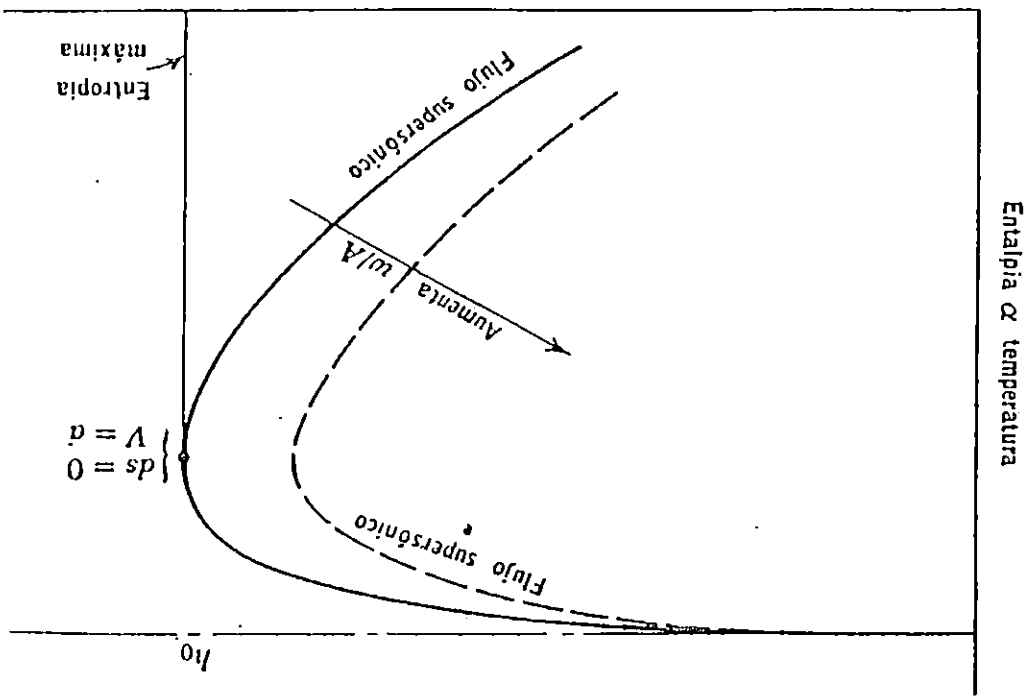


Fig. 3.2 - Líneas de Fanno típicas para gases.

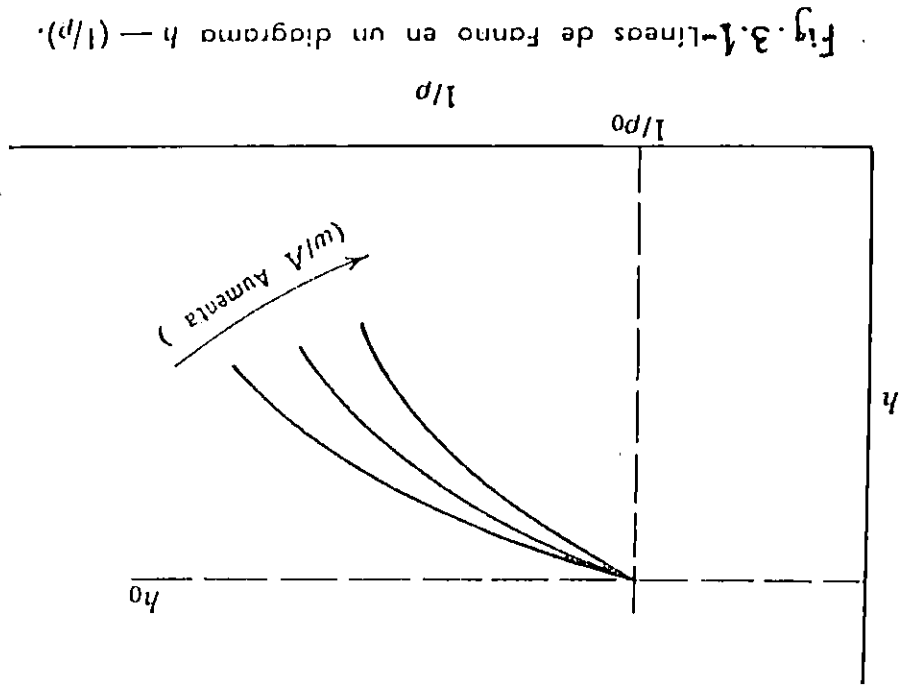


Fig. 3.1-Líneas de Fanno en un diagrama $h - (1/p)$.

$$\frac{dP}{d\rho} = (\dot{m}/A)^2 \frac{1}{g_0 \rho^2} \quad (8)$$

ó

$$g_0 \left[\frac{\partial P}{\partial \rho} \right]_S = \frac{(\dot{m}/A)^2}{\rho^2} = C^2 ; \quad \alpha = \sqrt{(dP / d\rho)}_S$$

Luego para un punto de entropía máx. sobre una línea de fanno:

$$a^2 = C^2 \quad ; \quad \text{donde } a : \text{Velocidad del sonido}$$

$$a = C$$

La variación de las propiedades del fluido también pueden analizarse a través de una curva de fanno que se construya sobre un diagrama h-s ó T-s

Si el fluido que se trata es una sustancia pura para el cual se conoce la ecuación de estado, es posible eliminar dos de las cuatro variables de la ecuación (7) y obtener solamente las dos variables deseadas.

Luego se puede decir que: $T = f(S, \dot{m}/A)$, para cada valor de \dot{m}/A se obtiene una determinada curva.

El gráfico de la figura 3.2 muestra las curvas de fanno sobre un diagrama T-S

En puntos situados en la parte superior de la curva, el flujo es subsónico y como la entropía aumenta, el número de Mach tiene un valor cercano a la unidad. En un valor máximo de entropía, el número de Mach alcanza el valor límite ($M=1$). En puntos situados en la parte inferior de la curva, el flujo es supersónico y como la entropía aumenta, el número de Mach se reduce y nuevamente alcanza el valor límite de la unidad.

Como en un flujo adiabático (A cte.) de acuerdo al segundo principio de la termodinámica la entropía no puede disminuir, un flujo subsónico nunca puede llegar a ser supersónico y, en ausencia de una discontinuidad (choque), un flujo supersónico nunca puede llegar a ser sub-sónico.

3.4.2.- RELACIONES DE FANNO PARA LOS GASES PERFECTOS

Las relaciones que se presentan a continuación, representan las variaciones de las propiedades de un fluido a lo largo de una longitud de un ducto de área constante, para un gas perfecto. Ya que la mayoría de los gases tienen un comportamiento similar, tales relaciones son de gran utilidad:

$$\text{Temperatura: } \frac{T}{T_1} = \frac{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M_1^2}{1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) M^2} \rightarrow (\text{de la cond. de est.}) \quad (9)$$

$$\text{Presión: } \frac{P}{P_1} = \frac{M_1}{M} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{(1/2)} \quad (10)$$

$$\text{Cambio de Entropía: } \frac{ds}{R} = -\frac{k+1}{2(k-1)} \frac{d\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} + \frac{dM}{M} \quad (11)$$

$$\text{Densidad} : \frac{\rho}{\rho_1} = \frac{P}{P_1} \frac{T_1}{T} = \frac{M_1}{M} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right] \quad (12)$$

Relación de presiones de estancamiento:

$$\frac{P_0}{P_{01}} = e^{-[(s-s_1)/R]}$$

$$\frac{P_0}{P_{01}} = \frac{M_1}{M} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}}$$

3.4.3.- NATURALEZA DE LAS PERDIDAS

Cuando se trata de un flujo adiabático a través de un área cte., las pérdidas que se obtienen pueden ser debidas a dos aspectos:

- Pérdidas por fricción
- Pérdidas internas por arrastre

A partir de lo anteriormente mencionado, es conveniente y de gran utilidad contar con un método directo para calcular tal efecto en función del número de Mach.

Si se considera la ecuación de la cantidad de movimiento en función del número de Mach, se puede observar que los términos referidos a la fricción y al arrastre causan cierto efecto sobre las variaciones de las propiedades del fluido:

$$\frac{dP}{P} + \frac{k}{2} dM^2 + \frac{k}{2} M^2 \frac{dT}{T} + \frac{k}{2} M^2 \left[f \frac{dx}{D} + dC_D \right] = 0 \quad (14)$$

Para el cálculo de los efectos de fricción y arrastre, despreciarse uno y trabajar con el otro y viceversa.

Suponiendo que el aumento de entropía es debido únicamente a la fricción: (fluido moviéndose a alta velocidad a través de un ducto recto), se tiene que $dC_D = 0$ y condensando la expresión; se llega a la siguiente ecuación:

$$f \frac{x - x_1}{D} = \frac{1}{k} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M^2} \right] + \frac{k+1}{2k} \ln \frac{M_1^2 \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}$$

Luego para un M dado, hay una longitud máxima que permitirá la existencia de tal flujo. Por tanto ningún incremento de entropía es posible más allá que la requerida para que:

$$M = 1$$

Luego si en la ecuación anterior se hace $M = 1$, se puede obtener la longitud máxima:

$$f \frac{L_{max}}{D} = \frac{1}{k} \left(\frac{1}{M_1^2} - 1 \right) + \frac{k+1}{2k} \ln \frac{\frac{k+1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \quad (16)$$

Si se consideran las pérdidas por arrastre, para efectuar el análisis debe hacerse $f=0$ en la ecuación (14), luego utilizando la ecuación de continuidad y la ecuación (10) que da una expresión para P/P_1 , válida para esta condición y resolviendo para C_D se tiene:

$$C_D = \frac{2}{kM_1^2} + 2 - \frac{2(1 + kM^2)}{kMM_1} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]$$

Debe notarse que si $M_1 = M \Rightarrow M \rightarrow \text{cte.}$; $C_D = 0$

$$C_D = \frac{2 + kM^2(2) - 2 - 2kM^2}{kM^2} = 0$$

Luego si M es constante en un flujo adiabático a través de un área cte. con $f=0$, C_D debe también valer cero.

Para cada una de las ecuaciones que definen el coeficiente de fricción y el coeficiente de arrastre; si éstos son dados, el número de Mach debe encontrarse por el método de prueba y error.

En conclusión si $C_D \neq 0$ ó $f(L/D) \neq 0$

M : debe aumentar en flujo sub-sónico y disminuir en flujo supersónico. Tomando en cuenta este hecho y las relaciones de Fanno para gases perfectos, se puede establecer la siguiente tabla para resumir el conjunto de cambios posibles:

	f. Sub-sónico	f. Supersónico
Temperatura	Decrece	Crece
Presión	Decrece	Crece
Densidad	Decrece	Crece
Velocidad	Crece	Decrece

3.4.4.- ESTADOS DE REFERENCIA

Las relaciones de Fanno para gases perfectos dadas anteriormente, siempre es conveniente que se utilicen a partir de una tabla de relaciones adimensionales. Para esto deben emplearse ciertos estados de referencia como por ejemplo el estado de estancamiento, y el estado a lo largo de una línea de Fanno donde el número de Mach es la unidad. Por lo general es más útil el empleo de este último y su notación es hecha a través de un asterisco como exponente.

A continuación se presentan las propiedades de las relaciones de Fanno referidas al estado de referencia donde $M = 1$ y como complemento se presenta también las tablas de Fanno para $k=1.4$

$$\text{TEMPERATURA} \quad : \quad \frac{T}{T^*} = \frac{\frac{K+1}{2}}{1 + \frac{K-1}{2} M^2} \quad (19)$$

$$\text{PRESION} \quad : \quad \frac{P}{P^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{\frac{K+1}{2}}{1 + \frac{K-1}{2} M^2} \right]^{1/2} \quad (20)$$

$$\text{DENSIDAD} \quad : \quad \frac{\rho}{\rho^*} = \frac{V^*}{V} = \frac{1}{M} \left[\frac{1 + \frac{K-1}{2} M^2}{\frac{K+1}{2}} \right]^{1/2} \quad (21)$$

$$\text{IMPULSO : } \frac{I}{I^*} = \frac{1 + KM^2}{M \sqrt{[2(K+1) \left(1 + \frac{K-1}{2} M^2\right)]}} \quad (22)$$

$$\text{PRESION DE ESTANCAMIENTO: } \frac{P_o}{P_o^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{1 + \frac{K-1}{2} M^2}{\frac{k+1}{2}} \right]^{\frac{K+1}{2(K-1)}} \quad (23)$$

LONGITUD DE FRICCION:

$$f \frac{x^* - x}{D} = \frac{1}{k} \left[\frac{1}{M_1^2} - 1 \right] + \frac{k+1}{2k} \ln \left[\frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]$$

- ESTRANGULAMIENTO RESULTANTE DEBIDO A LA FRICCION O AL ARRASTRE

Cuando se habla de un flujo estrangulado, se ponen en juego varios aspectos importantes del flujo, por ejemplo, se sabe que si la longitud se aumenta implica un aumento en la fricción y deberá resultar algún cambio en la entropía.

Por otro lado se sabe también que si el flujo es subsónico es un requisito que en la longitud máxima el número de Mach no puede ser mayor que la unidad. Si ya se tiene un $M=1$, la longitud que pueda agregarse servirá para disminuir el número de Mach en todos los puntos corriente arriba y como consecuencia principal el flujo de masa disminuirá.

En una línea de Fanno se puede observar que si la entropía máxima es forzada a incrementarse, habrá un corrimiento a una nueva línea de Fanno con un \dot{m}/A mucho menor, luego esto es lo que caracteriza a un "flujo estrangulado".

En la figura 3.3 se muestra la variación L_{max}/D contra el número de Mach para un factor $f = 0.01$

Sobre la gráfica de la figura 3.3, estos son aspectos muy importantes:

- Los efectos de la fricción son más serios mientras mayores sean los números de Mach.
- Para un flujo subsónico si la longitud aumenta, el "M" inicial tiene un valor menor que el máximo.
- De la gráfica de la figura 3.3 si L/D es 100, M debe ser igual a 0.5 o menor; si L/D se hace mayor, M debe disminuir y el \dot{m} debe reducirse, con lo que habría estrangulamiento debido al aumento de longitud de fricción.

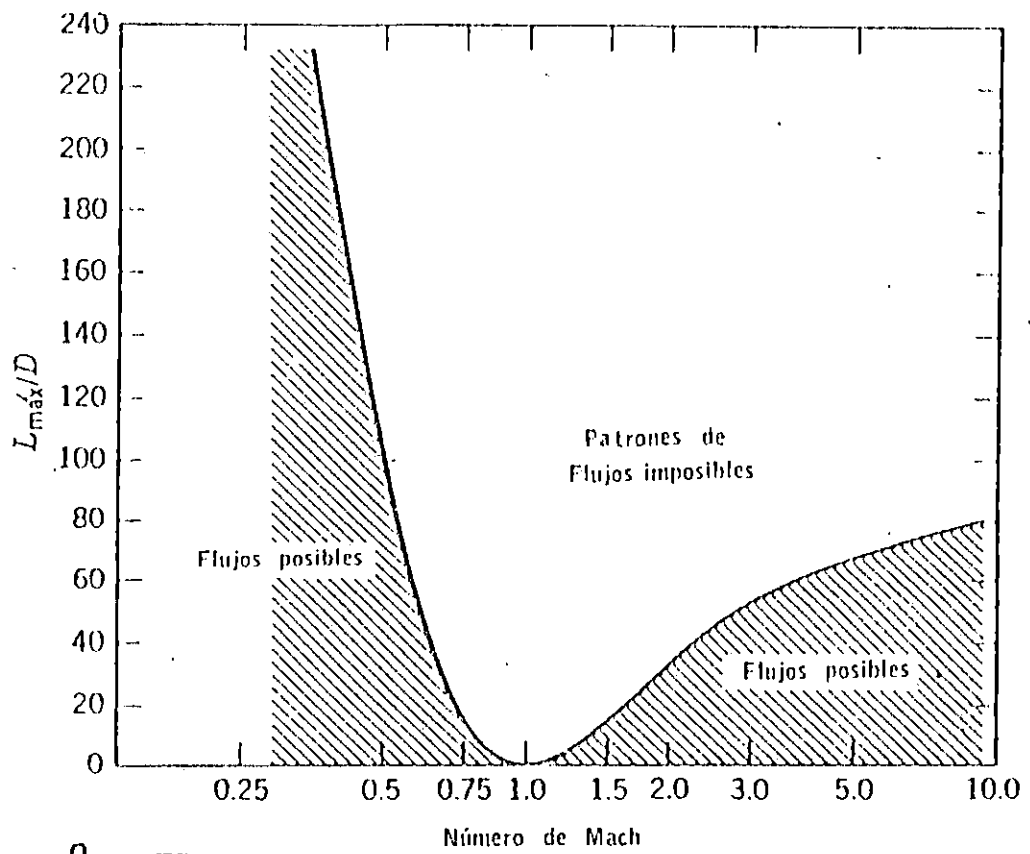


Figura 3.3 Relación de longitud máxima-diámetro para $f = 0.01$.

CONCLUSIONES

- i) El estudio de la teoría de combustión, en definitiva es un tópicó que a medida que ha sido investigado ha permitido mejorar los aspectos técnicos y económicos de los procesos industriales que la utilizan

- ii) En el caso específico de plantas de turbinas a gas, el proceso de combustión es vital, ya que en este se genera el fluido de trabajo (gases producto de la combustión) que con su alto contenido energético y el debido control de su flujo se hace accionar a la turbina de la planta.

- iii) De los combustible utilizados en turbinas de gas, puede decirse que el más óptimo para una determinada planta dependerá en gran medida de la facilidad de obtención de éste.

En el caso específico de El Salvador, puede afirmarse que los hidrocarburos líquidos son los más apropiados, ya que ofrece ventajas económicas y técnicas (respecto a su manejo), respecto a otros tipos de combustible utilizados en turbinas de gas.

En los países en donde el gas natural abunda, éste se convierte en el combustible apropiado, económicamente hablando y por las características ideales que se le atribuyen para ser utilizadas en turbinas a gas (poca o nula contaminación ambiental).

- iv) Tomando en cuenta el aceite diesel, que es el utilizado en las plantas de turbinas a gas instaladas en El Salvador, y en base al análisis químico que se ha desarrollado sobre los productos de combustión resultantes de su quemado, se ha determinado que tales productos pueden ser tratados similarmente en su comportamiento como "aire", para efectos de aplicación de las leyes que rigen la dinámica de gases.

v) Para el estudio de las propiedades de un flujo de fluido compresible, ya sea éste adiabático, con calentamiento o enfriamiento, deberán tenerse presente siempre los cuatro principios fundamentales de la dinámica de gases. Pero en el caso específico de flujo adiabático a través de ductos de área constante, las relaciones de fanno (basados en la dinámica de gases) son las que regiran las propiedades de cualquier flujo, sea éste subsónico, transónico o supersónico, pudiendose obtener de éstas, la presión y temperatura en cualquier punto del flujo e incluso la longitud de fricción del ducto por la que se conducirá dicho flujo.

CAPITULO CUATRO
DIMENSIONAMIENTO DE LOS DUCTOS
PARA TRANSPORTAR LOS GASES
DE ESCAPE DE TURBINAS A GAS
HACIA PLANTAS DE VAPOR.
(Ciclo Combinado)

CAPITULO CUATRO

DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS PARA TRANSPORTAR LOS GASES DE ESCAPE DE TURBINAS A GAS HACIA PLANTAS DE VAPOR. (Ciclo Combinado)

4.1.- ANTECEDENTES

En una planta de generación de potencia que utiliza el ciclo combinado de trabajo, un elemento importante en ciclo combinado, es el ducto que une la planta de gas con la de vapor.

La misión específica de éste ducto, es transportar con el mínimo de pérdidas posibles, los gases de escape de la turbina a gas hacia la caldera de recuperación de calor de la planta de vapor, en donde se aprovechará la energía que aún contienen los gases. Esta energía se debe a la alta temperatura a la que se encuentran los gases en la salida de la turbina a gas.

El cumplimiento de lo anterior deberá proyectarse dentro de las limitaciones que se tengan para cada caso específico, es decir, dentro del marco de datos que se tengan para cada planta de gas que se quiera convertir al ciclo combinado de trabajo.

Ya que las plantas de gas existen de diferentes tamaños y capacidades de generación de potencia, cuando se requiera de la conversión de una determinada planta de gas al ciclo combinado, el ducto que transportará los gases de la planta de gas hacia la de vapor, deberá proyectarse bajo una metodología general, que podrá variar en base a los datos conocidos.

Para que ésta metodología sea estructurada, se han tomado en cuenta todos los posibles datos de operación de las plantas de gas, así como los diferentes tipos de flujo de fluidos compresibles que se pueden manejar en el caso de gases provenientes de cámaras de combustión, por ejemplo pueden considerarse flujos totalmente isotérmicos, flujos con calentamiento o enfriamiento con fricción, flujos adiabáticos, etc.

El hecho de suponer las diferentes condiciones de trabajo, se basa específicamente en la estructura física que se tiene o en otro caso la que se está proyectando.

Existen algunos aspectos importantes que se deben tomar en cuenta cuando se diseña un ducto para el transporte de un determinado fluido, éstos aspectos son:

- * Propiedades del fluido que se va a transportar.
- * Temperatura de trabajo.
- * Gradientes de presión permitidos.
- * Flujos de masa a manejar.
- * Longitudes máximas y mínimas permisibles.
- * Secciones transversales máximas y mínimas permisibles.

Los aspectos anteriores unidos a la hipótesis que se haga sobre el tipo de flujo de trabajo, permitirán el cálculo de las dimensiones del ducto a través del uso de las ecuaciones de continuidad, energía, cantidad de movimiento y ecuación de estado, adecuadamente simplificadas.

4.2.- TIPOS DE METODOLOGIA

Con el análisis que se presenta a continuación, se persigue establecer una metodología de diseño, ya que ésta puede tener formas de solución diferentes, dependiendo de los datos que sean conocidos y de las hipótesis que se hagan respecto al tipo de flujo a utilizar.

4.2.1.- HIPOTESIS BAJO LAS CUALES SE REALIZA EL ANALISIS.

a) Sustancia de trabajo: Se considera que es aire.

En los capítulos anteriores se analizó, que en las cámaras de combustión de las turbinas a gas se utiliza un 300% de

exceso de aire para obtener una combustión completa, y como consecuencia también se obtiene en la salida de los gases de la turbina, una mezcla en la que el Nitrógeno es predominante en masa, y en segundo lugar lo es el Oxígeno. Ya que el aire es una mezcla de ambos gases, éste se toma como fluido de trabajo. También se ha tomado en cuenta, según la base teórica sobre dinámica de gases, que el hecho de utilizar el aire para casos prácticos, conduce a obtener resultados satisfactorios en el cálculo de dimensiones de equipos industriales.

b) Flujo unidimensional a régimen permanente.

Es decir que para un determinado flujo de gases, solamente se han tomado en cuenta las variaciones de las propiedades en el sentido de la corriente de flujo, y no en el sentido perpendicular a dicha corriente, lo que implica que se tiene un flujo unidimensional.

También se ha considerado que el flujo es de carácter permanente ó estable, es decir que en cualquier punto del flujo no existen cambios en la densidad, la presión y la temperatura con respecto al tiempo; esto es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 ; \quad \frac{\partial r}{\partial t} = 0 ; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0$$

c) Flujo adiabático.

Se ha considerado que no hay transferencia de calor a través de las paredes del ducto.

d) El factor de fricción se ha considerado constante a través de todo el ducto. Este se considera constante, por el hecho de que para la totalidad del ducto, se usa el mismo material y el número de Reynolds se mantiene constante para un flujo en particular.

e) El diámetro efectivo del ducto "D" es igual a cuatro veces el radio hidráulico, en donde el radio hidráulico es igual

al área transversal sobre el perímetro en contacto con el fluido de trabajo.

$$\text{Es decir: } D_{\text{eq}} = 4R_h \quad \text{y} \quad R_h = \frac{\text{Área Transversal}}{\text{Perímetro}}$$

f) Los cambios de altura se desprecian al compararlos con los efectos causados por la fricción, es decir que los equipos se han considerado a igual nivel de altura (nivel constante).

g) No se suministra ó extrae trabajo del flujo.

4.2.2.- DISEÑO DE METODOLOGIAS

Se han seleccionado dos casos diferentes para el diseño de la metodología, esto se ha hecho en base a las situaciones que pueden presentarse en la vida real, los casos seleccionados son los siguientes:

CASO "A":

Cuando se requiere determinar la longitud del ducto, teniendo como dato conocido la sección transversal del ducto ó un posible rango de éstas, y la caída de presión máxima permisible.

CASO "B":

Cuando la longitud del ducto se toma como una variable, que oscila dentro de un rango de longitudes permisibles.

PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A":

- 1) Elaborar un diagrama esquemático de la estructura física del problema.

- 2) Indicar toda la información proporcionada con sus respectivas unidades.
- 3) Calcular: Diámetro equivalente, rugosidad relativa y número de Reynolds.
- 4) Determinar el factor de fricción a través del diagrama de MOODY.
- 5) Calcular el número de MACH, a la entrada y a la salida del ducto.
- 6) Calcular el valor de la relación f_l/D .
- 7) Calcular el valor de "L" con los valores conocidos de "f" y "D".

- **DESARROLLO DE CADA UNO DE LOS PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A".**

1) Y 2) : En éstos dos pasos debe de dibujarse la estructura que se está proyectando, y debe de agregársele toda la información que pueda obtenerse y calcularse en base a la obtenida, esto, en la entrada y salida del ducto.

La información que puede obtenerse en la entrada del ducto es:

- * Presión de los gases (salida de la turbina).
- * Temperatura de los gases (salida de la turbina).
- * Area de salida de los gases de la turbina.
- * Flujo de masa de los gases (máxima a plena carga).
- * Caída de presión permisible en el ducto.
- * La velocidad máxima recomendable de los gases .

Las propiedades que pueden calcularse en la salida del ducto a partir de los datos conocidos a la entrada de ésta son:

- La temperatura en la salida del ducto:

Se considera que se está presentando una expansión adiabática, por lo que la temperatura en la salida del ducto puede calcularse de la siguiente manera:

$$PV^k = \text{cte.} \rightarrow \text{Entre la entrada y salida del ducto}$$

Entonces se tiene:

$$P_1^{1-k} T_1^{1-k} = P_2^{1-k} T_2^k \quad \implies \quad T_2 = \left[\frac{P_1}{P_2} \right]^{\frac{1-k}{k}} T_1$$

Para la presión en el punto 2 se tiene:

$$P_2 = P_1 - \Delta P$$

Donde ΔP es la caída de presión dada para el ducto.

El flujo de masa y el área son las mismas para el punto 1 y el punto 2.

3) El diámetro equivalente, la rugosidad relativa y el número de Reynolds, se calcularán de la siguiente manera:

$$* D_{eq} = 4 Rh$$

Donde: D_{eq} es el diámetro equivalente

Rh es el radio hidráulico, que se calcula con la fórmula

$$Rh = \frac{\text{Area transversal del ducto}}{\text{Perímetro en contacto con el fluido}}$$

$$* RR. = \epsilon / D_{eq}$$

Donde: "RR." es la rugosidad relativa

" ϵ " es la rugosidad del material a utilizar en unidades de longitud.

" D_{eq} " es el diámetro equivalente

Debe tomarse en cuenta que en este paso, deben de existir consideraciones sobre el material que va a ser utilizado para la construcción del ducto, esto, con la finalidad de determinar la rugosidad correspondiente proveniente de datos tabulados.

* Número de Reynolds (Re.)

$$Re. = \frac{C D \rho}{\mu}$$

Donde: "Re." es el número de Reynolds.

" ρ " es la densidad del fluido de trabajo.

"C." es la velocidad del flujo.

" D_{eq} " es el diámetro equivalente

" μ " es la viscosidad del fluido de trabajo.

4) Factor de fricción.

Una vez que se ha calculado la rugosidad relativa y el número Reynolds, éstos números adimensionales deben ser utilizados en un diagrama de Moody, para determinar de éste, el factor de fricción (f), el diagrama de Moody a utilizar se presenta en la figura 4.1.

5) Cálculo del número de Mach a la entrada y salida del ducto:

El número de Mach, es una relación de velocidades y se define de la siguiente manera:

$$M = C/a$$

Donde: "M" representa el número de Mach

"C" representa la velocidad del flujo

"a" representa la velocidad del sonido para una determinada temperatura.

5.1) Cálculo del número de Mach a la entrada del ducto:

Con la secuencia de fórmulas que se presentan a continuación, se persigue establecer una ecuación que se puede utilizar para el cálculo del número de Mach en la entrada del ducto, y que puede tomarse como variable la presión con que los gases entran en éste. Esto es considerando constantes, la temperatura, el flujo másico y el área transversal del ducto.

$$M_1 = \frac{C_1}{a_1}$$

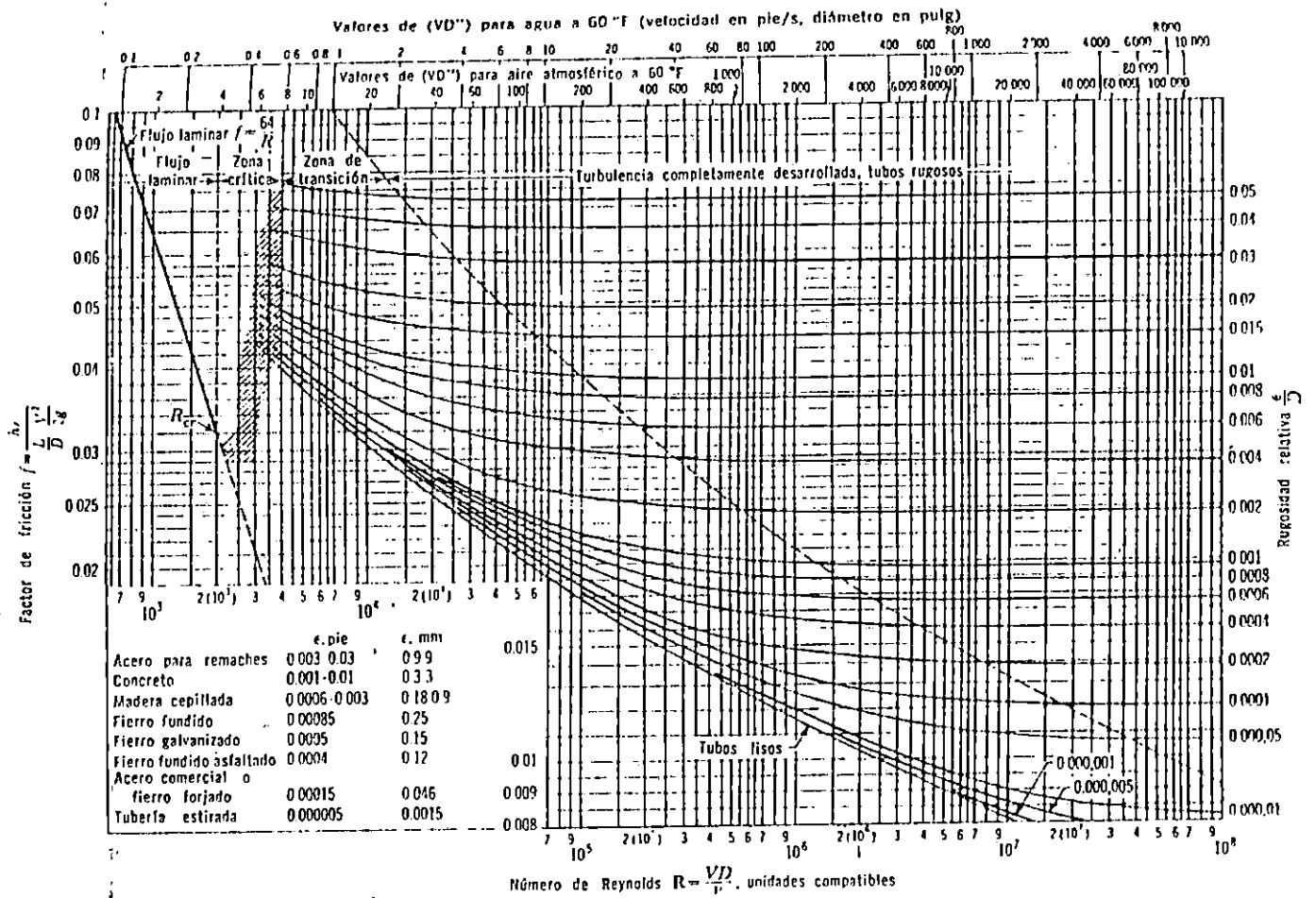


Figura: 4.11 - Diagrama de Moody.

Donde: " M_1 " es el número de Mach en la entrada del ducto.

" a_1 " es la velocidad del sonido y se define por:

$$a_1 = (kRT_1)^{1/2}$$

" C_1 " es la velocidad del flujo y se define por:

$$C_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A}$$

Tomando en cuenta que: $\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1}$ (Ec. de estado)

Se tiene que la velocidad del flujo a la entrada del ducto es:

$$C_1 = \frac{R T_1 \dot{m}}{A P_1}$$

Luego, sustituyendo " a_1 " y " C_1 " en la fórmula para el número de Mach " M_1 ", se tiene:

$$M_1 = \frac{R T_1 \dot{m} / A P_1}{(K R T_1 \phi)^{1/2}}$$

Donde: $K = 1.4$ (K para el aire)

$R = 0.287$ Kj/Kg $^\circ$ k (R para el aire)

$\phi = 1000$ (cte. de conversión)

T_1 : Temperatura en entrada del ducto en ($^\circ$ k)

P_1 : Presión en la entrada del ducto en (KPa)

A : Area transversal del ducto en (m^2)

\dot{m} : Flujo másico de los gases en (Kg/seg)

5.2) Cálculo del número de Mach a la salida del ducto:

Con la secuencia de ecuaciones que se presenta a continuación, se llega a establecer una expresión para el número de Mach en la salida del ducto, y que bajo las

hipótesis de trabajo se muestra que solamente depende del número de Mach y la presión en la entrada del ducto, la caída de presión en toda la longitud de fricción, y el coeficiente "k".

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2}$$

Donde : "a₂" es la velocidad del sonido en la salida del ducto y se define por:

$$a_2 = \sqrt{K R T_2}$$

Y tomando en cuenta que "T₂" se ha definido por:

$$T_2 = \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1-k}{k}} \cdot T_1$$

"a₂" puede escribirse como:

$$a_2 = \left[K R \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1-k}{k}} \cdot T_1 \right]^{1/2}$$

"c₂" es la velocidad del flujo en la salida del ducto. que se define por:

$$c_2 = \frac{\dot{m}}{\beta_2 A}$$

y tomando en cuenta que:

$$\beta_2 = \frac{P_2}{R T_2} = \frac{P_1 - \Delta P}{R T_2}$$

"c₂" puede escribirse como:

$$c_2 = \frac{\dot{m}}{\left[\frac{P_1 - \Delta P}{R T_2} \right] A}$$

Y tomando en cuenta la definición de "T₂"

Se tiene que:

$$c_2 = \frac{\dot{m} R T_1}{A(P_1 - \Delta P)} \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1-k}{k}}$$

Luego se obtiene "a₂" y "c₂" en el número de Mach 2 (M₂), se tiene:

$$M_2 = \frac{\dot{m} R T_1 \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1-k}{k}}}{A (P_1 - \Delta P)} \cdot \left[k R T_1 \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1-k}{k}} \cdot \phi \right]^{1/2}$$

Simplificando y utilizando la expresión para "M₁" se tiene:

$$M_2 = M_1 \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1+k}{2k}}$$

6) Cálculo de la relación "fL/D_{eq}."

Según la base teórica sobre la dinámica de gases, que se ha presentado en capítulos anteriores, cuando un flujo de fluido compresible se considera que se encuentra a alta velocidad en un ducto recto, todo el aumento de entropía es debido únicamente a la fricción; y la ecuación que rige un flujo compresible y adiabático, a través de un ducto de Área constante y donde las pérdidas son debidas solamente a los efectos de fricción es:

$$\frac{fL}{D_{\text{eq.}}} = \frac{1}{K} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right] + \frac{k+1}{2k} \ln \frac{M_1^2}{M_2^2} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]$$

Pero considerando que una de las hipótesis planteadas para el desarrollo de ésta metodología, es que la sustancia de trabajo es aire, lo que implica que $k = 1.4$; la ecuación anterior se simplifica de la siguiente manera:

$$\frac{fL}{D_{\text{eq.}}} = \frac{5}{7} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right] + \frac{6}{7} \ln \left[\left[\frac{M_1}{M_2} \right]^2 \frac{M_2^2 + 5}{M_1^2 + 5} \right]$$

Por lo tanto: $fL/D_{\text{eq.}} = f(M_1, M_2)$

Donde: "f" es el factor de fricción a través de todo el ducto.

"L" representa la longitud del ducto.

"D_{eq.}" El diámetro efectivo del ducto.

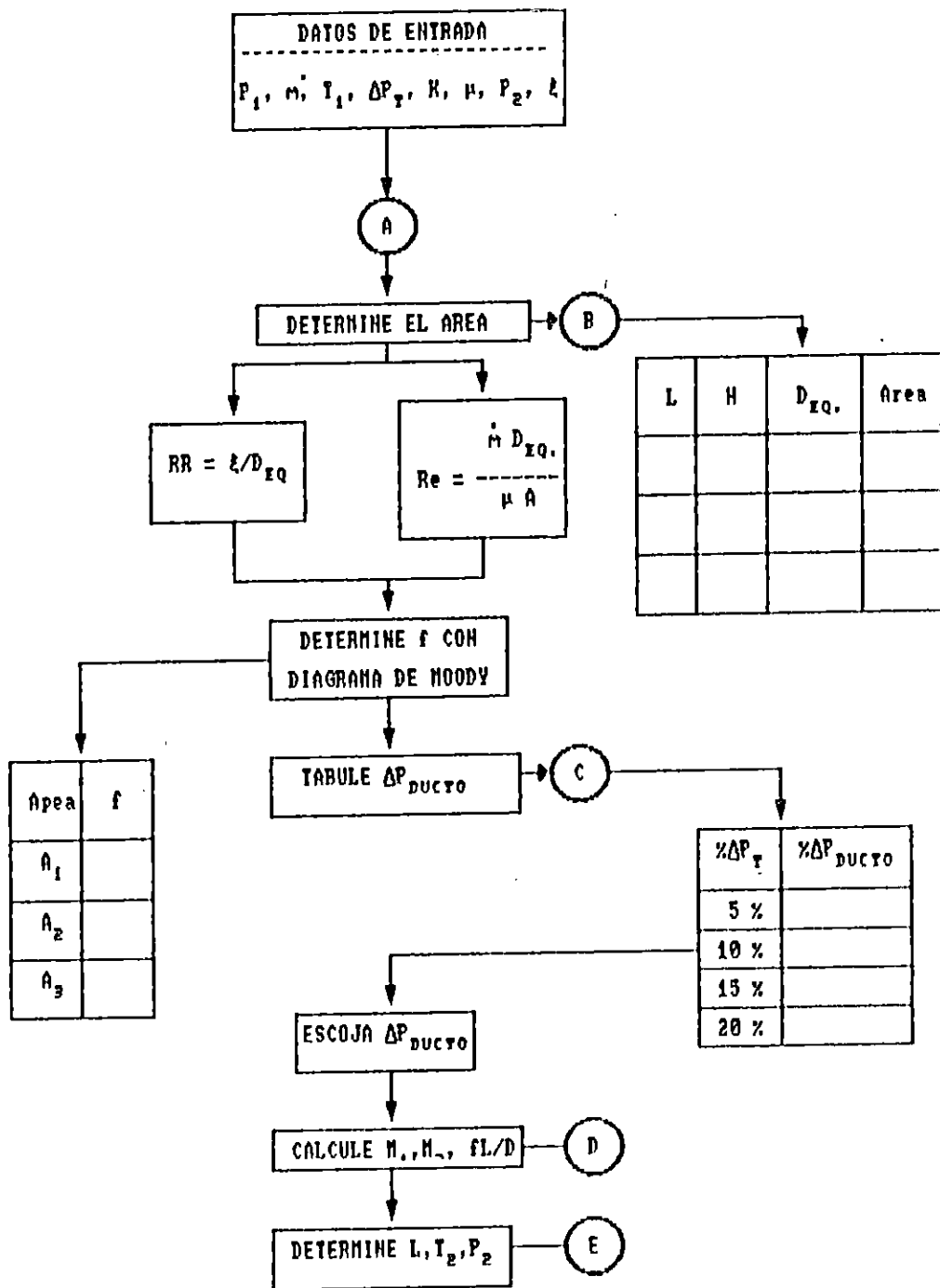
7) Cálculo de la longitud del "DUCTO".

Una vez que se tienen los valores de "f"; "D_{eq.}"; y "fL/D_{eq.}", puede calcularse el correspondiente valor para la longitud del ducto de la siguiente manera:

$$\text{Si } \frac{fL}{D_{\text{eq.}}} = \text{Un valor "x"} \implies L = x D_{\text{eq.}} / f$$

Esta metodología, se presenta a manera de diagrama de flujo en el resumen que se presenta a continuación.

- Diagrama de flujo para la metodología del caso "A"



-NOTAS DE REFERENCIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "A".

- A: Esquematizar las condiciones físicas del problema con toda la información proporcionada.
- B: Tabular las dimensiones de las posibles secciones transversales del ducto, para obtener diferentes "Áreas" que puedan estar dentro de un rango permisible, que podrían estar restringidas ya sea por la capacidad de la turbina de gas ó por limitaciones de espacio. También deberá tabularse el correspondiente diámetro equivalente para cada uno de las áreas obtenidas.
- C: Tabular un rango de caída de presión en el ducto, que deberá estar entre el 5 y 20% de la caída total desde la entrada del ducto hasta la salida de la chimenea del recuperador de calor.
- D: Calcular los valores de " M_1 "; " M_2 "; y " fL/D_{eq} ." a partir de las siguientes ecuaciones:

$$M_1 = \frac{R T_1 \dot{m} / A R}{\sqrt{(k R T_1 \phi)}}$$

$$M_2 = \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1+k}{k}}$$

$$\frac{fL}{D_{eq}} = \frac{5}{7} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right] + \frac{6}{7} \ln \left[\left[\frac{M_1}{M_2} \right]^2 \frac{M_2^2 + 5}{M_1^2 + 5} \right]$$

E: Si los valores obtenidos de "L"; "T₂" y "P₂", son satisfactorios para las necesidades que se tengan, entonces el proceso de dimensionamiento del área transversal y longitud del ducto finaliza, pero si éstos no cubren los requisitos, se podrá optar por los siguientes cambios:

- i) Regresar a seleccionar otra salida de presión en el ducto para los mismos valores de "A"; y "P₁", y continuar el proceso a partir de éste punto.
- ii) Mantener "A" y " ΔP ducto" constantes, y con otro valor de "P₁" realizar nuevamente el proceso hasta que los valores finales sean satisfactorios.
- iii) Mantener " ΔP ducto" y "P₁" constantes, y seleccionar otra área para realizar el proceso de nuevo, hasta satisfacer las necesidades del caso.

El diagrama de flujo de la metodología para el "caso A", también puede resumirse en la siguiente tabla.

TABLA 4.1

TABLA DE LONGITUDES; PRESION Y TEMPERATURA EN LA SALIDA DEL DUCTO

Datos de entrada: \dot{m} ; T_1 ; ΔP_T en ducto u recuperador; ϵ ; μ																											
A_1						A_2						A_3															
$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f	$RR = \epsilon/D_{xo.}$	$R_H = \frac{\dot{m} D}{\epsilon A_{xo.}}$	f				
Para un $\Delta P_{ducto} = 5\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 5\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 5\% \Delta P_T$															
P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2
Para un $\Delta P_{ducto} = 10\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 10\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 10\% \Delta P_T$															
P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2
Para un $\Delta P_{ducto} = 15\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 15\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 15\% \Delta P_T$															
P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2
Para un $\Delta P_{ducto} = 20\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 20\% \Delta P_T$						Para un $\Delta P_{ducto} = 20\% \Delta P_T$															
P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2	P_1	M_1	M_2	$\epsilon l/D$	l	P_2	T_2

- PASOS DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "B":

1) Proporcionar todos los datos posibles con los que trabaja la planta de gas, así como los datos de presión y temperatura que se requieren en el equipo que se está proyectando.

Para el caso específico de éste tipo de metodología, se requiere conocer los siguientes datos:

- a) Flujo de masa (específico para cada planta de gas).
- b) Temperatura de los gases a la salida de la turbina.
- c) Caída de presión máxima permisible (desde la entrada del ducto hasta la salida de la chimenea del recuperador de calor).

d) Presión a la salida de la turbina de gas.

e) Area transversal del ducto (puede seleccionarse un rango permisible).

f) Rango de velocidades permisibles en el ducto:

Con la secuencia de ecuaciones que se presentan a continuación, se hace posible calcular el número de Mach en el punto inicial del ducto:

"Los pasos necesarios para el cálculo del número de Mach en la entrada del ducto, ya fueron presentados en la metodología para el caso "A", por lo que para éste caso solamente se presentan las ecuaciones principales":

$$M_1 = \frac{C_1}{a_1}$$

$$M_1 = \frac{R T_1 \dot{m} / A R}{\sqrt{K R T_1 \phi}}$$

Donde: $K = 1.4$; $R = 0.287 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$; $\phi = 1000$

T_1 es la temperatura de entrada al ducto en $^\circ\text{K}$

P_1 es la presión en la entrada del ducto en KPa

A es el área transversal del ducto en m^2

\dot{m} es el flujo másico de gases en Kg/seg

Para el cálculo del número de Mach, debe generarse una tabla (tabla de Fanno) para los casos específicos de plantas de gas a la que se le requiere aplicar el ciclo combinado (esta tabla se presenta en el resumen de este tipo de metodología). En esta tabla se deberá observar la variación de las presiones y las áreas deberán estar en rangos razonables, tomando en cuenta los que podrían darse en la práctica de la vida real.

Para cada caso específico, podría seleccionarse un rango de presiones que pueden tener variaciones en el orden de las décimas, y con respecto a las áreas, es recomendable que se seleccione un rango no muy amplio, pero que contenga por lo menos tres alternativas para poder optar por soluciones diferentes.

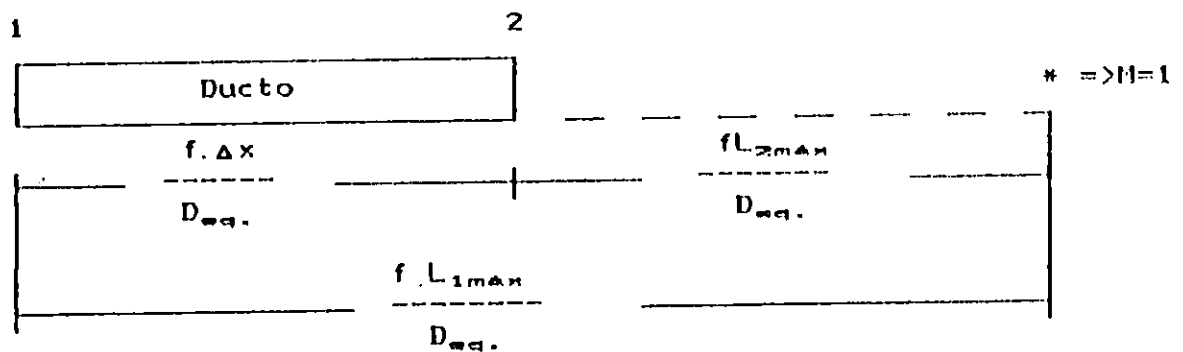
3) Determinación del factor de fricción

(Uso del diagrama de Moody)

Al igual que en el caso "A", este paso número tres debe determinar el factor de fricción de la misma manera que se hizo en los pasos tres y cuatro de la metodología par el caso "A".

4) Cálculo de la presión y temperatura en la entrada del ducto:

Una vez que se conoce "f" y "Mach" en la entrada del ducto, debe de recurrirse al siguiente esquema y realizar los cálculos que se presentan a continuación:



- Determinar de las tablas de fanno: $fL_{1MAX}/D_{eq} = f \cdot \Delta X/D_{eq}$, entrando

con M_1 .

- Cálculo de $fL_{2MAX}/D_{eq} = fL_{1MAX}/D_{eq} - f \cdot \Delta X/D_{eq}$, con variaciones de ΔX .

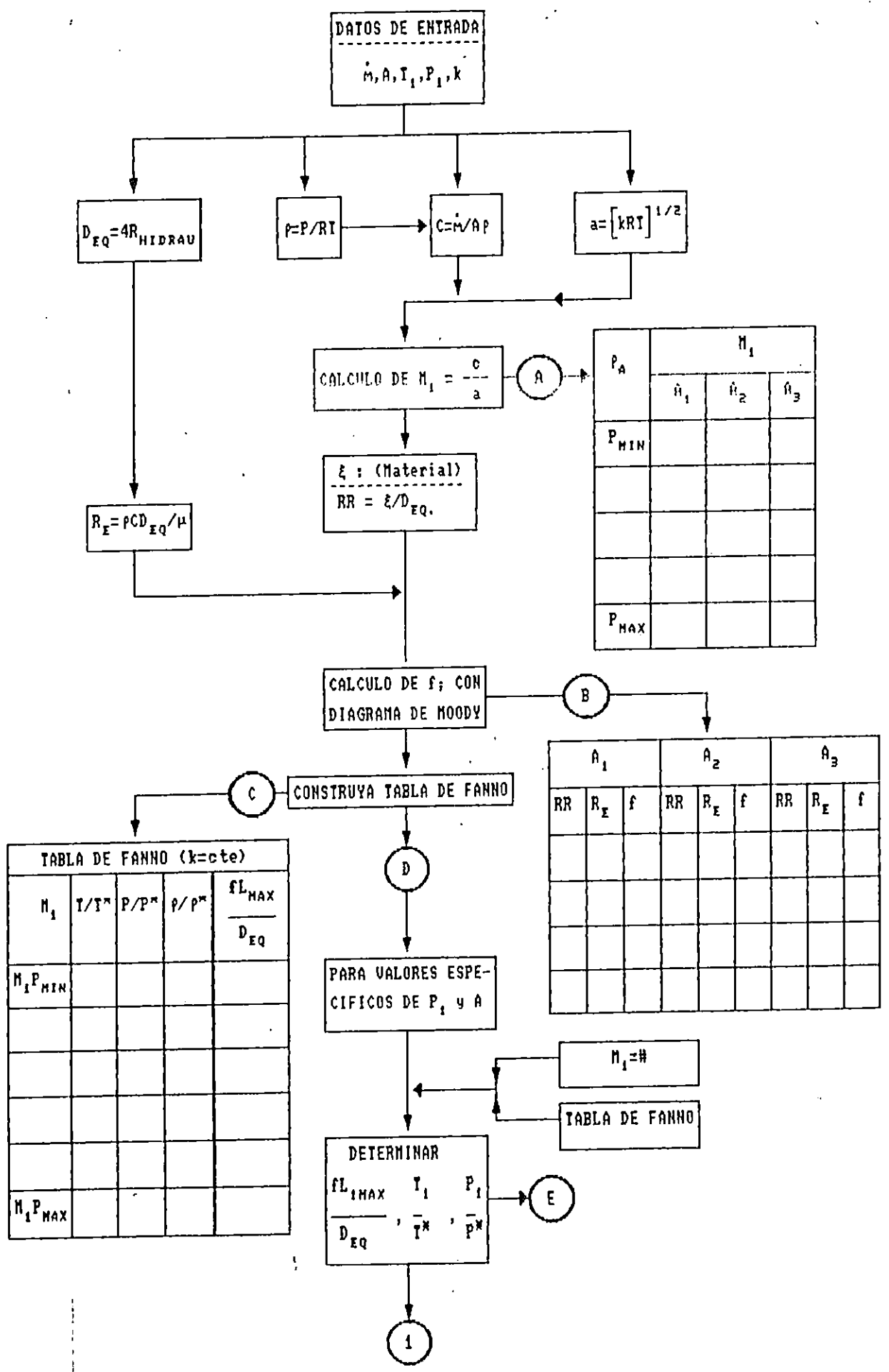
- Con fL_{2MAX}/D_{eq} , y tablas de fanno, puede llegar a calcularse la temperatura y presión en la salida del ducto.

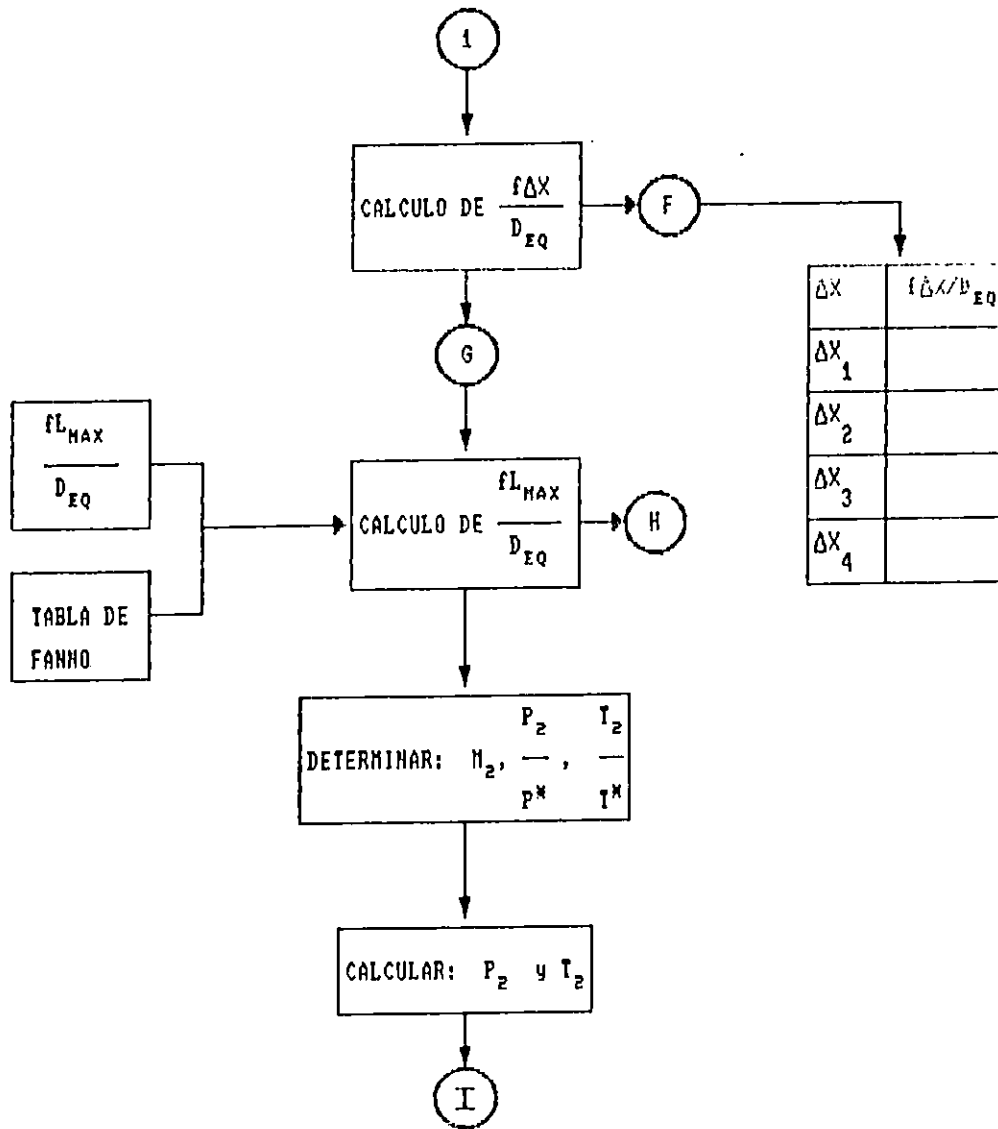
Una vez que se han calculado la presión y temperatura en la salida del ducto, debe de realizarse una revisión de todas las propiedades que han sido calculadas para un determinado caso, las cuáles deberán satisfacer las necesidades que se requieren en el equipo a instalar para obtener alto rendimiento.

Si alguna propiedad no se encuentra dentro de los rangos permisibles, deberá realizarse algunas modificaciones para que los requisitos impuestos sean satisfactorios.

La metodología para éste caso "B", se presenta a continuación a manera de diagrama de flujo, en donde se hacen señalamientos más específicos.

- Diagrama de flujo para la metodología del caso "B"





- NOTAS DE REFERENCIA DEL DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGIA PARA EL CASO "B".

A: El cálculo de " M_1 " debe tabularse para diferentes valores de áreas transversales permisibles, y para un rango de " P_1 ", que no afecte la eficiencia de la turbina de gas.

B: Para cada una de las áreas consideradas en la tabulación anterior, también debe tabularse el factor de fricción " f ".

C: Para la construcción de la tabla de Fanno se deberán usar las siguientes relaciones:

$$\frac{P}{P^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right]^{1/2}; \quad \frac{T}{T^*} = \frac{\frac{k+1}{2}}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}$$

$$\frac{f L_{max}}{D_{eq.}} = \frac{1}{k} \left[\frac{1}{M_1^2} - 1 \right] + \frac{k+1}{2k} \ln \left[\frac{\frac{k+1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} \right]$$

D: En todos los cálculos y determinaciones de valores, serán únicamente para valores específicos de " P_1 " y "A"

E: Despejar : P^* de $P_1/P^* =$ número determinado
 T^* de $T_1/T^* =$ número determinado

F: Debe tabularse " $f \Delta x / D_{eq.}$ " para un rango de " Δx " determinado, para la particularidad del caso, se utilizará un rango de " x " que variará entre 5 y 25 mts. a intervalos de 5 mts.

G: Todos los valores calculados ó determinados a partir de éste paso, serán válidos y correspondientes únicamente para un valor específico de " Δx ".

H: El valor de " fL_{2max}/D_{eq} ." se calculará mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{fL_{2max}}{D_{eq.}} = \frac{fL_{1max}}{D_{eq.}} - \frac{f \cdot \Delta x}{D_{eq.}}$$

I: Si los valores de " P_2 " y " P_1 " calculados, son los requeridos para la instalación que se está proyectando, entonces la metodología para el dimensionamiento de la longitud y el diámetro equivalente termina; pero si éstos no satisfacen los requeridos, el interesado puede optar por múltiples cambios tales como:

- i) Regresar hasta "F" y seleccionar un nuevo valor de " Δx ", y continuar con el proceso a partir de éste punto.
- ii) Regresar hasta "B" y optar por otra área. y luego continuar el proceso de cálculo.
- iii) Regresar hasta "A", y optar por otro " M_1 " par la misma área ó el mismo " M_1 " para otra área y luego continuar el proceso.

CONCLUSIONES

- i) En general, dos aspectos que determinan el diseño de un ducto son: Las propiedades físicas y termodinámicas del fluido que se va a transportar y los flujos de masa a manejar.
- ii) La hipótesis sobre el tipo de flujo de trabajo a utilizar, también es bastante trascendental para el diseño en cuestión, ya que un determinado fluido con ciertas propiedades y un flujo de masa establecido, estará regido por las ecuaciones que corresponden al flujo hipotético asumido. (Que puede ser: Flujo isotérmico, flujo con calentamiento y enfriamiento, flujo adiabático, etc.).
- iii) Los dos tipos de metodologías diseñadas en este capítulo, para proyectar las dimensiones del ducto de gases de escape de turbinas a gas, ofrecen resultados satisfactorios, con respecto a valores calculados para una turbina específica; pero los datos conocidos para un problema en particular, serán los que determinarán cuál de ellas deberá utilizarse.
- iv) Específicamente, la magnitud que determinará en gran medida la utilización o no, de la metodología para el caso "B", será el hecho que se conozca o no, la distancia que exista desde el escape de la turbina hasta el punto en el cual quiera dársele utilización a los gases de escape.
Si la longitud del ducto es el valor a determinarse, entonces la metodología para el caso "A" será la adecuada.

CAPITULO CINCO
REQUERIMIENTO DE EQUIPO DE
DUCTO PARA LA IMPLANTACION
DEL SISTEMA DE GENERACION
DE POTENCIA.
"CICLO COMBINADO"

CAPITULO CINCO
REQUERIMIENTOS DE EQUIPO DE DUCTO PARA LA IMPLANTACION DEL
SISTEMA DE GENERACION DE POTENCIA "CICLO COMBINADO".

Para la aplicación de la metodología presentada en el capítulo anterior, se deben de tomar en cuenta las especificaciones sobre requerimientos de equipo que se presentan a continuación; éstos requerimientos son el producto de un diseño básico que una empresa consultora ha presentado a "CEL", para la implantación de un ciclo combinado en la central térmica de Acajutla (departamento de Sonsonate).

5.1.- Generalidades:

Todas las especificaciones que se presentan, abarcan el diseño de dos sistemas completos de escape de gases de turbinas a gas, modelos número PG6541(B) marca "GENERAL ELECTRIC".

La operación de las turbinas inicialmente se hará en la forma del ciclo simple, y a futuro serán convertidas a una planta de ciclo combinado, cuyo arreglo final incluirá un ducto de escape desde el empalme de expansión en el escape de la turbina hasta el recuperador de calor de la planta de vapor. Este ducto estará provisto de una compuerta y chimenea desviadora.

El arreglo de ciclo simple incluirá permanentemente un ducto desde el escape de la turbina hasta una sección de escape temporal. La interfase en ésta, será brindada para facilitar la conversión al ciclo combinado.

Los materiales a utilizar para cada sistema de escape de gases serán los requeridos para la operación de la turbina a gas bajo el sistema de ciclo simple, los componentes importantes para cada sistema serán:

- * Una estructura de escape propiamente dicha, desde la salida de la turbina hasta la sección de escape temporal.
- * Una sección de escape temporal, consistente en un codo que desviará el flujo de gases hacia arriba y una chimenea para terminar de desviar dicho flujo hacia la atmósfera.
- * Un silenciador en la estructura del ducto de escape.
- * Empalmes de expansión (si son requeridos).
- * Diversos soportes de acero.

Cualquier sistema de escape de gases que sea proyectado, deberá incluir como mínimo una unión bridada en el lado corriente abajo del silenciador, para facilitar el adapte del ducto que quedará permanente cuando el sistema se convierta al ciclo combinado de trabajo.

El diseño de la sección de escape temporal debe de incluir detalles que minimizan el trabajo requerido para el ensamble de los elementos que formaran el ciclo combinado.

Los trabajos de ensamble, deberán minimizarse en base a una buena calidad de fabricación; y la totalidad del diseño del sistema deberá permitir, reducción en la construcción, mantenimiento y accesibilidad, y deberá ser apropiado para instalaciones a campo abierto en un ambiente costero.

5.2.- Códigos requeridos:

Los componentes del sistema de escape de gas deberán ser diseñados y construidos de acuerdo con los últimos requisitos aplicables de códigos y estándares que se detallan a continuación:

AISC:	Instituto Americano de acero de construcción
AISI:	Instituto Americano del hierro y del acero
ANSI:	Instituto Nacional Americano de Normas
ASTM:	Sociedad Americana para Prueba de Materiales
AWS:	Sociedad Americana de Soldadura
HI:	Instituto de Hidráulica

No se requerirá de éstos códigos, excepto que en éstas especificaciones se encuentren modificaciones y que éstas estén de acuerdo con las respectivas normas de salud ocupacional y seguridad.

5.3.- Condiciones del lugar de Diseño:

Las condiciones a ser utilizadas para prueba y funcionamiento del diseño, a menos que se especifique de otra manera, son las siguientes:

- * Rango de temperatura del bulbo seco 15 - 40°C
- * Promedio anual de lluvia 1691 mm.
- * Elevación del lugar 28.5 mt.
- * Presión Barométrica 756.4mm Hg.

5.4.- Diseño de Viento:

El diseño de cargas de viento para todo equipo y estructura deberá ser determinada de conformidad a la norma ANSI (A58.1)1982.

Para toda estructura y equipo que se encuentre a campo abierto, deberá utilizarse una velocidad de 100 Km/hr; para determinar las cargas sobre los equipos, originadas por el viento.

5.5.- Diseño Sísmico:

El diseño de cargas sísmicas para todo equipo y estructura deberá ser de conformidad con ANSI A58.1 (1982). El lugar de diseño deberá ser considerado dentro de una zona sísmica de nivel "4". Las cargas sísmicas deberán ser utilizadas cuando sean mayores que las cargas de viento especificadas en el numeral anterior.

5.6.- Condiciones de Operación:

El ducto deberá ser diseñada para operar con las condiciones de escape de la turbina, indicadas en la tabla que se presenta a continuación y tomando en cuenta los dos aspectos siguientes:

- * La pérdida total de presión a través del ducto no deberá excederse de 5.5 mm Hg.
- * Los materiales adoptados para el diseño, deberán poseer una duración de 30 años de vida útil.

LA TABLA QUE SE PRESENTA A CONTINUACION DA LAS ESPECIFICACIONES EN EL ESCAPE DE LA TURBINA PARA TRES CONDICIONES DIFERENTES:

Para todas las condiciones: Elevación del lugar 28.5 mts.
 Presión ambiente 756.4 mm Hg
 Humedad relativa 76%

El combustible utilizado para el encendido de la turbina es "ACEITE #2" (FUEL OIL #2).

Condición	1	2	3
Temperatura ambiente (°F)	60	90	105
++Flujo de escape (10 ³ Lb/Hr)	1121	1033	986
++Temperatura de escape (°F)	1003	1027	1041
Porcentaje en volumen de los gases de escape:			
Argón	0.89	0.87	0.85
Nitrógeno	73.46	72.27	71.11
Oxígeno	13.13	12.98	12.79
Dióxido de Carbono	4.29	4.18	4.11
Agua	8.24	9.70	11.14

Emissiones (Lb/hr)

NO ₂	121	109	103
CO	10	9	9
UHC	4	4	4
+++SO ₂	90	82	77
+++SO ₃	6	5	5
+++Neblina de sulfuro	10	9	8
Particulado (partículas)	10	10	10

- ++ Durante la carga parcial de la turbina, la temperatura de escape de ésta deberá ser tanto como 60°F mayor y el flujo de escape será tanto como un 20% menor. Durante el nivel máximo de carga la temperatura de escape será tanto como un 0.1% mayor.
- +++ Basado sobre un 0.2% de sulfuro por peso de combustible.

5.7.- Ducto, Silenciador y Empalme de expansión:

A- Generalidades.

En las siguientes especificaciones se presentan algunos de los requerimientos más importantes sobre el diseño y construcción para todo el sistema de escape para cada turbina, los principales elementos de éste sistema son:

- * Ducto para el flujo de gases de escape
- * Silenciador
- * Empalme de expansión

Los materiales utilizados en toda estructura, deberán poseer igualdad o superioridad a las características de resistencia a esfuerzos, corrosión, y erosión de los que se detallan a continuación:

- * Para placas externas del ducto ASTM A36
- * Para refuerzos externos de estructura del ducto ASTM A36
- * Para refuerzos internos de estructura del ducto ASTM A176, tipo 409
Acero inoxidable
- * Para aislamiento interno ASTM A176, tipo 409
Acero inoxidable
- * Para álabes desviadores del flujo de gases de escape Tipo 304
acero inoxidable

Otros materiales podrán ser utilizados como alternativa, siempre y cuando provean igualdad o superioridad a los esfuerzos soportados, y características de resistencia a la corrosión y erosión de los materiales listados anteriormente.

B- diseño del Ducto

El ducto deberá ser diseñado para soportar la presión máxima del escape de la turbina. El diseño de presión de la estructura del ducto no podrá ser menor de 37 mm Hg (gauge) de capacidad.

El ducto también deberá ser diseñado de acuerdo a las siguientes especificaciones.

Las plataformas del ducto deberán ser diseñadas para limitar las deformaciones a 1/100 de pulgada de los vanos entre los soportes, tomando ventaja de la continuidad de multiespacios donde es apropiado para las condiciones normales de operación.

Los soportes del ducto deberán ser diseñados para limitar la deformación a 1/240 de pulgada de los vanos entre los soportes, para condiciones normales de operación. Los soportes estarán diseñados para reducir las deformaciones a una condición de cierre en las terminales exteriores y proporcionar una continuidad completa donde sea continuo sobre los soportes interiores.

Las condiciones normales de operación del ducto deberán incluir cargas muertas completas (definidas como el peso actual de las placas, fundación de los tubos y soportes), además cargas vivas en movimiento y cargas normales de presión interna.

La velocidad de los gases de escape en el ducto no deberá exceder los 35 mt/seg.

B-1 Fabricación:

Todos los ductos deberán ser de sección transversal rectangular, y contruidos de placas de acero de no menos de 6.0 mm de espesor y deberán incluir una tolerancia mínima de corrosión de 2 mm.

Todas las zonas de empalme deberán ser bridadas y diseñadas para empernado y soldadura. Los ángulos y placas utilizadas para formar las bridas deberán de ser unidos a los ductos por filetes completos de soldadura.

Se deberán utilizar plantillas para la perforación de los agujeros para los pernos de las bridas. El diseño de los ductos también deberá prevenir la generación de ruido y vibraciones.

Los ductos deberán estar equipados con desagües que se dirijan a un mismo punto de conexión, además, estarán provistos de aislamientos internos y sistemas que faciliten un intenso mantenimiento.

Para todas las secciones del ducto deberán instalarse puertas de acceso de no menos de 460 mm. por 610 mm.

Todas las uniones soldadas, deberán ser inspeccionadas por medio de radiografías, si se encontrasen defectos, éstos deberán ser removidos, resoldados y reinspeccionados por los mismos métodos.

Las pruebas que se hagan a las soldaduras deberán reunir los requisitos de calidad de inspección de los códigos de la AWS.

Los sellos de empalmes de esquinas y aletas también deberán ser inspeccionados para que se verifique que cumplen con los requisitos de la AWS.

C- Silenciador del Escape:

En la estructura del ducto deberá instalarse un silenciador que en unión del aislador interno de éste, atenúen el nivel operacional de ruido.

El silenciador deberá constar de un material absorbente apropiadamente prensado entre las placas de metal del ducto.

D- Empalmes de Expansión:

Entre las funciones principales de éstos elementos está la de absorber las dilataciones térmicas y los movimientos causados por el calor. Estos componentes deberán ser diseñados por el fabricante de tal manera que reúnan las condiciones y disposiciones especificadas del ducto con respecto a la expansión, contracción y contrapesos.

A continuación se presentan algunos aspectos importantes respecto a los empalmes de expansión:

- * Deben ser capaces de soportar las dilataciones causadas por la alta temperatura.
- * El diseño de presión interna deberá ser la misma que se utilice para el ducto.
- * Los materiales para los empalmes deberán ser resistentes al calor y reforzados con estructuras de metal de tipo de vapor para prevenir la corrosión.
- * Los empalmes podrán ser aislados, si lo es requerido.
- * Todos los elementos relacionados con los empalmes deberán ser resistentes a la corrosión.

5.8.- Suspensores y Soportes:

El diseño de éstos elementos se hará para adaptarlos al sostenimiento de la estructura de trabajo, y deberán ser resistentes a la soldadura. Cuando uno de éstos elementos esté cerca de las secciones de transición, aberturas y puertas de acceso, deberá prestarsele una atención principal en su diseño detallado.

5.9.- Pintura:

Todos los materiales de acero dados, deberán ser pintados en su superficie exterior con una capa de Zinc Inorgánico inmediatamente después de su fabricación y antes de moverlos del taller donde han sido construidos. Para esto las superficies deberán estar secas, y con una temperatura apropiada, libre de grasas, aceite, tierra, polvo, arenillas, moho, basuras sueltas, sustancias de soldaduras y otros.

El Zinc Inorgánico deberá ser aplicado conforme a las recomendaciones de pintura de los fabricantes y deberá tener una capa de espesor delgado (2.5 - 3.5 mm.).

Para todo trabajo relacionado con la pintura deberán tomarse muy en cuenta las recomendaciones del fabricante, y una de las principales es que la temperatura de las superficies a pintar nunca deberá estar abajo de 2°C.

5.10.- Aislamiento:

A- Generalidades.

El dúcto deberá ser aislado internamente para minimizar la pérdida de calor y prevenir que temperaturas altas en el escape de la turbina alcancen la superficie interna del dúcto y tratar de mantener una temperatura exterior abajo de 54°C. Con una temperatura ambiente de 38°C, y una velocidad del viento no mayor de 0.25 mts/seg.

El aislamiento debe ser adherido a las paredes del dúcto y protegido por un forro interno (protector metálico).

El aislamiento deberá ser diseñado para soportar un mantenimiento normal sin que ocurran daños. El protector del aislamiento debe ser adherido a las placas de acero del dúcto por remaches u otro método aceptable, que permita la expansión del protector respecto del dúcto .

Los materiales para el protector deberán ser ASTM A176 tipo 409 acero inoxidable.

B- Materiales.

Todas las superficies del dúcto deberán ser aisladas con aislamientos rígidos moldeados con silicato de calcio de acuerdo a la norma ASTM A533.

Los materiales del aislamiento deberán estar libres de asbestos, y los que estén en contacto con acero inoxidable austenítico, y deberán ser de un contenido bajo de cualquier elemento no metálico para que los aislamientos reúnan los requisitos de MIL-24244 enmienda 3 con respecto a la fuerza de agrietamiento de la corrosión.

Los cementos para aislantes deberán ser cementos de fibras de enlace mineral de conformidad con la norma ASTM C195.

Los aislamientos de fibra mineral no serán aceptables.

5.11.- Esquemas:

Los sistemas de ductos y chimeneas sobre los que se ha dado la descripción anterior, se representan a continuación a través de sus esquemas más importantes, dentro los que figurán los siguientes:

- * Plan para la disposición de los sistemas de escape de las turbinas. (FIG. 5.1)
- * Elevación del sistema de escape de las turbinas. (FIG. 5.2)
- * Interfase de la turbina y sus detalles. (FIG. 5.3) Y 5.4 A) Y B)

PLANO PARA LA DISPOSICION DE LOS SISTEMAS DE ESCAPE DE LAS TURBINAS

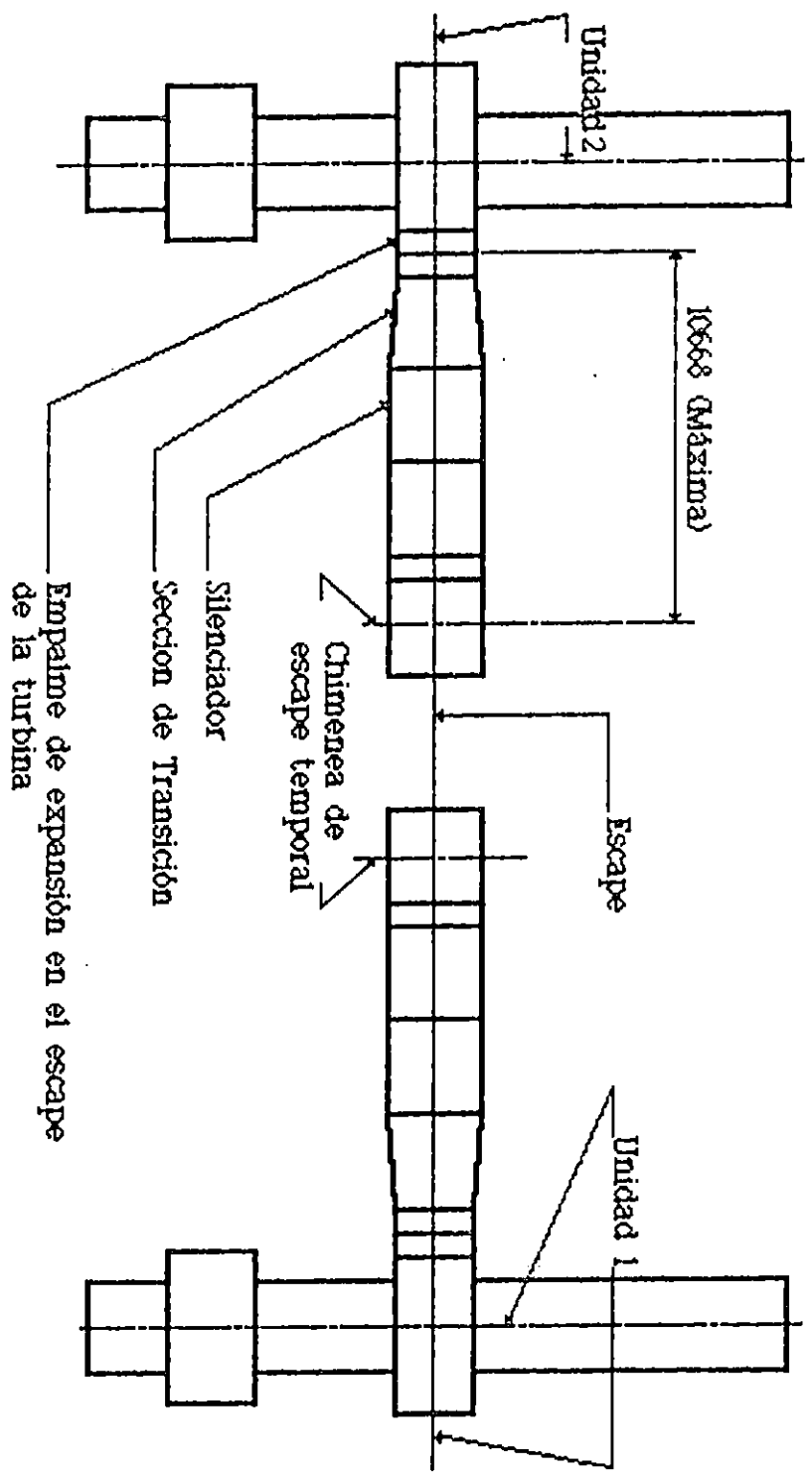


FIG. 5.1

Dimensiones en milímetros

ELEVACION DEL SISTEMA DE ESCAPE DE LA TURBINA

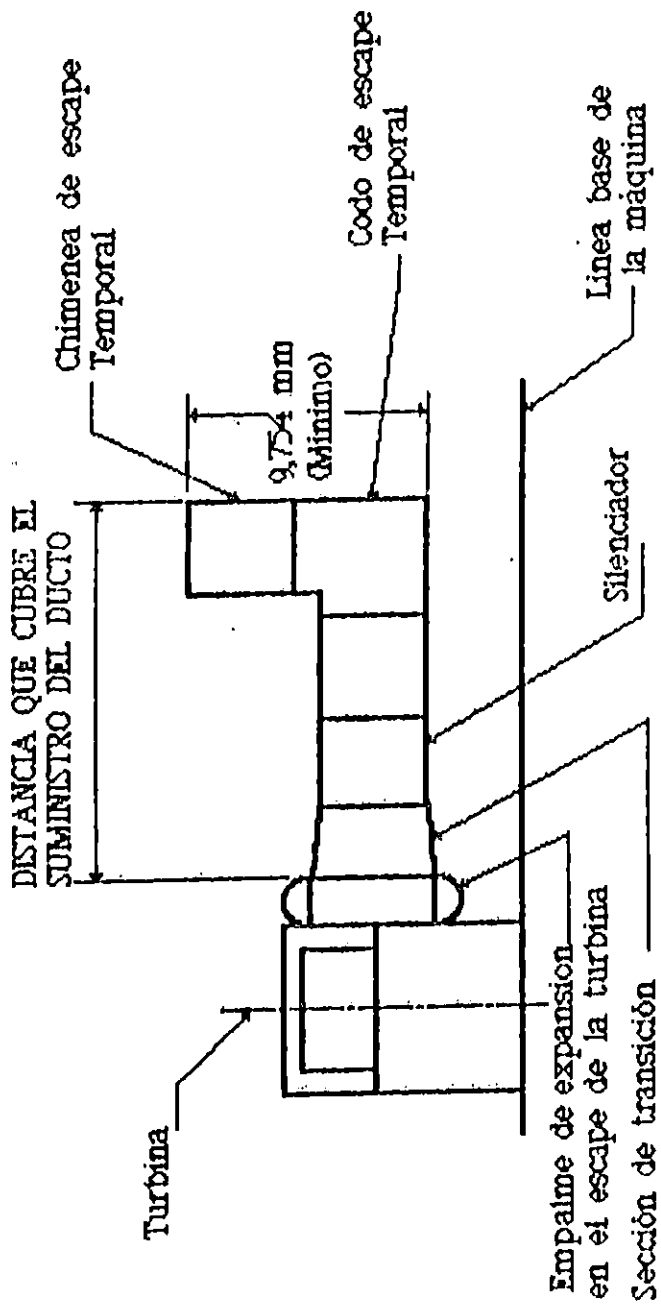
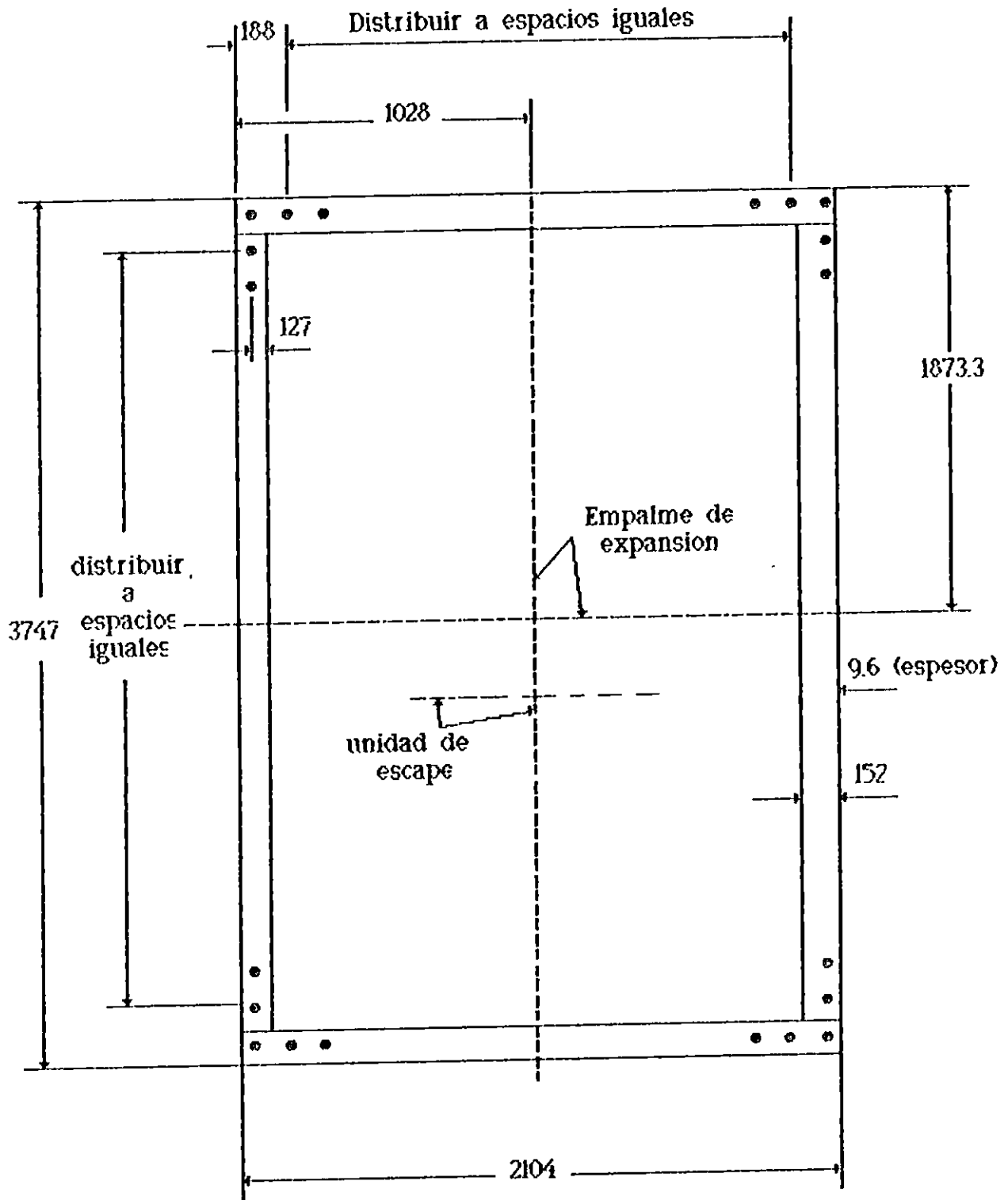


FIG. 5.2

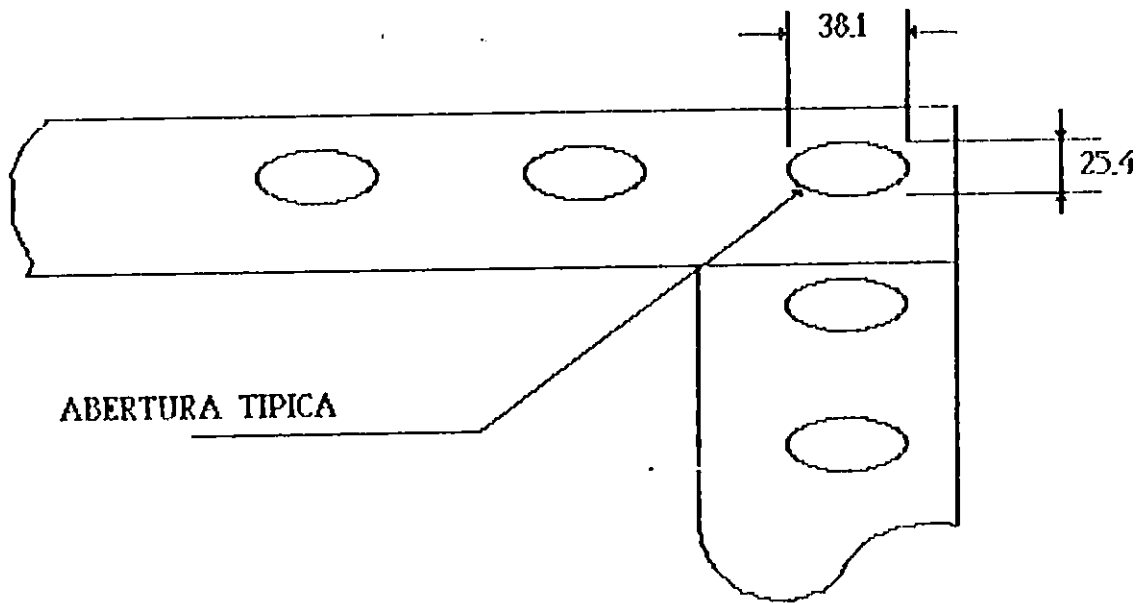
INTERFASE DE LA TURBINA



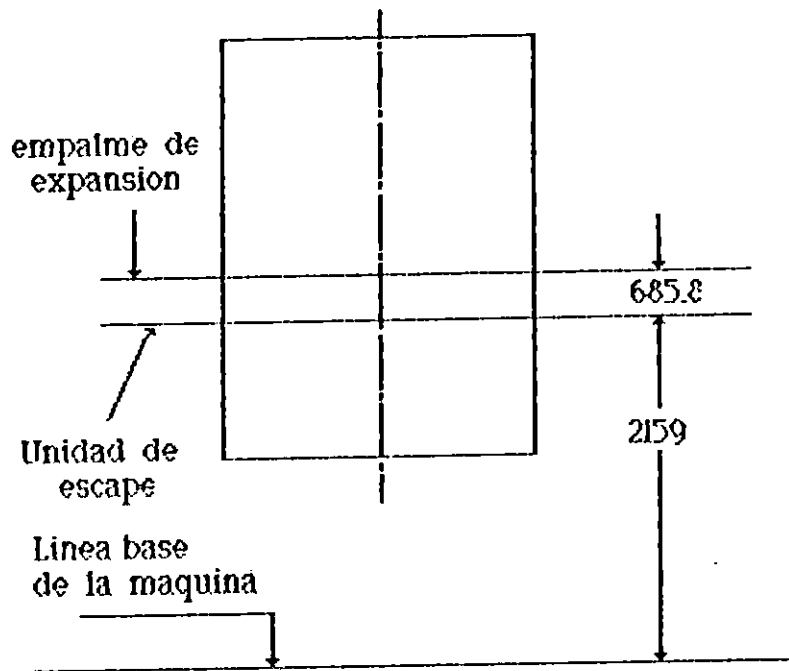
DIMENSIONES EN MILIMETROS

FIG. 5.3

* DETALLES DE LA INTERFASE



A) DETALLE "A"



B) DETALLE "B"

DIMENSIONES EN MILIMETROS

FIG. 54

CAPITULO SEIS

APLICACION DE METODOLOGIAS
DE DISEÑO DE DUCTOS DE GASES
DE ESCAPE DE TURBINAS A GAS,
PARA LA IMPLANTACION DEL
SISTEMA DE GENERACION DE
POTENCIA "CICLO COMBINADO"

CAPITULO SEIS

APLICACION DE METODOLOGIAS DE DISEÑO DE DUCTOS DE GASES DE ESCAPE DE TURBINAS A GAS, PARA LA IMPLANTACION DEL SISTEMA DE GENERACION DE POTENCIA "CICLO COMBINADO"

Las metodologías desarrolladas en el capítulo número cuatro, se aplicarán a continuación a un caso particular, de una planta de turbina a gas, ubicada en las instalaciones de "CEL" en la ciudad de Acajutla (departamento de Sonsonate).

Para esta aplicación, se han tomado en cuenta las condiciones y propiedades de los gases en el escape de la turbina, las cuales dependerán del ciclo de operación de la planta de gas. Además, se han considerado, la variaciones que pueda experimentar el flujo de gases durante su trayectoria a través del ducto de escape.

Se aplican las dos metodologías, por el hecho de que éstas ofrecen pequeñas variantes que permiten optar por cualquiera de ellas, de acuerdo a lo que se requiera en cuanto a condiciones de trabajo; por ejemplo, si se requieren valores fijos de presión y temperatura a la salida del ducto ó si se requiere tener una longitud fija de éste y variar presión y temperatura a la entrada, así como a la salida del ducto de escape.

En la aplicación propiamente dicha, solamente se escribirán aquellos valores o características que sean imprescindibles para realizar los cálculos respectivos del diseño del ducto.

6.1.- METODOLOGIA "A"

Determinación de la longitud del ducto, presión y temperatura a su salida

Datos: $P_1 = 1.06 \times 10^2$ KPa (Entrada del ducto)

$\dot{m} = 138.6$ Kg/seg

$T_1 = 1000$ °F = 813 °K

$\Delta P_T = 0.03515$ bar = 3.515 KPa

$k = 1.4$

$$A = 6.2 \text{ m}^2$$

$$\epsilon = 9 \text{ mm}$$

$$\mu = 1.8 \times 10^{-3} \text{ N-s/m}^2$$

SOLUCION:

$$A = 6.2 \text{ m}^2$$

$$D_{\text{eq}} = \frac{A \text{ transversal}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (4) = 4 \left[\frac{6.2}{10.2} \right]$$

$$D_{\text{eq}} = 2.43 \text{ mts}$$

$$RR = \frac{\epsilon}{D_{\text{eq}}} = \frac{9 \times 10^{-3}}{2.43} = 3.7 \times 10^{-3}$$

$$R_e = \frac{\dot{m} D_{\text{eq}}}{\mu A} = 2.98 \times 10^6$$

Con el valor de "RR" y "R_e" se obtiene el valor de "F" (factor de fricción), a través del diagrama de "MOODY"; F = 0.028 el cuál se mantiene constante entre los números de Reynolds 10⁶ y 10⁷.

Selección de la caída de presión que existirá a través del ducto:

$$\Delta P_{\text{ducto}} = 5\% \Delta P_T$$

$$\Delta P_{\text{ducto}} = (0,05) (3.515)$$

$$\Delta P_{\text{ducto}} = 0.1757 \text{ KPa}$$

Cálculo del numero de Mach a la entrada del ducto:
(Hipótesis de trabajo)

$$M_1 = \frac{C_1}{a_1} = \frac{\frac{R T_1 \dot{m}}{A_1 P_1}}{(k R T_1 \phi)^{1/2}}$$

$$M_1 = \frac{\frac{0.287 * 813 * 138.6}{6.2 * 1.06 * 10^2}}{(1.4 * 0.287 * 813 * 1000)^{1/2}}$$

$$M_1 = 0.0861$$

Cálculo del número de mach en la salida del ducto:

$$M_2 = M_1 \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1+k}{2k}}$$

$$M_2 = (0.0861) \left[\frac{1.06 * 10^2}{1.06 * 10^2 - 0.1757} \right]^{\frac{1+1.4}{2 * 1.4}}$$

$$M_2 = 0.0862$$

Calculo de fL/D_{eq} :

$$\frac{fL}{D_{eq}} = \frac{5}{7} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right] + \frac{6}{7} \ln \left[\left[\frac{M_1}{M_2} \right]^2 * \frac{M_2^2 + 5}{M_1^2 + 5} \right]$$

$$\frac{fL}{D_{eq}} = 0.22145$$

$$\text{Luego: } L = \frac{0.22145 * 2.43}{0.028}$$

$$L = 19.22 \text{ mts}$$

$$P_2 = 105.82 \text{ KPa}$$

$$T_2 = 812.6 \text{ °K}$$

Si se modifica la caída de presión a través de toda la longitud del ducto de 5% a 10% de la caída de presión total en el sistema de escape, se obtienen los resultados siguientes:

$$\Delta P_{\text{ducto}} = 10\% \Delta P_{\text{total}}$$

$$\Delta P_{\text{ducto}} = 0.10(3.515)$$

$$\Delta P_{\text{ducto}} = 0.3515 \text{ KPa}$$

El valor del número de "Mach" en la entrada del ducto es:

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = 0.0861; \quad \text{Este valor ya fué calculado en el caso anterior, en donde la } \Delta P_{\text{ducto}} = 5\% \Delta P_{\text{total}}; \text{ "M}_1\text{" no depende del } \Delta P \text{ en el ducto.}$$

El valor del número de "Mach" a la salida del ducto, si depende de la caída de presión a través de éste, y para el presente caso resulta:

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2} = M_1 \left[\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \right]^{\frac{1+k}{2k}}$$

$$M_2 = (0.0861) \left[\frac{1.06 * 10^2}{1.06 * 10^2 - 0.3515} \right]^{(1+1.4)/(2*1.4)}$$

$$M_2 = 0.0863$$

Calculo del valor de "fL/D_{eq}."

$$\frac{fL}{D_{eq}} = \frac{5}{7} \left[\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right] + \frac{6}{7} \ln \left[\left[\frac{M_1}{M_2} \right]^2 * \frac{M_2^2 + 5}{M_1^2 + 5} \right]$$

$$\frac{fL}{D_{eq}} = 0.44212 \Rightarrow L = \frac{0.44212 * 2.13}{0.028}$$

$$L = 38.36 \text{ mt}$$

$$P_2 = 105.4 \text{ KPa}$$

$$T_2 = 812.22 \text{ °K}$$

Para efectos prácticos, la metodología "A" puede ser aplicada a un caso específico de una turbina a gas, en una forma más amplia, en la cual se puede obtener un conjunto de alternativas de solución que están dentro de un rango aceptable, de acuerdo con las exigencias del caso.

Los resultados obtenidos en la aplicación de la metodología se presentan por medio de tablas y gráficas, lo que da una ventaja para seleccionar de una forma rápida la solución que más se aproxime a la requerida.

Cada turbina a gas que se encuentra en funcionamiento, tiene un régimen de flujo de gases de escape establecido y una temperatura y presión en su descarga, de acuerdo a su capacidad.

Es por esto, que si se desea aplicar la metodología "A" en la forma aquí mencionada para cada turbina que se analice, deberán establecerse tabulaciones y gráficos específicos.

Las ecuaciones presentadas en el desarrollo de los pasos de la metodología "A" son imprescindibles, y los datos necesarios para realizar la tabulación de resultados son prácticamente los mismos, a saber:

- Flujo de masa
- Temperatura de los gases de escape
- Caída de presión total que se requiere a través de todo el sistema del ducto y recuperador de calor.
- Área transversal del ducto
- Caída de presión en el ducto
- Coeficiente "K"
- Rugosidad del material para el ducto
- Viscosidad de los gases

Los parámetros que se deben variar para el cálculo de las tablas son:

- El área transversal del ducto
- La caída de presión en toda la longitud del ducto
- La presión de entrada al ducto (escape de la turbina)

Los otros parámetros mencionados y que también son fundamentales para el cálculo, permanecen constantes.

En primer lugar las tablas deberán diferenciarse por el área transversal del ducto que utilizan, en este caso específico el ejemplo que se presenta abarca tres valores de ésta, que son: 4, 6.2 y 9 m². (basado el segundo valor en una medida real del ducto de escape de una turbina de gas propiedad de CEL), pero para otro caso pueden utilizarse más, o menos áreas, dependiendo de la variedad de alternativas que se requieran.

Una vez que se está dentro de un "área" específica, las tablas pueden subdividirse por el porcentaje de la caída de presión total que se especifique para el ducto.

En el ejemplo que se presenta, se han seleccionado para cada una de las áreas los siguientes valores:

CPD = 5% , 10% y 15% de la CPT (Caída de presión total)

Para otros casos específicos podrán utilizarse más porcentajes e incluso variar los antes mencionados, lo cual dependerá de la presión que se requiera en la descarga del ducto.

Luego, cuando ya se ha determinado el área y la caída de presión en el ducto, se puede proceder a seleccionar la presión de entrada a ésta (descarga de la turbina), que más se aproxime a la que se tiene en un determinado caso, y así conocer la longitud del ducto y las propiedades que se obtendrán en su salida (entrada al recuperador de calor), las principales propiedades a tomar en cuenta son la presión y temperatura, las cuales aparecen en las tabulaciones.

La variación de la presión de escape de la turbina se ha hecho desde 104 a 110 KPa con incrementos de 0.1 KPa, esto basado en el rango de valores que se tiene en casos reales.

Una vez que se han elaborado las tablas y gráficas para un caso particular, pueden efectuarse variaciones ya sea de A, CPD o P_1 y obtener nuevos resultados a conveniencia de nuevos requerimientos de trabajo.

Ejemplo: (Uso de tablas)

Las tablas y gráficas de longitud, presión y temperatura son específicas para los datos siguientes:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= 138.6 \text{ Kg/seg} \\ T_1 &= 1000 \text{ }^\circ\text{F} = 813 \text{ }^\circ\text{K} \\ \text{CPT} &= 3.515 \text{ KPa} \\ K &= 1.4 \\ \epsilon &= 9 \text{ mm} \\ \mu &= 1.8 \times 10^{-8} \text{ N-seg/mts}\end{aligned}$$

Si se requiere un área de 4 m^2 y un CPD = 5% CPT y se determina que la presión de la entrada del ducto es 104.77 KPa, se tiene: que 104.77 está más próximo a 104.8 que a 104.7 por lo tanto:

$$\begin{aligned}P_1 &= 104.8 \text{ KPa} \\ L_{\text{ducto}} &= 7.8621 \text{ mts} \\ P_2 &= 104.6243 \text{ KPa} \\ T_2 &= 812.6099 \text{ }^\circ\text{K}\end{aligned}$$

Por otro lado si se requiere de un área mayor, por ejemplo 6.2 m^2 manteniendo la misma caída de presión en el ducto se tiene:

$$\begin{aligned}P_1 &= 104.8 \text{ KPa} \\ L_{\text{ducto}} &= 23.2628 \text{ mts} \\ P_2 &= 104.6243 \text{ KPa} \\ T_2 &= 812.609944 \text{ }^\circ\text{K}\end{aligned}$$

En el caso que se quisiera aumentar más el área ($A = 9 \text{ m}^2$) y obtener un $\text{CPD} = 10\% \text{CPT}$ se tiene:

$$P_1 = 104.8 \text{ KPa}$$

$$L_{\text{ducto}} = 121.5768 \text{ mts}$$

$$P_2 = 104.4485 \text{ KPa}$$

$$T_2 = 812.2192 \text{ }^\circ\text{K}$$

Como puede observarse, los gases pueden ser transportados a distancias de 100 mts, aumentando el área transversal y la caída de presión en el ducto, a costa de una mínima reducción en la presión y temperatura de salida.

En los gráficos que acompañan a cada una de las tablas, puede observarse el comportamiento relativo de las variables en juego.

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=128.6 \text{ Kg/Sg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

AREA=4MTS²

CPT=5% C $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N-Sg/M}$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.136058	0.136255	0.109192	7.7994	103.9243	812.6039
104.1	0.135927	0.136124	0.109301	7.8072	103.9243	812.6073
104.2	0.135797	0.135993	0.109411	7.8151	104.0243	812.6077
104.3	0.135666	0.135863	0.109521	7.8229	104.1243	812.6081
104.4	0.135536	0.135732	0.109631	7.8308	104.2243	812.6084
104.5	0.135407	0.135602	0.109741	7.8386	104.3243	812.6088
104.6	0.135277	0.135472	0.109850	7.8465	104.4243	812.6092
104.7	0.135148	0.135343	0.109960	7.8543	104.5243	812.6096
104.8	0.135019	0.135213	0.110070	7.8621	104.6243	812.6099
104.9	0.134890	0.135084	0.110180	7.8700	104.7243	812.6103
105.0	0.134762	0.134955	0.110289	7.8778	104.8243	812.6107
105.1	0.134634	0.134827	0.110399	7.8857	104.9243	812.6111
105.2	0.134506	0.134699	0.110509	7.8935	105.0243	812.6114
105.3	0.134378	0.134570	0.110619	7.9013	105.1243	812.6118
105.4	0.134250	0.134443	0.110728	7.9092	105.2243	812.6122
105.5	0.134123	0.134315	0.110838	7.9170	105.3243	812.6125
105.6	0.133996	0.134188	0.110948	7.9248	105.4243	812.6129
105.7	0.133869	0.134060	0.111058	7.9327	105.5243	812.6132
105.8	0.133743	0.133934	0.111167	7.9405	105.6243	812.6136
105.9	0.133617	0.133807	0.111277	7.9484	105.7243	812.6140
106.0	0.133491	0.133680	0.111387	7.9562	105.8243	812.6144
106.1	0.133365	0.133554	0.111496	7.9640	105.9243	812.6147
106.2	0.133239	0.133428	0.111606	7.9719	106.0243	812.6151
106.3	0.133114	0.133303	0.111716	7.9797	106.1243	812.6155
106.4	0.132999	0.133177	0.111826	7.9875	106.2243	812.6158
106.5	0.132864	0.133052	0.111935	7.9954	106.3243	812.6162
106.6	0.132739	0.132927	0.112045	8.0032	106.4243	812.6165
106.7	0.132615	0.132802	0.112155	8.0110	106.5243	812.6169
106.8	0.132491	0.132678	0.112264	8.0189	106.6243	812.6173
106.9	0.132367	0.132553	0.112374	8.0267	106.7243	812.6176

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=139.6 \text{ Kg/Sg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

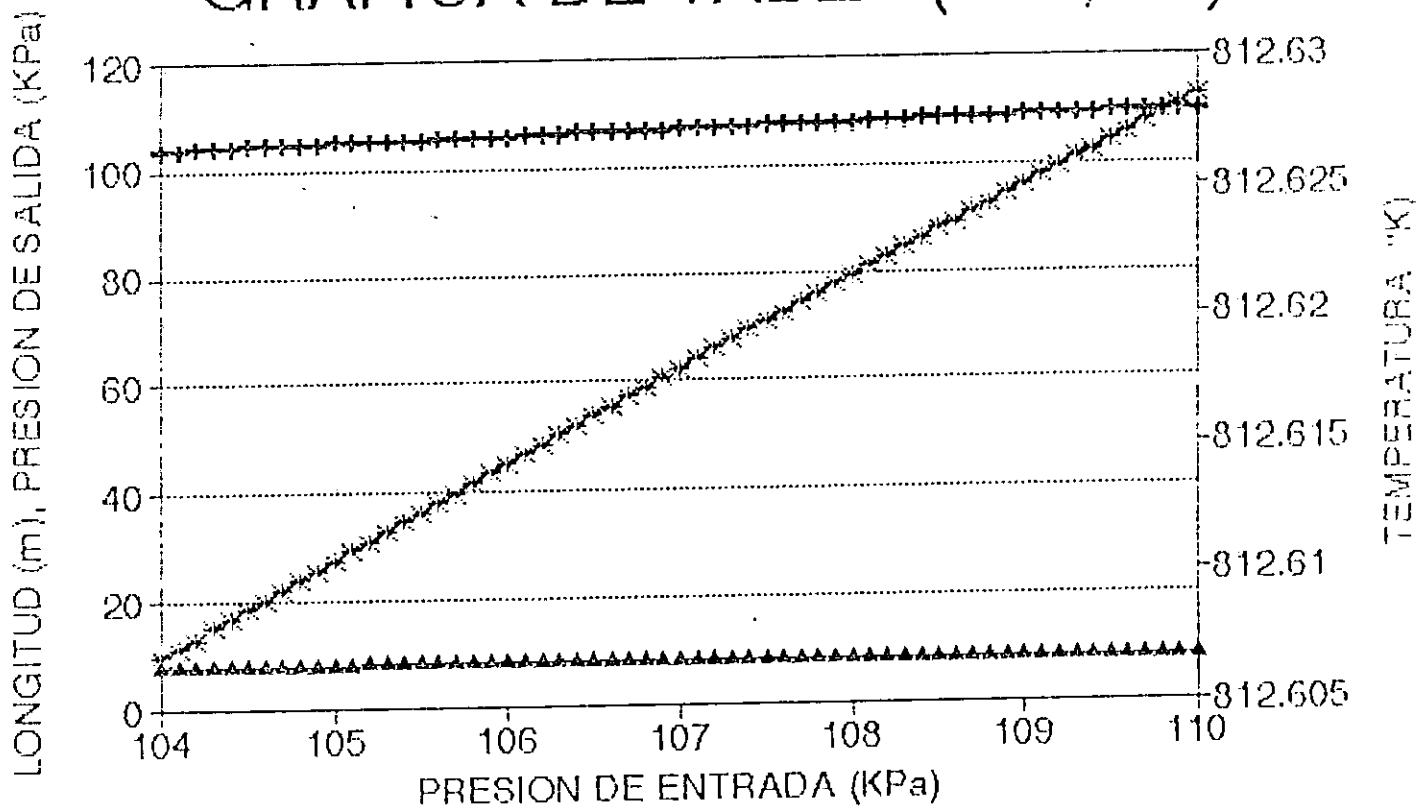
AREA=4MT6²

CPD=5% C $K=1.4$ $\xi=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot E-5 \text{ N-Sg/M}$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

F1	M1	M2	FL/D	L	F2	T2
107.0	0.132243	0.132429	0.112484	8.0345	106.8243	812.6180
107.1	0.132120	0.132306	0.112593	8.0424	106.9243	812.6183
107.2	0.131996	0.132182	0.112703	8.0502	107.0243	812.6187
107.3	0.131873	0.132059	0.112813	8.0580	107.1243	812.6190
107.4	0.131750	0.131935	0.112922	8.0659	107.2243	812.6194
107.5	0.131628	0.131813	0.113032	8.0737	107.3243	812.6197
107.6	0.131506	0.131690	0.113142	8.0815	107.4243	812.6201
107.7	0.131383	0.131567	0.113251	8.0894	107.5243	812.6205
107.8	0.131262	0.131445	0.113361	8.0972	107.6243	812.6208
107.9	0.131140	0.131323	0.113471	8.1050	107.7243	812.6212
108.0	0.131019	0.131201	0.113580	8.1129	107.8243	812.6215
108.1	0.130897	0.131080	0.113690	8.1207	107.9243	812.6219
108.2	0.130776	0.130959	0.113799	8.1285	108.0243	812.6222
108.3	0.130656	0.130838	0.113909	8.1364	108.1243	812.6226
108.4	0.130535	0.130717	0.114019	8.1442	108.2243	812.6229
108.5	0.130415	0.130596	0.114128	8.1520	108.3243	812.6233
108.6	0.130295	0.130476	0.114238	8.1598	108.4243	812.6236
108.7	0.130175	0.130355	0.114347	8.1677	108.5243	812.6239
108.8	0.130055	0.130235	0.114457	8.1755	108.6243	812.6243
108.9	0.129936	0.130116	0.114567	8.1833	108.7243	812.6246
109.0	0.129817	0.129996	0.114675	8.1912	108.8243	812.6250
109.1	0.129698	0.129877	0.114786	8.1990	108.9243	812.6253
109.2	0.129579	0.129758	0.114895	8.2068	109.0243	812.6257
109.3	0.129460	0.129639	0.115005	8.2146	109.1243	812.6260
109.4	0.129342	0.129520	0.115115	8.2225	109.2243	812.6264
109.5	0.129224	0.129402	0.115224	8.2303	109.3243	812.6267
109.6	0.129106	0.129283	0.115334	8.2381	109.4243	812.6270
109.7	0.128988	0.129165	0.115443	8.2460	109.5243	812.6274
109.8	0.128871	0.129048	0.115553	8.2538	109.6243	812.6277
109.9	0.128753	0.128930	0.115662	8.2616	109.7243	812.6281
110.0	0.128636	0.128813	0.115772	8.2694	109.8243	812.6284

GRAFICA DE TABLA (4m², 5%)



—▲— LONGITUD —■— PRESION DE SALID —*— TEMP. DE SALIDA

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=133.6 \text{ Kg/Sg}$ $T_1=1000 \text{ F}=213 \text{ K}$ $\text{OPT}=3.515 \text{ KPa}$

$\text{AREA}=4\text{MT}^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N-Sg/M}$

$\text{CPC}=10\% \text{OPT}$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

F1	M1	M2	FL/D	L	F2	T2
104.0	0.136053	0.136453	0.218308	15.5933	103.6485	812.2132
104.1	0.135927	0.136322	0.218526	15.6090	103.7485	812.2139
104.2	0.135797	0.136190	0.218746	15.6247	103.8485	812.2147
104.3	0.135666	0.136059	0.218965	15.6404	103.9485	812.2154
104.4	0.135536	0.135929	0.219185	15.6561	104.0485	812.2162
104.5	0.135407	0.135798	0.219405	15.6718	104.1485	812.2170
104.6	0.135277	0.135668	0.219624	15.6874	104.2485	812.2177
104.7	0.135148	0.135538	0.219844	15.7031	104.3485	812.2185
104.8	0.135019	0.135408	0.220063	15.7188	104.4485	812.2192
104.9	0.134890	0.135279	0.220283	15.7345	104.5485	812.2199
105.0	0.134762	0.135150	0.220503	15.7502	104.6485	812.2207
105.1	0.134634	0.135021	0.220722	15.7659	104.7485	812.2214
105.2	0.134505	0.134892	0.220942	15.7816	104.8485	812.2222
105.3	0.134377	0.134764	0.221161	15.7972	104.9485	812.2229
105.4	0.134250	0.134635	0.221381	15.8129	105.0485	812.2236
105.5	0.134123	0.134507	0.221600	15.8286	105.1485	812.2244
105.6	0.133996	0.134380	0.221820	15.8443	105.2485	812.2251
105.7	0.133869	0.134252	0.222039	15.8600	105.3485	812.2259
105.8	0.133743	0.134125	0.222259	15.8756	105.4485	812.2266
105.9	0.133617	0.133998	0.222478	15.8913	105.5485	812.2273
106.0	0.133491	0.133871	0.222698	15.9070	105.6485	812.2280
106.1	0.133365	0.133745	0.222917	15.9227	105.7485	812.2288
106.2	0.133239	0.133618	0.223137	15.9384	105.8485	812.2295
106.3	0.133114	0.133492	0.223356	15.9540	105.9485	812.2302
106.4	0.132989	0.133366	0.223576	15.9697	106.0485	812.2310
106.5	0.132864	0.133241	0.223795	15.9854	106.1485	812.2317
106.6	0.132739	0.133115	0.224015	16.0011	106.2485	812.2324
106.7	0.132615	0.132990	0.224234	16.0167	106.3485	812.2331
106.8	0.132491	0.132865	0.224454	16.0324	106.4485	812.2338
106.9	0.132367	0.132741	0.224673	16.0481	106.5485	812.2345

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

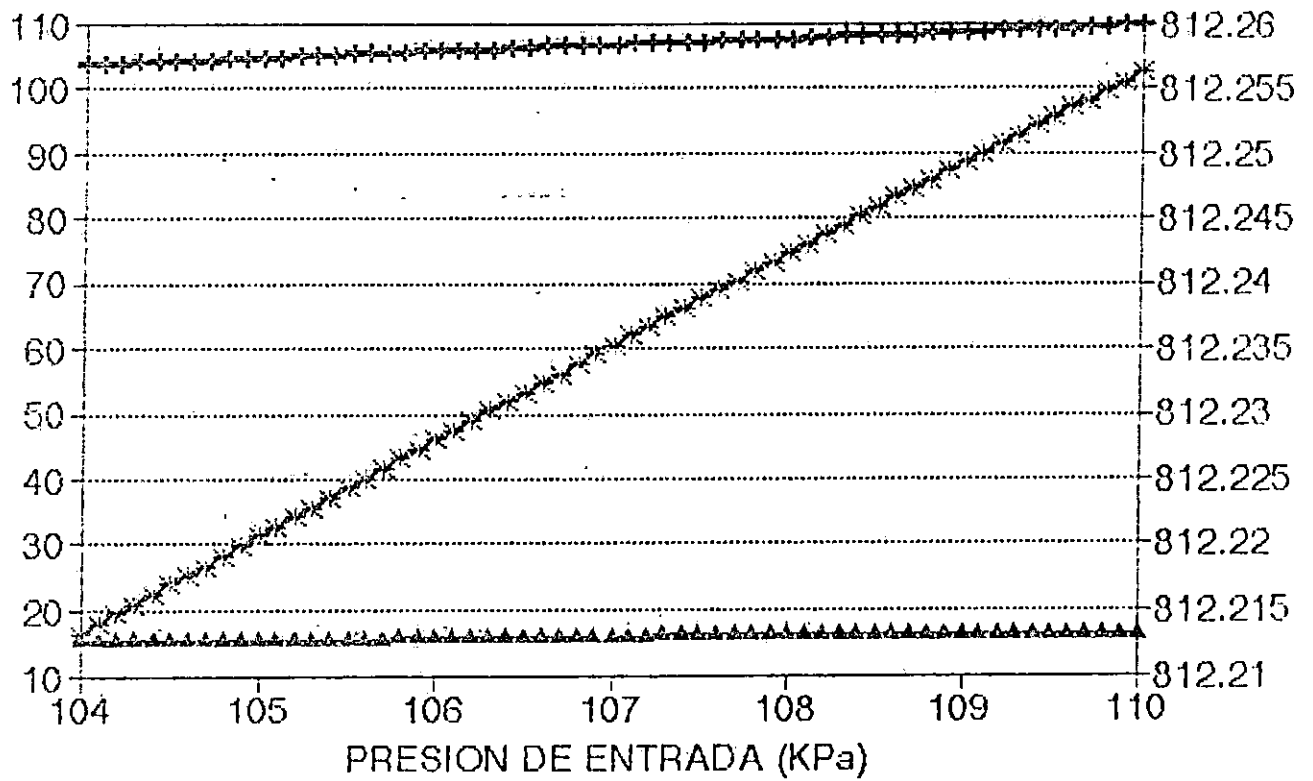
$m=138.6 \text{ Kg/3g}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$
 $AREA=4MT^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot E-5 \text{ N-3g/M}$
 $CPD=10\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
107.0	0.132243	0.132616	0.224892	16.0637	106.6485	812.2353
107.1	0.132120	0.132492	0.225112	16.0794	106.7485	812.2360
107.2	0.131998	0.132368	0.225331	16.0951	106.8485	812.2367
107.3	0.131873	0.132245	0.225551	16.1108	106.9485	812.2374
107.4	0.131750	0.132121	0.225770	16.1264	107.0485	812.2381
107.5	0.131628	0.131998	0.225989	16.1421	107.1485	812.2388
107.6	0.131506	0.131875	0.226209	16.1578	107.2485	812.2395
107.7	0.131383	0.131752	0.226428	16.1734	107.3485	812.2402
107.8	0.131262	0.131630	0.226648	16.1891	107.4485	812.2410
107.9	0.131140	0.131507	0.226867	16.2048	107.5485	812.2417
108.0	0.131019	0.131385	0.227086	16.2204	107.6485	812.2424
108.1	0.130897	0.131263	0.227306	16.2361	107.7485	812.2431
108.2	0.130776	0.131142	0.227525	16.2518	107.8485	812.2438
108.3	0.130656	0.131020	0.227744	16.2674	107.9485	812.2445
108.4	0.130535	0.130899	0.227963	16.2831	108.0485	812.2452
108.5	0.130415	0.130778	0.228183	16.2988	108.1485	812.2459
108.6	0.130295	0.130657	0.228402	16.3144	108.2485	812.2465
108.7	0.130175	0.130537	0.228621	16.3301	108.3485	812.2472
108.8	0.130055	0.130416	0.228841	16.3458	108.4485	812.2479
108.9	0.129936	0.130296	0.229060	16.3614	108.5485	812.2486
109.0	0.129817	0.130176	0.229279	16.3771	108.6485	812.2493
109.1	0.129698	0.130057	0.229498	16.3927	108.7485	812.2500
109.2	0.129579	0.129937	0.229718	16.4084	108.8485	812.2507
109.3	0.129460	0.129818	0.229937	16.4241	108.9485	812.2514
109.4	0.129342	0.129699	0.230156	16.4397	109.0485	812.2521
109.5	0.129224	0.129580	0.230375	16.4554	109.1485	812.2527
109.6	0.129106	0.129462	0.230594	16.4710	109.2485	812.2534
109.7	0.128988	0.129343	0.230814	16.4867	109.3485	812.2541
109.8	0.128871	0.129225	0.231033	16.5023	109.4485	812.2548
109.9	0.128753	0.129107	0.231252	16.5180	109.5485	812.2555
110.0	0.128636	0.128990	0.231471	16.5337	109.6485	812.2562

GRAFICA DE TABLA (4m², 10%)

LONGITUD (m), PRESION DE SALIDA (KPa)



TEMPERATURA DE SALIDA (°K)

LONGITUD
 PRESION DE SALID
 TEMP. DE SALIDA

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Sg}$ $T_1=1000 \text{ F}=213 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$
 $AREA=4MT^{-2}$ $K=1.4$ $E=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot E^{-5} \text{ N-Sg/M}$
 $CPD=15\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.136058	0.136852	0.327282	23.3773	103.4727	811.8189
104.1	0.135927	0.136520	0.327611	23.4008	103.5727	811.8201
104.2	0.135797	0.136388	0.327941	23.4243	103.6727	811.8212
104.3	0.135666	0.136257	0.328270	23.4479	103.7727	811.8224
104.4	0.135536	0.136126	0.328600	23.4714	103.8727	811.8235
104.5	0.135407	0.135995	0.328929	23.4950	103.9727	811.8246
104.6	0.135277	0.135864	0.329259	23.5185	104.0727	811.8257
104.7	0.135148	0.135734	0.329588	23.5420	104.1727	811.8269
104.8	0.135019	0.135604	0.329918	23.5656	104.2727	811.8280
104.9	0.134890	0.135474	0.330247	23.5891	104.3727	811.8291
105.0	0.134762	0.135345	0.330577	23.6126	104.4727	811.8302
105.1	0.134634	0.135215	0.330906	23.6361	104.5727	811.8313
105.2	0.134506	0.135086	0.331235	23.6597	104.6727	811.8324
105.3	0.134378	0.134957	0.331565	23.6832	104.7727	811.8336
105.4	0.134250	0.134829	0.331894	23.7067	104.8727	811.8347
105.5	0.134123	0.134700	0.332223	23.7302	104.9727	811.8359
105.6	0.133996	0.134572	0.332553	23.7538	105.0727	811.8369
105.7	0.133869	0.134444	0.332882	23.7773	105.1727	811.8380
105.8	0.133743	0.134317	0.333211	23.8008	105.2727	811.8391
105.9	0.133617	0.134189	0.333541	23.8243	105.3727	811.8402
106.0	0.133491	0.134062	0.333870	23.8479	105.4727	811.8413
106.1	0.133365	0.133935	0.334199	23.8714	105.5727	811.8424
106.2	0.133239	0.133809	0.334529	23.8949	105.6727	811.8435
106.3	0.133114	0.133682	0.334858	23.9184	105.7727	811.8445
106.4	0.132989	0.133556	0.335187	23.9419	105.8727	811.8456
106.5	0.132864	0.133430	0.335516	23.9655	105.9727	811.8467
106.6	0.132739	0.133305	0.335846	23.9890	106.0727	811.8478
106.7	0.132615	0.133179	0.336175	24.0125	106.1727	811.8489
106.8	0.132491	0.133054	0.336504	24.0360	106.2727	811.8500
106.9	0.132367	0.132929	0.336833	24.0595	106.3727	811.8510

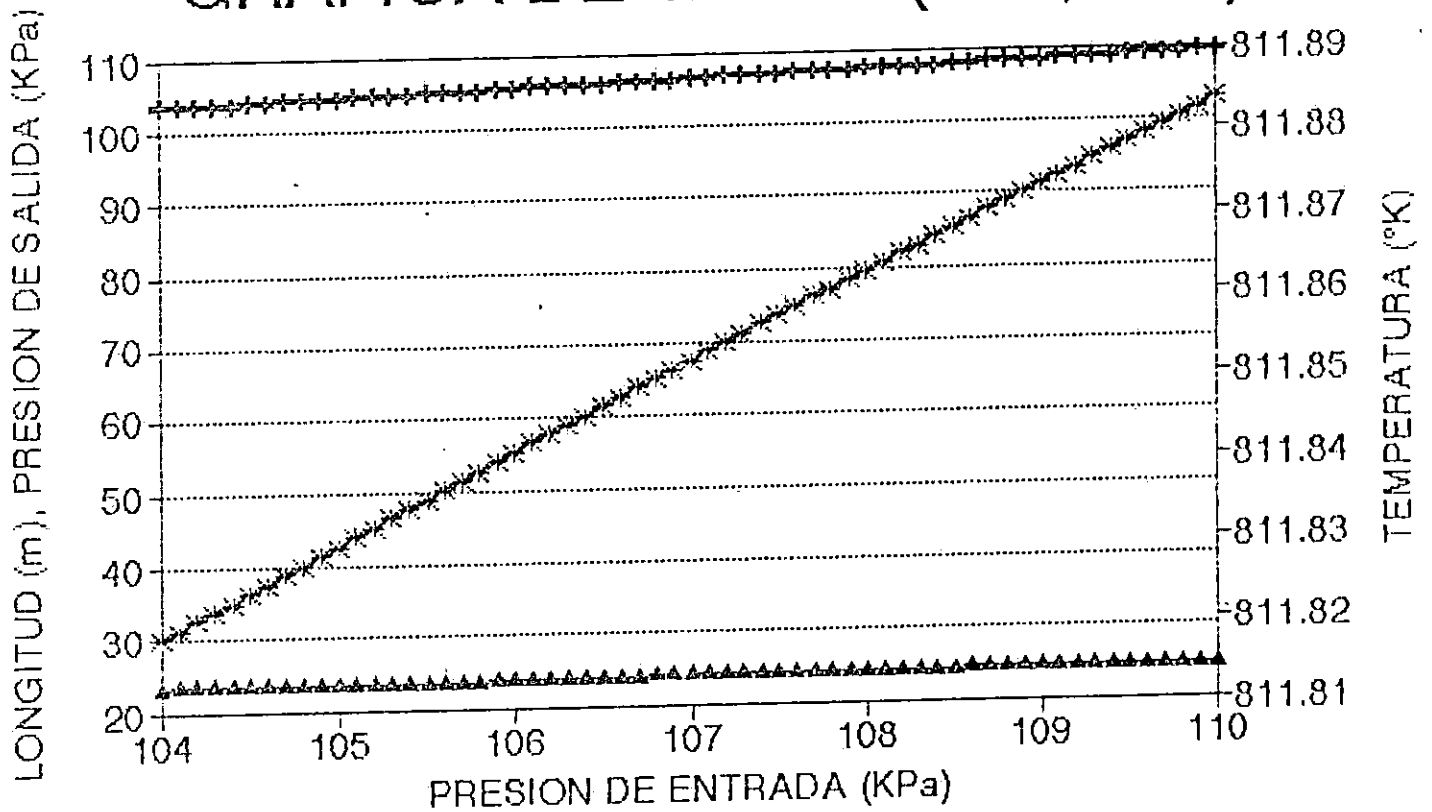
RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$\rho = 128.6 \text{ Kg/3g}$ $T_1 = 1000 \text{ F} = 813 \text{ K}$ $CPT = 3.515 \text{ KPa}$
 $AREA = 4MT^2$ $K = 1.4$ $\epsilon = 9 \text{ mm}$ $\mu = 1.8 * E-5 \text{ N-3g/M}$
 $CPC = 15\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	F2	T2
107.0	0.132243	0.132504	0.337162	24.0930	106.4727	811.8521
107.1	0.132120	0.132620	0.337491	24.1065	106.5727	811.8532
107.2	0.131996	0.132555	0.337821	24.1300	106.6727	811.8543
107.3	0.131873	0.132431	0.338150	24.1536	106.7727	811.8553
107.4	0.131750	0.132307	0.338479	24.1771	106.8727	811.8564
107.5	0.131628	0.132184	0.338808	24.2006	106.9727	811.8575
107.6	0.131506	0.132060	0.339137	24.2241	107.0727	811.8585
107.7	0.131383	0.131937	0.339466	24.2476	107.1727	811.8596
107.8	0.131262	0.131814	0.339795	24.2711	107.2727	811.8607
107.9	0.131140	0.131692	0.340124	24.2946	107.3727	811.8617
108.0	0.131019	0.131569	0.340453	24.3181	107.4727	811.8628
108.1	0.130897	0.131447	0.340782	24.3416	107.5727	811.8638
108.2	0.130776	0.131325	0.341111	24.3651	107.6727	811.8649
108.3	0.130656	0.131203	0.341440	24.3886	107.7727	811.8659
108.4	0.130535	0.131082	0.341769	24.4121	107.8727	811.8670
108.5	0.130415	0.130960	0.342098	24.4356	107.9727	811.8680
108.6	0.130295	0.130839	0.342427	24.4591	108.0727	811.8691
108.7	0.130175	0.130718	0.342756	24.4826	108.1727	811.8701
108.8	0.130055	0.130598	0.343085	24.5061	108.2727	811.8711
108.9	0.129936	0.130477	0.343414	24.5296	108.3727	811.8722
109.0	0.129817	0.130357	0.343743	24.5531	108.4727	811.8732
109.1	0.129698	0.130237	0.344072	24.5766	108.5727	811.8743
109.2	0.129579	0.130117	0.344401	24.6001	108.6727	811.8753
109.3	0.129460	0.129998	0.344730	24.6236	108.7727	811.8763
109.4	0.129342	0.129879	0.345059	24.6470	108.8727	811.8773
109.5	0.129224	0.129759	0.345387	24.6705	108.9727	811.8784
109.6	0.129106	0.129641	0.345716	24.6940	109.0727	811.8794
109.7	0.128989	0.129522	0.346045	24.7175	109.1727	811.8804
109.8	0.128871	0.129403	0.346374	24.7410	109.2727	811.8814
109.9	0.128753	0.129285	0.346703	24.7645	109.3727	811.8825
110.0	0.128636	0.129167	0.347032	24.7880	109.4727	811.8835

GRAFICA DE TABLA (4m², 15%)



▲ LONGITUD
 ✱ PRESION DE SALID
 ✱ TEMP. DE SALIDA

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/3g}$

$T1=1000 \text{ F}=213 \text{ K}$ $\text{CPT}=3.515 \text{ KPa}$

$\text{AREA}=6.2 \text{ MT}^2$

$K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{3g/M}$

$\text{CFD}=5\% \text{CPT}$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	F2	T2
104.0	0.087750	0.087677	0.265963	23.0818	103.8243	812.606942
104.1	0.087666	0.087793	0.266224	23.1044	103.9243	812.607319
104.2	0.087582	0.087708	0.266484	23.1270	104.0243	812.607696
104.3	0.087498	0.087624	0.266745	23.1497	104.1243	812.608073
104.4	0.087414	0.087540	0.267006	23.1723	104.2243	812.608448
104.5	0.087330	0.087456	0.267266	23.1949	104.3243	812.608823
104.6	0.087247	0.087372	0.267527	23.2175	104.4243	812.609198
104.7	0.087163	0.087289	0.267788	23.2401	104.5243	812.609571
104.8	0.087080	0.087205	0.268048	23.2628	104.6243	812.609944
104.9	0.086997	0.087122	0.268309	23.2854	104.7243	812.610316
105.0	0.086914	0.087039	0.268570	23.3080	104.8243	812.610687
105.1	0.086832	0.086956	0.268830	23.3306	104.9243	812.611058
105.2	0.086749	0.086873	0.269091	23.3532	105.0243	812.611428
105.3	0.086667	0.086791	0.269351	23.3759	105.1243	812.611797
105.4	0.086584	0.086708	0.269612	23.3985	105.2243	812.612166
105.5	0.086502	0.086626	0.269873	23.4211	105.3243	812.612533
105.6	0.086420	0.086544	0.270133	23.4437	105.4243	812.612901
105.7	0.086339	0.086462	0.270394	23.4663	105.5243	812.613267
105.8	0.086257	0.086380	0.270655	23.4889	105.6243	812.613633
105.9	0.086176	0.086298	0.270915	23.5116	105.7243	812.613998
106.0	0.086094	0.086217	0.271176	23.5342	105.8243	812.614362
106.1	0.086013	0.086135	0.271436	23.5568	105.9243	812.614726
106.2	0.085932	0.086054	0.271697	23.5794	106.0243	812.615089
106.3	0.085851	0.085973	0.271958	23.6020	106.1243	812.615451
106.4	0.085771	0.085892	0.272218	23.6246	106.2243	812.615813
106.5	0.085690	0.085811	0.272479	23.6473	106.3243	812.616174
106.6	0.085610	0.085731	0.272739	23.6699	106.4243	812.616534
106.7	0.085530	0.085650	0.273000	23.6925	106.5243	812.616894
106.8	0.085449	0.085570	0.273260	23.7151	106.6243	812.617253
106.9	0.085370	0.085490	0.273521	23.7377	106.7243	812.617611

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Sg}$

$T1=1000 \text{ F}=513 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

$AREA=6.2MT^2$

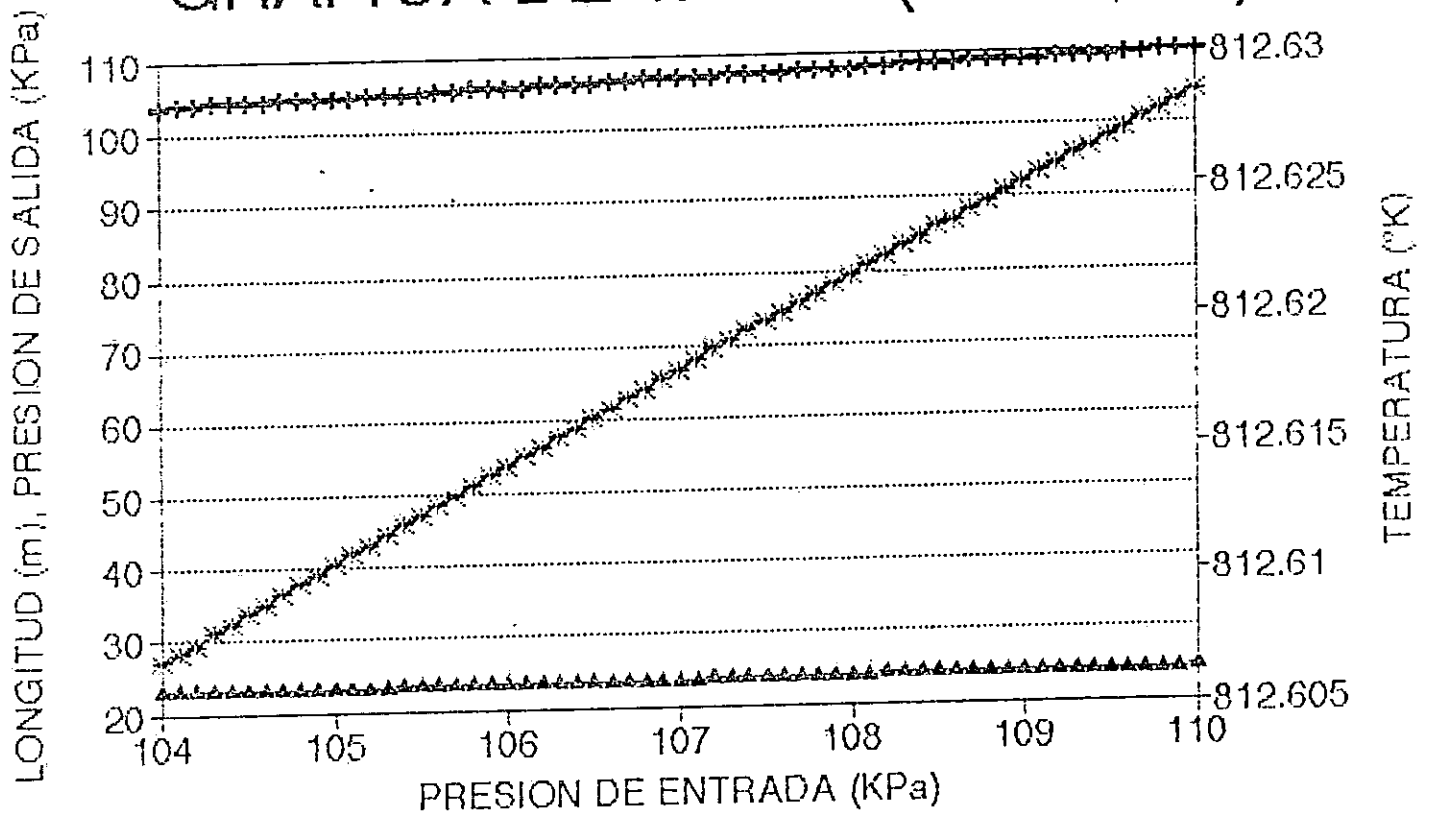
$K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.6 \cdot E-5 \text{ N-Sg/M}$

$CPD=5\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D.	L	P2	T2
107.0	0.085290	0.085410	0.273781	23.7603	108.8245	812.8179984
107.1	0.085210	0.085330	0.274042	23.7829	108.8243	812.8183253
107.2	0.085131	0.085250	0.274303	23.8055	107.0243	812.8186815
107.3	0.085051	0.085171	0.274563	23.8282	107.1243	812.8190371
107.4	0.084972	0.085091	0.274824	23.8508	107.2243	812.819392
107.5	0.084893	0.085012	0.275084	23.8734	107.3243	812.8197483
107.6	0.084814	0.084933	0.275345	23.8960	107.4243	812.8200999
107.7	0.084735	0.084854	0.275605	23.9186	107.5243	812.8204529
107.8	0.084657	0.084775	0.275866	23.9412	107.6243	812.8208051
107.9	0.084578	0.084697	0.276128	23.9638	107.7243	812.8211568
108.0	0.084500	0.084618	0.276387	23.9864	107.8243	812.8215078
108.1	0.084422	0.084540	0.276647	24.0090	107.9243	812.8218581
108.2	0.084344	0.084461	0.276908	24.0316	108.0243	812.8222078
108.3	0.084266	0.084383	0.277168	24.0542	108.1243	812.8225568
108.4	0.084188	0.084305	0.277429	24.0769	108.2243	812.8229052
108.5	0.084111	0.084228	0.277689	24.0995	108.3243	812.823253
108.6	0.084033	0.084150	0.277950	24.1221	108.4243	812.8236001
108.7	0.083956	0.084072	0.278210	24.1447	108.5243	812.8239468
108.8	0.083879	0.083995	0.278471	24.1673	108.6243	812.8242924
108.9	0.083802	0.083918	0.278731	24.1899	108.7243	812.8246379
109.0	0.083725	0.083841	0.278992	24.2125	108.8243	812.8249822
109.1	0.083648	0.083764	0.279252	24.2351	108.9243	812.8253261
109.2	0.083571	0.083687	0.279513	24.2577	109.0243	812.8256694
109.3	0.083495	0.083610	0.279773	24.2803	109.1243	812.8260121
109.4	0.083419	0.083534	0.280033	24.3029	109.2243	812.8263541
109.5	0.083342	0.083457	0.280294	24.3255	109.3243	812.8266956
109.6	0.083266	0.083381	0.280554	24.3481	109.4243	812.8270364
109.7	0.083191	0.083305	0.280815	24.3707	109.5243	812.8273765
109.8	0.083115	0.083229	0.281075	24.3933	109.6243	812.8277161
109.9	0.083039	0.083153	0.281336	24.4159	109.7243	812.8280555
110.0	0.082964	0.083077	0.281596	24.4385	109.8243	812.8283934

GRAFICA DE TABLA (6.2m², 5%)



▲ LONGITUD

■ PRESION DE SALIDA

* TEMP. DE SALIDA

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Sg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$
 $A=6.2 \text{ MT}^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.2 \cdot 10^{-5} \text{ N-Sg/M}$
 $CPD=10\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.087750	0.089003	0.527418	45.7723	103.6485	812.2132
104.1	0.087686	0.087918	0.527935	45.8172	103.7485	812.2139
104.2	0.087582	0.087833	0.528452	45.8621	103.8485	812.2147
104.3	0.087498	0.087749	0.528970	45.9070	103.9485	812.2154
104.4	0.087414	0.087665	0.529487	45.9519	104.0485	812.2162
104.5	0.087330	0.087581	0.530004	45.9968	104.1485	812.2170
104.6	0.087247	0.087497	0.530521	46.0417	104.2485	812.2177
104.7	0.087163	0.087413	0.531039	46.0866	104.3485	812.2185
104.8	0.087080	0.087329	0.531556	46.1314	104.4485	812.2192
104.9	0.086997	0.087246	0.532073	46.1763	104.5485	812.2199
105.0	0.086914	0.087162	0.532590	46.2212	104.6485	812.2207
105.1	0.086832	0.087079	0.533107	46.2661	104.7485	812.2214
105.2	0.086749	0.086996	0.533624	46.3110	104.8485	812.2222
105.3	0.086667	0.086913	0.534142	46.3559	104.9485	812.2229
105.4	0.086584	0.086831	0.534659	46.4007	105.0485	812.2236
105.5	0.086502	0.086748	0.535176	46.4456	105.1485	812.2244
105.6	0.086420	0.086666	0.535693	46.4905	105.2485	812.2251
105.7	0.086339	0.086583	0.536210	46.5354	105.3485	812.2259
105.8	0.086257	0.086501	0.536727	46.5803	105.4485	812.2266
105.9	0.086176	0.086420	0.537244	46.6251	105.5485	812.2273
106.0	0.086094	0.086338	0.537761	46.6700	105.6485	812.2280
106.1	0.086013	0.086256	0.538278	46.7149	105.7485	812.2288
106.2	0.085932	0.086175	0.538796	46.7598	105.8485	812.2295
106.3	0.085851	0.086093	0.539313	46.8046	105.9485	812.2302
106.4	0.085771	0.086012	0.539830	46.8495	106.0485	812.2310
106.5	0.085690	0.085931	0.540347	46.8944	106.1485	812.2317
106.6	0.085610	0.085850	0.540864	46.9392	106.2485	812.2324
106.7	0.085530	0.085770	0.541381	46.9841	106.3485	812.2331
106.8	0.085449	0.085689	0.541898	47.0290	106.4485	812.2338

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

m=136.6 Kg/Sg

T1=1000 F=813 K CPT=3.51 KPa

A=8.2MT²

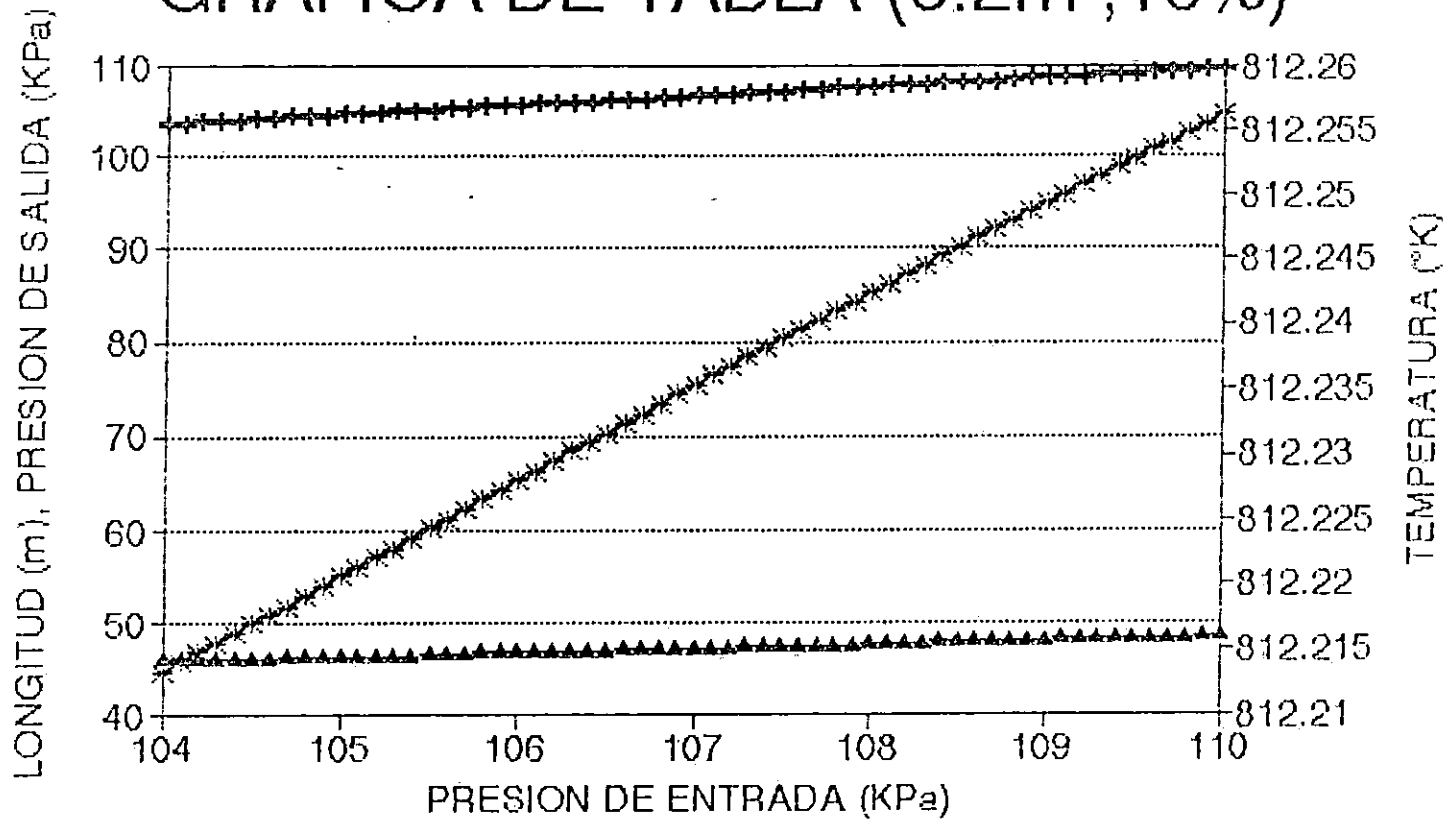
K=1.4 $\xi=9$ mm $\mu=1.8 \cdot 10^{-5}$ N-Sg/M

CFD=10% CPT

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	F2	T2
108.9	0.085370	0.085309	0.542415	47.0799	108.5485	812.2348
107.0	0.085290	0.085529	0.542932	47.1187	108.6485	812.2353
107.1	0.085210	0.085449	0.543449	47.1636	108.7485	812.2360
107.2	0.085131	0.085369	0.543966	47.2085	108.8485	812.2387
107.3	0.085051	0.085289	0.544483	47.2533	108.9485	812.2374
107.4	0.084972	0.085209	0.545000	47.2982	107.0485	812.2351
107.5	0.084893	0.085130	0.545517	47.3431	107.1485	812.2388
107.6	0.084814	0.085050	0.546034	47.3879	107.2485	812.2395
107.7	0.084735	0.084971	0.546551	47.4328	107.3485	812.2402
107.8	0.084657	0.084892	0.547068	47.4776	107.4485	812.2410
107.9	0.084578	0.084813	0.547584	47.5225	107.5485	812.2417
108.0	0.084500	0.084734	0.548101	47.5674	107.6485	812.2424
108.1	0.084422	0.084655	0.548618	47.6122	107.7485	812.2431
108.2	0.084344	0.084577	0.549135	47.6571	107.8485	812.2438
108.3	0.084266	0.084499	0.549652	47.7019	107.9485	812.2445
108.4	0.084188	0.084421	0.550169	47.7468	108.0485	812.2452
108.5	0.084111	0.084343	0.550686	47.7917	108.1485	812.2459
108.6	0.084033	0.084265	0.551203	47.8365	108.2485	812.2465
108.7	0.083955	0.084187	0.551720	47.8814	108.3485	812.2472
108.8	0.083877	0.084110	0.552238	47.9262	108.4485	812.2479
108.9	0.083802	0.084032	0.552753	47.9711	108.5485	812.2486
109.0	0.083725	0.083955	0.553270	48.0159	108.6485	812.2493
109.1	0.083648	0.083878	0.553787	48.0608	108.7485	812.2500
109.2	0.083571	0.083801	0.554304	48.1056	108.8485	812.2507
109.3	0.083495	0.083724	0.554821	48.1505	108.9485	812.2514
109.4	0.083419	0.083647	0.555337	48.1954	109.0485	812.2521
109.5	0.083342	0.083571	0.555854	48.2402	109.1485	812.2527
109.6	0.083266	0.083494	0.556371	48.2851	109.2485	812.2534
109.7	0.083191	0.083418	0.556888	48.3299	109.3485	812.2541
109.8	0.083115	0.083342	0.557405	48.3747	109.4485	812.2548
109.9	0.083059	0.083266	0.557921	48.4196	109.5485	812.2555
110.0	0.082984	0.083190	0.558438	48.4644	109.6485	812.2562

GRAFICA DE TABLA (6.2m², 10%)



RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=139.6 \text{ Kg/Gg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$
 $AREA=6.2 \text{ M}^2$ $K=1.4$ $E=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N-Gg/M}$
 $CPO=15\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.087750	0.088133	0.797205	69.1860	103.4727	811.8129
104.1	0.087666	0.088048	0.797988	69.2539	103.5727	811.8201
104.2	0.087582	0.087963	0.798770	69.3218	103.6727	811.8212
104.3	0.087498	0.087878	0.799552	69.3897	103.7727	811.8234
104.4	0.087414	0.087794	0.800335	69.4576	103.8727	811.8235
104.5	0.087330	0.087710	0.801117	69.5255	103.9727	811.8246
104.6	0.087247	0.087625	0.801899	69.5934	104.0727	811.8257
104.7	0.087163	0.087541	0.802682	69.6613	104.1727	811.8269
104.8	0.087080	0.087457	0.803464	69.7292	104.2727	811.8280
104.9	0.086997	0.087374	0.804246	69.7971	104.3727	811.8291
105.0	0.086914	0.087290	0.805028	69.8650	104.4727	811.8302
105.1	0.086832	0.087207	0.805811	69.9329	104.5727	811.8313
105.2	0.086749	0.087123	0.806593	70.0007	104.6727	811.8324
105.3	0.086667	0.087040	0.807375	70.0686	104.7727	811.8336
105.4	0.086584	0.086957	0.808157	70.1365	104.8727	811.8347
105.5	0.086502	0.086875	0.808939	70.2044	104.9727	811.8358
105.6	0.086420	0.086792	0.809722	70.2723	105.0727	811.8369
105.7	0.086339	0.086710	0.810504	70.3401	105.1727	811.8380
105.8	0.086257	0.086627	0.811286	70.4080	105.2727	811.8391
105.9	0.086176	0.086545	0.812068	70.4759	105.3727	811.8402
106.0	0.086094	0.086463	0.812850	70.5438	105.4727	811.8413
106.1	0.086013	0.086381	0.813632	70.6117	105.5727	811.8424
106.2	0.085932	0.086300	0.814414	70.6795	105.6727	811.8435
106.3	0.085851	0.086218	0.815196	70.7474	105.7727	811.8445
106.4	0.085771	0.086137	0.815978	70.8153	105.8727	811.8456
106.5	0.085690	0.086055	0.816760	70.8831	105.9727	811.8467
106.6	0.085610	0.085974	0.817542	70.9510	106.0727	811.8478
106.7	0.085530	0.085893	0.818324	71.0189	106.1727	811.8489
106.8	0.085449	0.085813	0.819107	71.0867	106.2727	811.8500
106.9	0.085370	0.085732	0.819889	71.1546	106.3727	811.8510

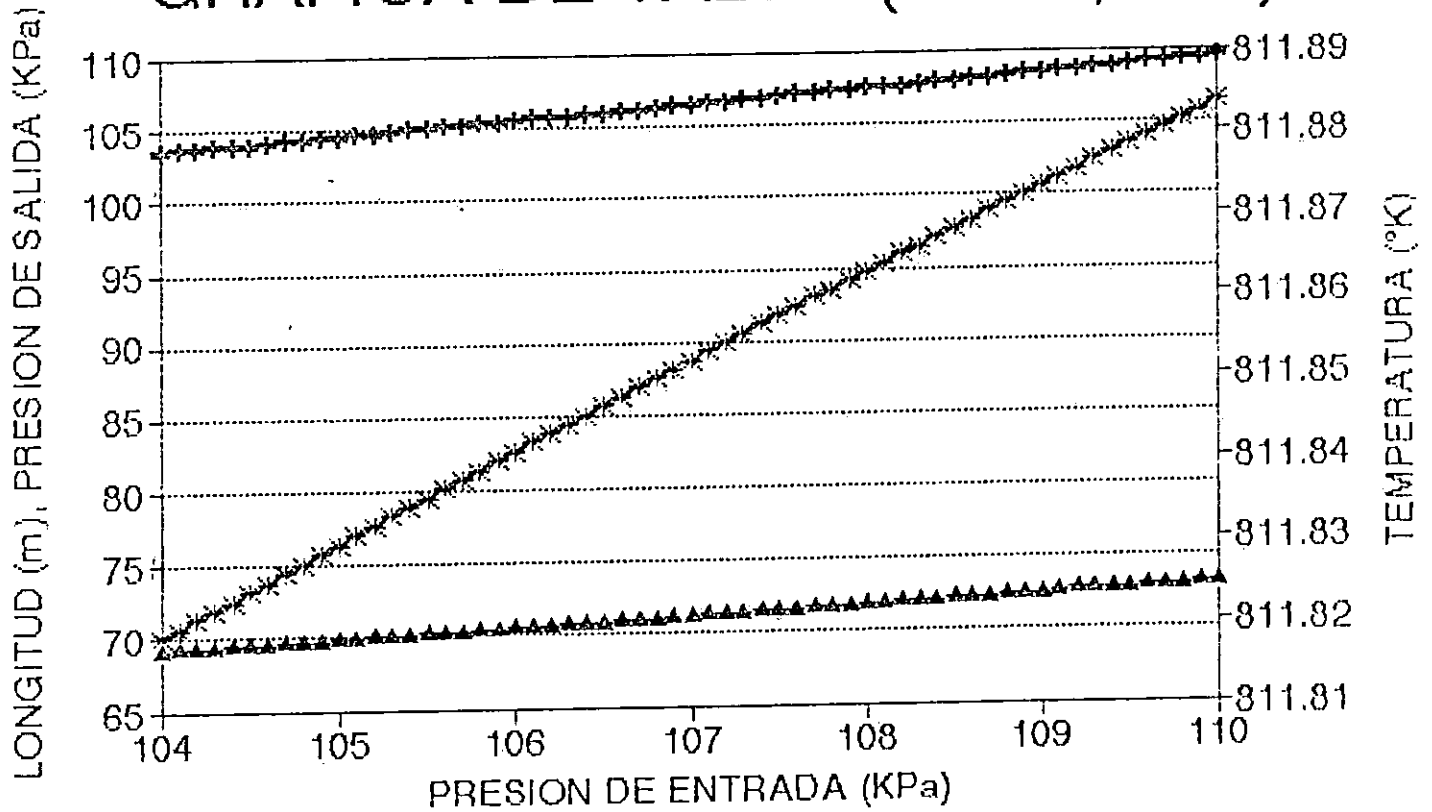
RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

m=138.6 Kg/Sg T1=1000 F=813 K CPT=3.515 KPa
 AREA=0.2M² K=1.4 ε =9 mm μ=1.5*E-5 N-Sg/M
 CPD=15%CPD

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
107.0	0.085290	0.085652	0.820670	71.2225	108.4727	811.8521
107.1	0.085210	0.085571	0.821452	71.2903	108.5727	811.8532
107.2	0.085131	0.085491	0.822234	71.3582	108.6727	811.8543
107.3	0.085051	0.085411	0.823016	71.4261	108.7727	811.8553
107.4	0.084972	0.085331	0.823798	71.4939	108.8727	811.8564
107.5	0.084893	0.085252	0.824580	71.5618	108.9727	811.8575
107.6	0.084814	0.085172	0.825362	71.6296	107.0727	811.8585
107.7	0.084735	0.085093	0.826144	71.6975	107.1727	811.8596
107.8	0.084657	0.085013	0.826926	71.7653	107.2727	811.8607
107.9	0.084578	0.084934	0.827708	71.8332	107.3727	811.8617
108.0	0.084500	0.084855	0.828490	71.9011	107.4727	811.8628
108.1	0.084422	0.084776	0.829271	71.9689	107.5727	811.8638
108.2	0.084344	0.084698	0.830053	72.0368	107.6727	811.8649
108.3	0.084266	0.084619	0.830835	72.1046	107.7727	811.8659
108.4	0.084188	0.084541	0.831617	72.1725	107.8727	811.8670
108.5	0.084111	0.084463	0.832399	72.2403	107.9727	811.8680
108.6	0.084033	0.084384	0.833180	72.3082	108.0727	811.8691
108.7	0.083956	0.084306	0.833962	72.3760	108.1727	811.8701
108.8	0.083879	0.084228	0.834744	72.4438	108.2727	811.8711
108.9	0.083802	0.084151	0.835526	72.5117	108.3727	811.8722
109.0	0.083725	0.084073	0.836307	72.5795	108.4727	811.8732
109.1	0.083648	0.083996	0.837089	72.6474	108.5727	811.8743
109.2	0.083571	0.083918	0.837871	72.7152	108.6727	811.8753
109.3	0.083495	0.083842	0.838652	72.7831	108.7727	811.8763
109.4	0.083419	0.083765	0.839434	72.8509	108.8727	811.8773
109.5	0.083342	0.083688	0.840216	72.9187	108.9727	811.8784
109.6	0.083266	0.083611	0.840997	72.9866	109.0727	811.8794
109.7	0.083191	0.083535	0.841779	73.0544	109.1727	811.8804
109.8	0.083115	0.083458	0.842561	73.1222	109.2727	811.8814
109.9	0.083039	0.083382	0.843342	73.1901	109.3727	811.8825
110.0	0.082964	0.083306	0.844124	73.2579	109.4727	811.8835

GRAFICA DE TABLA (6.2m², 15%)



▲ LONGITUD ■ PRESION DE SALID * TEMP. DE SALIDA

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

m=138.6 Kg/Sg T1=1000 F=813 K CPT=3.515 KPa

AREA=9MT² k=1.4 ε=9 mm μ=1.8*E-5 N-Sg/M

CPD=5% CPT

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.060452	0.060540	0.563168	60.3394	103.8243	812.6069
104.1	0.060394	0.060481	0.563714	60.3980	103.9243	812.6073
104.2	0.060336	0.060423	0.564261	60.4565	104.0243	812.6077
104.3	0.060278	0.060365	0.564808	60.5151	104.1243	812.6081
104.4	0.060220	0.060307	0.565354	60.5737	104.2243	812.6084
104.5	0.060163	0.060250	0.565901	60.6322	104.3243	812.6088
104.6	0.060105	0.060192	0.566447	60.6908	104.4243	812.6092
104.7	0.060048	0.060134	0.566994	60.7494	104.5243	812.6096
104.8	0.059990	0.060077	0.567541	60.8079	104.6243	812.6099
104.9	0.059933	0.060019	0.568087	60.8665	104.7243	812.6103
105.0	0.059876	0.059962	0.568634	60.9250	104.8243	812.6107
105.1	0.059819	0.059905	0.569180	60.9836	104.9243	812.6111
105.2	0.059762	0.059848	0.569727	61.0422	105.0243	812.6114
105.3	0.059706	0.059791	0.570273	61.1007	105.1243	812.6118
105.4	0.059649	0.059734	0.570820	61.1593	105.2243	812.6122
105.5	0.059592	0.059678	0.571366	61.2178	105.3243	812.6125
105.6	0.059536	0.059621	0.571913	61.2764	105.4243	812.6129
105.7	0.059480	0.059565	0.572460	61.3350	105.5243	812.6133
105.8	0.059423	0.059508	0.573006	61.3935	105.6243	812.6136
105.9	0.059367	0.059452	0.573553	61.4521	105.7243	812.6140
106.0	0.059311	0.059396	0.574099	61.5106	105.8243	812.6144
106.1	0.059255	0.059340	0.574646	61.5692	105.9243	812.6147
106.2	0.059200	0.059284	0.575192	61.6277	106.0243	812.6151
106.3	0.059144	0.059228	0.575739	61.6863	106.1243	812.6155
106.4	0.059088	0.059172	0.576285	61.7448	106.2243	812.6158
106.5	0.059033	0.059116	0.576832	61.8034	106.3243	812.6162
106.6	0.058977	0.059061	0.577378	61.8619	106.4243	812.6165
106.7	0.058922	0.059005	0.577925	61.9205	106.5243	812.6169
106.8	0.058867	0.058950	0.578471	61.9790	106.6243	812.6173
106.9	0.058812	0.058895	0.579018	62.0376	106.7243	812.6176

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Sg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

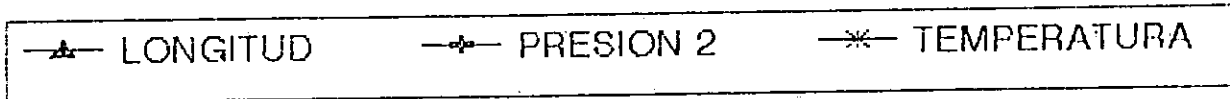
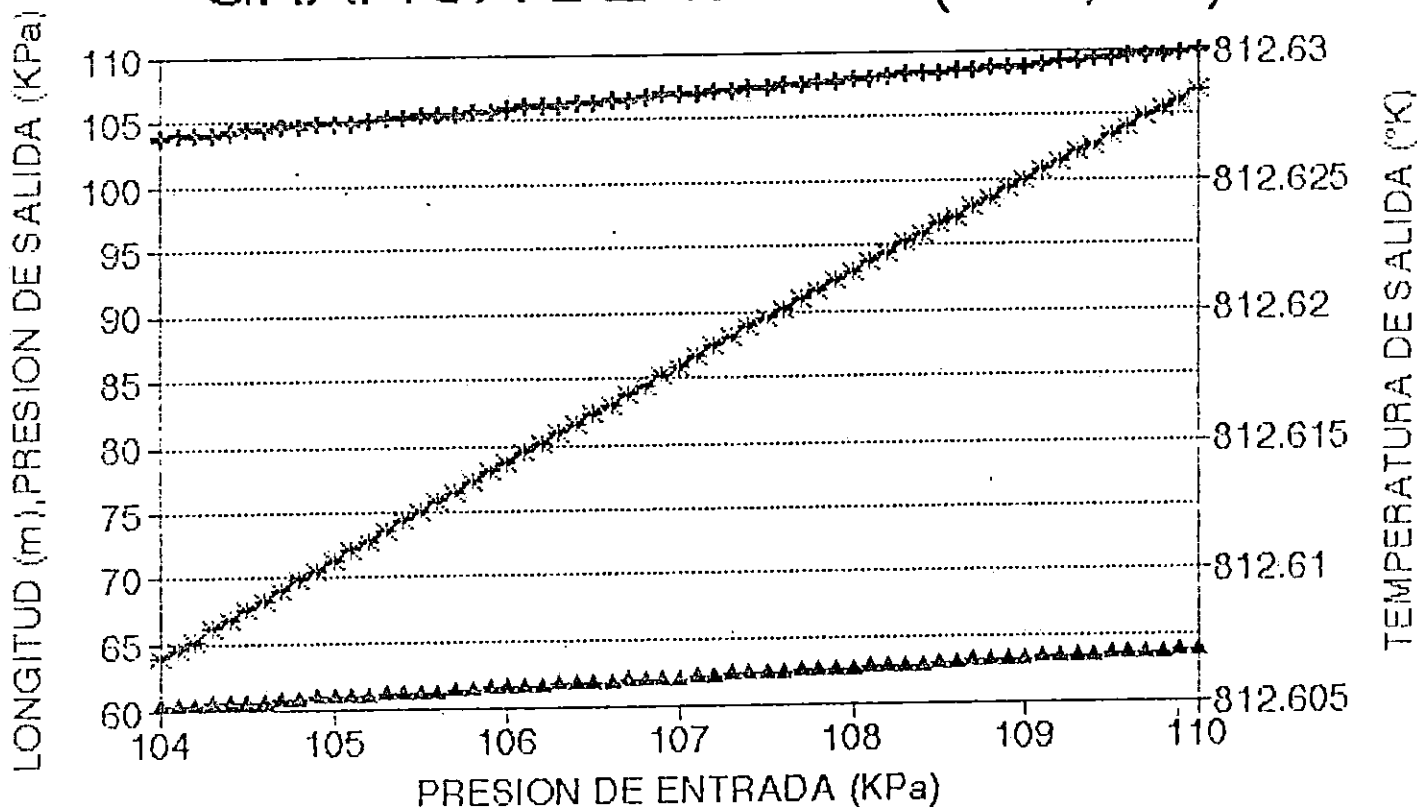
$AREA=9MT^2$ $k=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot E-5 \text{ N-Sg/M}$

$CPD=5\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
107.0	0.058757	0.058840	0.579564	62.0962	106.8243	812.6180
107.1	0.058702	0.058785	0.580111	62.1547	106.9243	812.6183
107.2	0.058647	0.058730	0.580657	62.2133	107.0243	812.6187
107.3	0.058593	0.058675	0.581203	62.2718	107.1243	812.6190
107.4	0.058538	0.058620	0.581750	62.3304	107.2243	812.6194
107.5	0.058484	0.058566	0.582296	62.3889	107.3243	812.6197
107.6	0.058429	0.058511	0.582843	62.4474	107.4243	812.6201
107.7	0.058375	0.058457	0.583389	62.5060	107.5243	812.6205
107.8	0.058321	0.058403	0.583936	62.5645	107.6243	812.6208
107.9	0.058267	0.058348	0.584482	62.6231	107.7243	812.6212
108.0	0.058213	0.058294	0.585029	62.6816	107.8243	812.6215
108.1	0.058159	0.058240	0.585575	62.7402	107.9243	812.6219
108.2	0.058105	0.058186	0.586121	62.7987	108.0243	812.6222
108.3	0.058052	0.058133	0.586668	62.8573	108.1243	812.6226
108.4	0.057998	0.058079	0.587214	62.9158	108.2243	812.6229
108.5	0.057945	0.058025	0.587761	62.9744	108.3243	812.6233
108.6	0.057891	0.057972	0.588307	63.0329	108.4243	812.6236
108.7	0.057838	0.057918	0.588854	63.0915	108.5243	812.6239
108.8	0.057785	0.057865	0.589400	63.1500	108.6243	812.6243
108.9	0.057732	0.057812	0.589946	63.2085	108.7243	812.6246
109.0	0.057679	0.057759	0.590493	63.2671	108.8243	812.6250
109.1	0.057626	0.057706	0.591039	63.3256	108.9243	812.6253
109.2	0.057573	0.057653	0.591586	63.3842	109.0243	812.6257
109.3	0.057521	0.057600	0.592132	63.4427	109.1243	812.6260
109.4	0.057468	0.057547	0.592678	63.5012	109.2243	812.6264
109.5	0.057416	0.057495	0.593225	63.5598	109.3243	812.6267
109.6	0.057363	0.057442	0.593771	63.6183	109.4243	812.6270
109.7	0.057311	0.057390	0.594317	63.6769	109.5243	812.6274
109.8	0.057259	0.057337	0.594864	63.7354	109.6243	812.6277
109.9	0.057207	0.057285	0.595410	63.7939	109.7243	812.6281
110.0	0.057155	0.057233	0.595957	63.8525	109.8243	812.6284

GRAFICA DE TABLA (9m², 5%)



RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA 'A' PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Sg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$
 $AREA=9MT^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot E-5 \text{ N-Sg/M}$
 $CPD=10\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.060452	0.060628	1.125968	120.6395	103.6485	812.2132
104.1	0.060394	0.060569	1.127062	120.7566	103.7485	812.2139
104.2	0.060336	0.060511	1.128155	120.8738	103.8485	812.2147
104.3	0.060278	0.060453	1.129249	120.9910	103.9485	812.2154
104.4	0.060220	0.060395	1.130342	121.1081	104.0485	812.2162
104.5	0.060163	0.060337	1.131436	121.2253	104.1485	812.2170
104.6	0.060105	0.060279	1.132529	121.3424	104.2485	812.2177
104.7	0.060048	0.060221	1.133623	121.4596	104.3485	812.2185
104.8	0.059990	0.060163	1.134716	121.5768	104.4485	812.2192
104.9	0.059933	0.060106	1.135810	121.6939	104.5485	812.2199
105.0	0.059876	0.060049	1.136903	121.8111	104.6485	812.2207
105.1	0.059819	0.059991	1.137997	121.9282	104.7485	812.2214
105.2	0.059762	0.059934	1.139090	122.0454	104.8485	812.2222
105.3	0.059706	0.059877	1.140184	122.1625	104.9485	812.2229
105.4	0.059649	0.059820	1.141277	122.2797	105.0485	812.2236
105.5	0.059592	0.059763	1.142370	122.3968	105.1485	812.2244
105.6	0.059536	0.059706	1.143464	122.5140	105.2485	812.2251
105.7	0.059480	0.059650	1.144557	122.6311	105.3485	812.2259
105.8	0.059423	0.059593	1.145651	122.7483	105.4485	812.2266
105.9	0.059367	0.059537	1.146744	122.8654	105.5485	812.2273
106.0	0.059311	0.059480	1.147837	122.9826	105.6485	812.2280
106.1	0.059255	0.059424	1.148931	123.0997	105.7485	812.2288
106.2	0.059200	0.059368	1.150024	123.2169	105.8485	812.2295
106.3	0.059144	0.059312	1.151117	123.3340	105.9485	812.2302
106.4	0.059088	0.059256	1.152211	123.4511	106.0485	812.2310
106.5	0.059033	0.059200	1.153304	123.5683	106.1485	812.2317
106.6	0.058977	0.059145	1.154397	123.6854	106.2485	812.2324
106.7	0.058922	0.059089	1.155491	123.8026	106.3485	812.2331
106.8	0.058867	0.059034	1.156584	123.9197	106.4485	812.2338
106.9	0.058812	0.058978	1.157677	124.0368	106.5485	812.2346

RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/Seg}$ $T1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

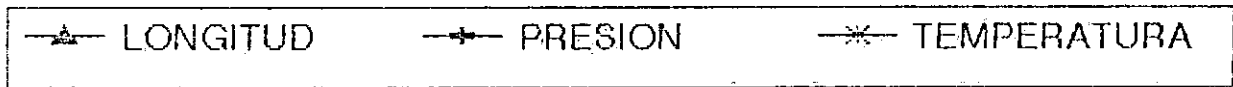
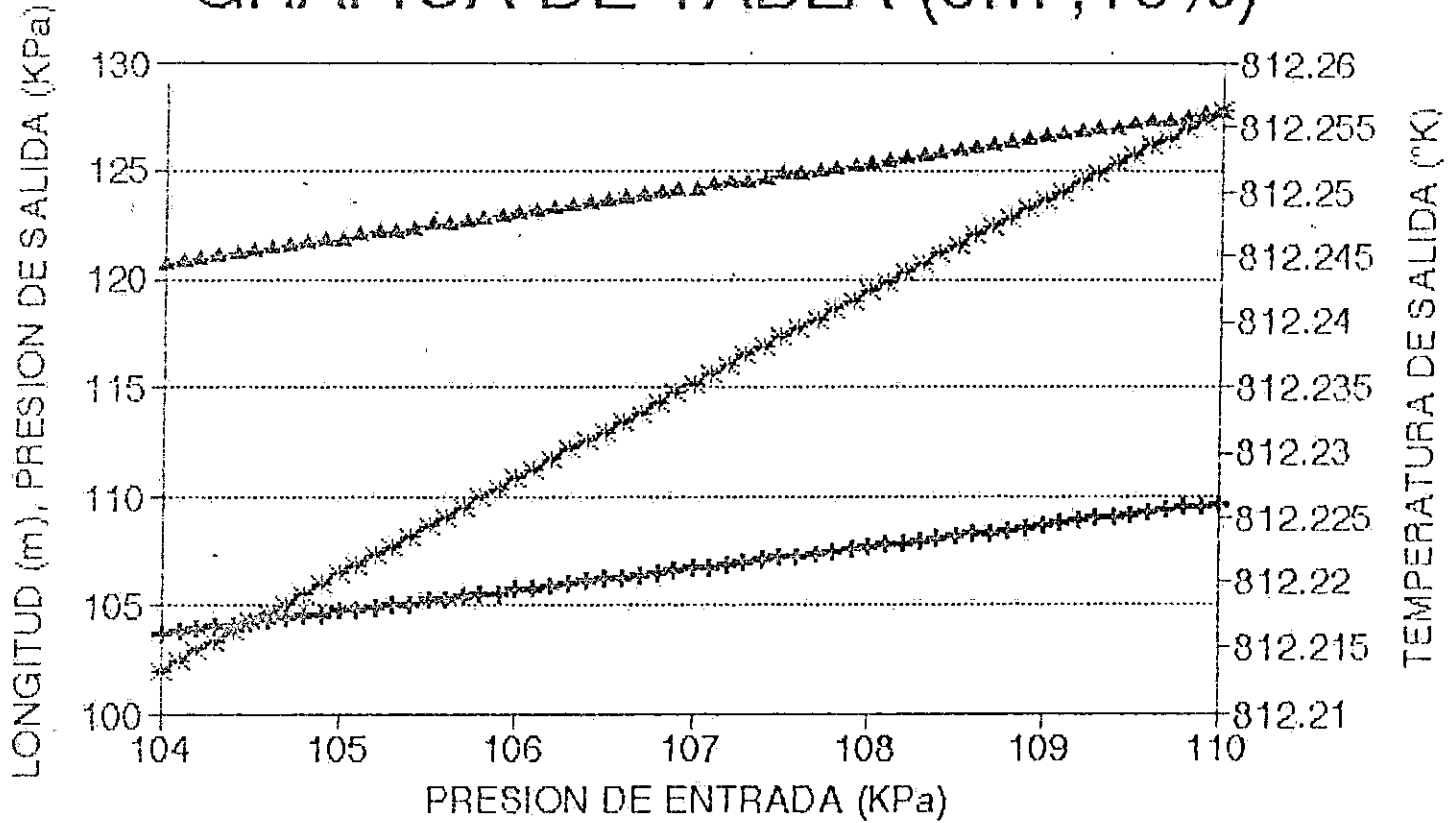
$AREA=9 \text{ MT}^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N-kg/M}$

$CFD=10\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
107.0	0.058757	0.058923	1.158770	124.1540	106.6485	812.2353
107.1	0.058702	0.058968	1.159864	124.2711	106.7485	812.2360
107.2	0.058647	0.058913	1.160957	124.3882	106.8485	812.2367
107.3	0.058593	0.058758	1.162050	124.5054	106.9485	812.2374
107.4	0.058538	0.058703	1.163143	124.6225	107.0485	812.2381
107.5	0.058484	0.058648	1.164237	124.7396	107.1485	812.2388
107.6	0.058429	0.058593	1.165330	124.8568	107.2485	812.2395
107.7	0.058375	0.058539	1.166423	124.9739	107.3485	812.2402
107.8	0.058321	0.058484	1.167516	125.0910	107.4485	812.2410
107.9	0.058267	0.058430	1.168610	125.2082	107.5485	812.2417
108.0	0.058213	0.058376	1.169703	125.3253	107.6485	812.2424
108.1	0.058159	0.058322	1.170796	125.4424	107.7485	812.2431
108.2	0.058105	0.058268	1.171889	125.5595	107.8485	812.2439
108.3	0.058052	0.058214	1.172982	125.6767	107.9485	812.2445
108.4	0.057998	0.058160	1.174075	125.7938	108.0485	812.2452
108.5	0.057945	0.058106	1.175169	125.9109	108.1485	812.2459
108.6	0.057891	0.058052	1.176262	126.0280	108.2485	812.2465
108.7	0.057838	0.057999	1.177355	126.1452	108.3485	812.2472
108.8	0.057785	0.057945	1.178448	126.2623	108.4485	812.2479
108.9	0.057732	0.057892	1.179541	126.3794	108.5485	812.2486
109.0	0.057679	0.057839	1.180634	126.4965	108.6485	812.2493
109.1	0.057626	0.057786	1.181727	126.6136	108.7485	812.2500
109.2	0.057573	0.057733	1.182820	126.7308	108.8485	812.2507
109.3	0.057521	0.057680	1.183913	126.8479	108.9485	812.2514
109.4	0.057468	0.057627	1.185007	126.9650	109.0485	812.2521
109.5	0.057416	0.057574	1.186100	127.0821	109.1485	812.2527
109.6	0.057363	0.057521	1.187193	127.1992	109.2485	812.2534
109.7	0.057311	0.057469	1.188286	127.3163	109.3485	812.2541
109.8	0.057259	0.057416	1.189379	127.4334	109.4485	812.2548
109.9	0.057207	0.057364	1.190472	127.5506	109.5485	812.2555
110.0	0.057155	0.057312	1.191565	127.6677	109.6485	812.2562

GRAFICA DE TABLA (9m², 10%)



RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA "A" PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

$m=138.6 \text{ Kg/3g}$ $T_1=1000 \text{ F}=813 \text{ K}$ $CPT=3.515 \text{ KPa}$

$AREA=9MT^2$ $K=1.4$ $\epsilon=9 \text{ mm}$ $\mu=1.8 \cdot 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{3g/M}$

$CPD=15\%CPT$

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y PRESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	P2	T2
104.0	0.060452	0.060716	1.688081	180.8658	103.4727	811.8189
104.1	0.060384	0.060657	1.689721	181.0415	103.5727	811.8201
104.2	0.060336	0.060599	1.691362	181.2173	103.6727	811.8212
104.3	0.060278	0.060540	1.693002	181.3931	103.7727	811.8224
104.4	0.060220	0.060482	1.694642	181.5688	103.8727	811.8235
104.5	0.060163	0.060424	1.696283	181.7446	103.9727	811.8246
104.6	0.060105	0.060366	1.697923	181.9203	104.0727	811.8257
104.7	0.060048	0.060308	1.699564	182.0961	104.1727	811.8269
104.8	0.059990	0.060250	1.701204	182.2718	104.2727	811.8280
104.9	0.059933	0.060193	1.702844	182.4476	104.3727	811.8291
105.0	0.059876	0.060135	1.704485	182.6234	104.4727	811.8302
105.1	0.059819	0.060078	1.706125	182.7991	104.5727	811.8313
105.2	0.059762	0.060020	1.707765	182.9748	104.6727	811.8324
105.3	0.059706	0.059963	1.709406	183.1506	104.7727	811.8336
105.4	0.059649	0.059906	1.711046	183.3263	104.8727	811.8347
105.5	0.059592	0.059849	1.712686	183.5021	104.9727	811.8358
105.6	0.059536	0.059792	1.714326	183.6778	105.0727	811.8369
105.7	0.059480	0.059735	1.715967	183.8536	105.1727	811.8380
105.8	0.059423	0.059678	1.717607	184.0293	105.2727	811.8391
105.9	0.059367	0.059622	1.719247	184.2050	105.3727	811.8402
106.0	0.059311	0.059565	1.720887	184.3808	105.4727	811.8413
106.1	0.059255	0.059509	1.722527	184.5565	105.5727	811.8424
106.2	0.059200	0.059453	1.724168	184.7322	105.6727	811.8435
106.3	0.059144	0.059397	1.725808	184.9080	105.7727	811.8445
106.4	0.059088	0.059340	1.727448	185.0837	105.8727	811.8456
106.5	0.059033	0.059285	1.729088	185.2594	105.9727	811.8467
106.6	0.058977	0.059229	1.730728	185.4352	106.0727	811.8478
106.7	0.058922	0.059173	1.732368	185.6109	106.1727	811.8489
106.8	0.058867	0.059117	1.734008	185.7866	106.2727	811.8500
106.9	0.058812	0.059062	1.735649	185.9623	106.3727	811.8510

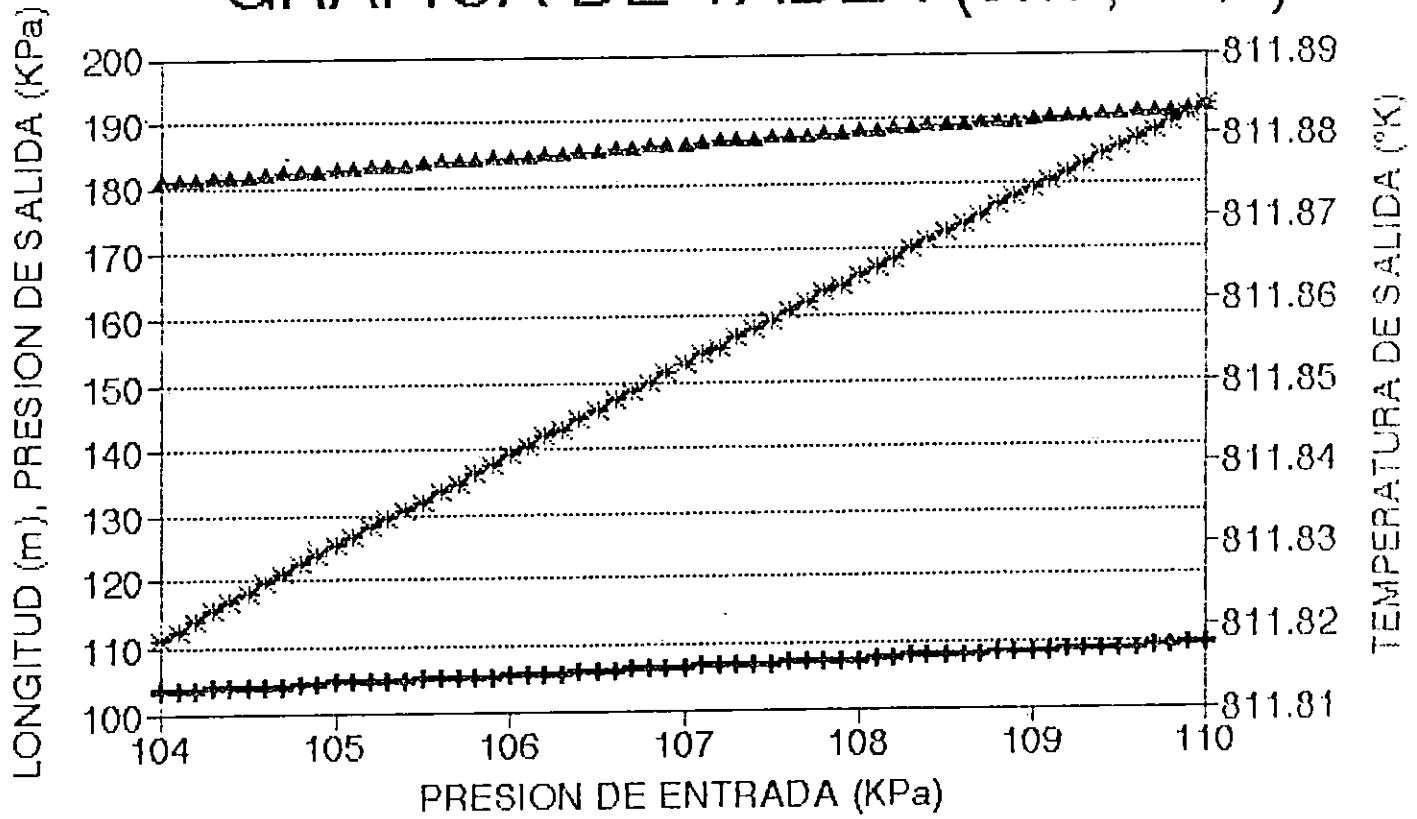
RESULTADOS DE LA APLICACION DE LA METODOLOGIA PARA EL DISEÑO DE DUCTOS

m=138.6 kg/gg T1=1000 F=213 K CFT=3.515 KPa
 AREA=9M² K=1.4 e=2 mm $\mu=1.8 \cdot E \cdot S \cdot N \cdot Sg/M$
 CFD=15%OPT

DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL DUCTO, TEMPERATURA Y FLESION A LA SALIDA

P1	M1	M2	FL/D	L	E2	E3
107.0	0.058757	0.059006	1.737289	156.1351	106.4727	811.8521
107.1	0.058702	0.058951	1.739929	156.3138	106.5727	811.8532
107.2	0.058647	0.058896	1.740569	156.4895	106.6727	811.8543
107.3	0.058593	0.058841	1.742209	156.6652	106.7727	811.8553
107.4	0.058538	0.058786	1.743849	156.8409	106.8727	811.8564
107.5	0.058484	0.058731	1.745489	157.0167	106.9727	811.8575
107.6	0.058429	0.058676	1.747129	157.1924	107.0727	811.8585
107.7	0.058375	0.058621	1.748769	157.3681	107.1727	811.8596
107.8	0.058321	0.058567	1.750409	157.5438	107.2727	811.8607
107.9	0.058267	0.058512	1.752049	157.7195	107.3727	811.8617
108.0	0.058213	0.058458	1.753689	157.8952	107.4727	811.8628
108.1	0.058159	0.058403	1.755329	158.0709	107.5727	811.8639
108.2	0.058105	0.058349	1.756969	158.2466	107.6727	811.8649
108.3	0.058052	0.058295	1.758609	158.4223	107.7727	811.8659
108.4	0.057998	0.058241	1.760249	158.5980	107.8727	811.8670
108.5	0.057945	0.058187	1.761888	158.7737	107.9727	811.8680
108.6	0.057891	0.058133	1.763528	158.9494	108.0727	811.8691
108.7	0.057838	0.058080	1.765168	159.1251	108.1727	811.8701
108.8	0.057785	0.058026	1.766808	159.3008	108.2727	811.8711
108.9	0.057732	0.057972	1.768448	159.4765	108.3727	811.8722
109.0	0.057679	0.057919	1.770088	159.6522	108.4727	811.8732
109.1	0.057626	0.057866	1.771727	159.8279	108.5727	811.8743
109.2	0.057573	0.057813	1.773367	159.0036	108.6727	811.8753
109.3	0.057521	0.057759	1.775007	159.1793	108.7727	811.8763
109.4	0.057468	0.057706	1.776647	159.3550	108.8727	811.8773
109.5	0.057416	0.057654	1.778287	159.5307	108.9727	811.8784
109.6	0.057363	0.057601	1.779926	159.7064	109.0727	811.8794
109.7	0.057311	0.057548	1.781566	159.8821	109.1727	811.8804
109.8	0.057259	0.057495	1.783206	159.0578	109.2727	811.8814
109.9	0.057207	0.057443	1.784846	159.2335	109.3727	811.8825
110.0	0.057155	0.057390	1.786485	159.4091	109.4727	811.8835

GRAFICA DE TABLA (9m², 15%)



6.2.- METODOLOGIA "B"

determinación de la longitud, presión y temperatura del ducto en su salida.

DATOS:

$$P_1 = 1.06 * 10^2 \text{ KPa}$$

$$\dot{m} = 138.6 \text{ Kg/seg}$$

$$T_1 = 1000 \text{ }^\circ\text{F} = 813 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$k = 1.4$$

$$\text{Area} = 6.2 \text{ m}^2$$

$$\epsilon = 9 \text{ mm}$$

$$\mu = 1.8 * 10^{-4} \text{ N-S/m}^2$$

SOLUCION:

$$D_{eq} = 4 \left[\frac{\text{Area Transversal}}{\text{Perimetro}} \right] = 4 * \left[\frac{6.2}{10.2} \right]$$

$$D_{eq} = 2.43 \text{ mts}$$

$$M_1 = \frac{R T_1 \dot{m}}{A_1 P_1 (k R T \rho)^{1/2}} = 0.0861$$

$$RR = \frac{\epsilon}{D_{eq}} = \frac{9 * 10^{-3}}{2.43} = 3.7 * 10^{-3}$$

$$Re = \frac{\dot{m} D_{eq}}{\mu A} = \frac{138.6 * 2.43}{(1.8 * 10^{-4})(6.2)} = 2.98 * 10^6$$

Con los valores de Re y RR y el diagrama de Moody se obtiene el valor del factor de fricción "f"; f = 0.028"

NOTA: Debido a que los cálculos que continúan se deben realizar utilizando la tabla de Fanno, se recomienda construir una tabla específica que inicie y finalice en el valor del número de "Mach" que corresponde a la presión máxima respectivamente.

Teniendo la tabla de "Fanno" para $K = 1.4$ construida, y con el valor de " M_1 ", se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{fL_{1max}}{D_{eq}} = 91.58996$$

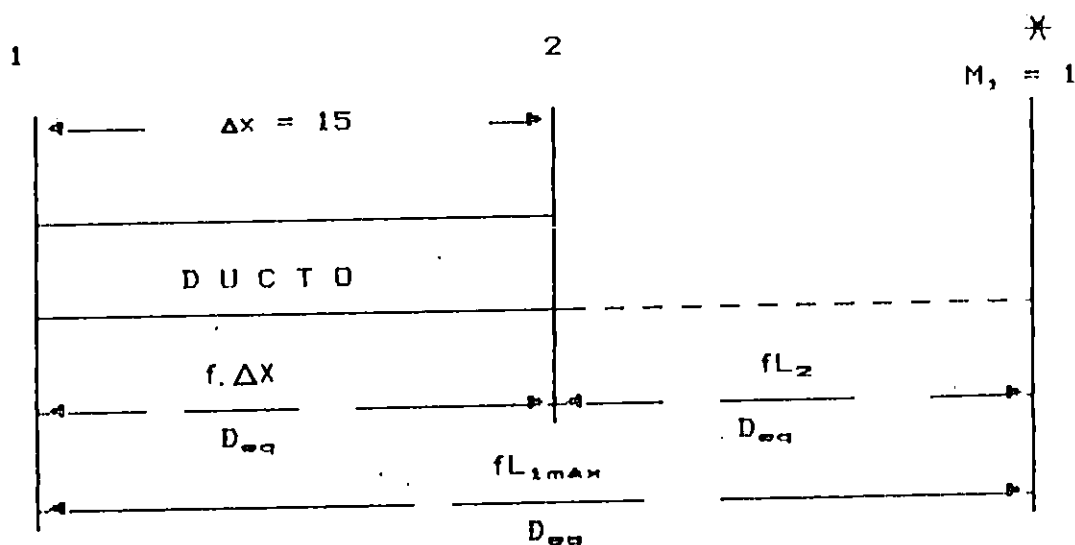
$$\frac{T_1}{T^*} = 1.198223 \implies T^* = 813/1.198223 = 678.5047 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\frac{P_1}{P^*} = 12.71352 \implies P^* = 1.06 \cdot 10^{-2} / 12.71352 = 8.33750 \text{ KPa}$$

Selección de la longitud del ducto: para el cálculo de $f \cdot \Delta x / D_{eq}$:
Se selecciona $\Delta x = 15$ mts. (longitud del ducto)

$$\text{Luego: } \frac{f \cdot \Delta x}{D_{eq}} = \frac{0.028 \cdot 15}{2.43} = 0.17284$$

Para continuar con éste proceso debe tomarse como base el siguiente esquema.:



Del esquema anterior:

$$\frac{fL_{2max}}{D_{eq}} = \frac{fL_{1max}}{D_{eq}} - \frac{f \Delta x}{D_{eq}} = 91.58996 - 0.17284$$

$$\frac{fL_{2max}}{D_{eq}} = 91.417 = X$$

Luego: con el valor de "X" y la tabla de "Fanno" para $K=1.4$ se obtiene:

$$T_2/T^* = 1.19822$$

$$P_2/P^* = 12.702$$

$$\text{y } T_2 = 812.9 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$P_2 = 105.9 \text{ KPa}$$

NOTA: En las siguientes páginas se presentan las tablas de "Fanno" para $K=1.4$ que han sido utilizadas para la realización de los cálculos del desarrollo anterior.

TABLA DE FANNO

K=1.4

H	T/T*	F/P*	PT/PI*	d/d*	fLm:/D
0.08	1.198466	13.68431	7.26161	0.08758	106.7182
0.0801	1.198462	13.6672	7.252614	0.087689	106.4419
0.0802	1.198458	13.65014	7.24364	0.087798	106.1665
0.0803	1.198454	13.63312	7.234689	0.087908	105.8923
0.0804	1.198451	13.61614	7.22576	0.088017	105.619
0.0805	1.198447	13.5992	7.216854	0.088126	105.3468
0.0806	1.198443	13.58231	7.207969	0.088236	105.0755
0.0807	1.198439	13.56546	7.199107	0.088345	104.8053
0.0808	1.198435	13.54865	7.190267	0.088454	104.5361
0.0809	1.198431	13.53188	7.181448	0.088564	104.268
0.081	1.198427	13.51515	7.172652	0.088673	104.0008
0.0811	1.198424	13.49846	7.163877	0.088782	103.7346
0.0812	1.19842	13.48182	7.155125	0.088892	103.4693
0.0813	1.198416	13.46521	7.146393	0.089001	103.2051
0.0814	1.198412	13.44865	7.137683	0.08911	102.9419
0.0815	1.198408	13.43213	7.128995	0.08922	102.6796
0.0816	1.198404	13.41564	7.120328	0.089329	102.4183
0.0817	1.1984	13.3992	7.111683	0.089438	102.1579
0.0818	1.198396	13.3828	7.103058	0.089548	101.8985
0.0819	1.198392	13.36644	7.094455	0.089657	101.6401
0.082	1.198388	13.35011	7.085873	0.089766	101.3826
0.0821	1.198384	13.33383	7.077312	0.089875	101.1261
0.0822	1.198381	13.31759	7.068771	0.089983	100.8705
0.0823	1.198377	13.30138	7.060252	0.090094	100.6158
0.0824	1.198373	13.28522	7.051753	0.090203	100.3621
0.0825	1.198369	13.26909	7.043275	0.090313	100.1093
0.0826	1.198365	13.25301	7.034818	0.090422	99.85744
0.0827	1.198361	13.23696	7.026381	0.090531	99.60648
0.0828	1.198357	13.22095	7.017965	0.090641	99.35643
0.0829	1.198353	13.20498	7.009569	0.09075	99.10729
0.083	1.198349	13.18905	7.001193	0.090859	98.85906
0.0831	1.198345	13.17316	6.992838	0.090969	98.61173
0.0832	1.198341	13.1573	6.984502	0.091078	98.3653
0.0833	1.198337	13.14149	6.976187	0.091187	98.11975
0.0834	1.198333	13.12571	6.967892	0.091297	97.8751

CONTINUACION

M	T/T*	P/P*	PT/PT*	d/d*	fl _{mx} /D
0.0835	1.198329	13.10997	6.959617	0.091406	97.63133
0.0836	1.198325	13.09426	6.951361	0.091515	97.38843
0.0837	1.198321	13.0786	6.943126	0.091625	97.14642
0.0838	1.198317	13.06297	6.93491	0.091734	96.90527
0.0839	1.198313	13.04738	6.926714	0.091843	96.66499
0.084	1.198309	13.03182	6.918538	0.091953	96.42557
0.0841	1.198305	13.0163	6.910381	0.092062	96.18701
0.0842	1.198301	13.00082	6.902243	0.092171	95.9493
0.0843	1.198297	12.98538	6.894125	0.09228	95.71245
0.0844	1.198293	12.96997	6.886026	0.09239	95.47644
0.0845	1.198289	12.9546	6.877947	0.092499	95.24127
0.0846	1.198285	12.93927	6.869886	0.092608	95.00695
0.0847	1.198281	12.92397	6.861845	0.092718	94.77345
0.0848	1.198277	12.90871	6.853823	0.092827	94.54079
0.0849	1.198273	12.89348	6.84582	0.092936	94.30895
0.085	1.198269	12.87829	6.837835	0.093046	94.07793
0.0851	1.198264	12.86313	6.82987	0.093155	93.84774
0.0852	1.19826	12.84801	6.821923	0.093264	93.61836
0.0853	1.198256	12.83293	6.813995	0.093374	93.38979
0.0854	1.198252	12.81788	6.806086	0.093483	93.16202
0.0855	1.198248	12.80287	6.798195	0.093592	92.93506
0.0856	1.198244	12.78789	6.790323	0.093701	92.70897
0.0857	1.19824	12.77295	6.782469	0.093811	92.48354
0.0858	1.198234	12.75804	6.774634	0.09392	92.25896
0.0859	1.198232	12.74316	6.766817	0.094029	92.03518
0.086	1.198228	12.72832	6.759018	0.094139	91.81218
0.0861	1.198223	12.71352	6.751238	0.094248	91.58996
0.0862	1.198219	12.69875	6.743475	0.094357	91.36852
0.0863	1.198215	12.68401	6.735731	0.094467	91.14786
0.0864	1.198211	12.66931	6.728004	0.094576	90.92796

CONTINUACION

M	T/T*	P/P*	PT/PT*	d/d*	flmz/D
0.0865	1.198207	12.65464	6.720296	0.094685	90.70883
0.0866	1.198203	12.64001	6.712605	0.094794	90.49046
0.0867	1.198199	12.6254	6.704933	0.094904	90.27286
0.0868	1.198195	12.61084	6.697278	0.095013	90.05601
0.0869	1.19819	12.5963	6.68964	0.095122	89.83991
0.087	1.198186	12.5818	6.682021	0.095232	89.62456
0.0871	1.198182	12.56734	6.674419	0.095341	89.40996
0.0872	1.198178	12.5529	6.666834	0.09545	89.1961
0.0873	1.198174	12.5385	6.659267	0.09556	88.98298
0.0874	1.198169	12.52413	6.651717	0.095669	88.77059
0.0875	1.198165	12.5098	6.644185	0.095778	88.55894
0.0876	1.198161	12.4955	6.63667	0.095887	88.34801
0.0877	1.198157	12.48123	6.629172	0.095997	88.13782
0.0878	1.198153	12.46699	6.621691	0.096106	87.92834
0.0879	1.198149	12.45278	6.614228	0.096215	87.71958
0.088	1.198144	12.43861	6.606781	0.096325	87.51154
0.0881	1.19814	12.42447	6.599352	0.096434	87.30421
0.0882	1.198136	12.41036	6.591939	0.096543	87.09759
0.0883	1.198132	12.39629	6.584543	0.096652	86.89168
0.0884	1.198127	12.38224	6.577164	0.096762	86.68646
0.0885	1.198123	12.36823	6.569802	0.096871	86.48195
0.0886	1.198119	12.35425	6.562457	0.09698	86.27814
0.0887	1.198115	12.3403	6.555128	0.09709	86.07501
0.0888	1.19811	12.32638	6.547816	0.097199	85.87258
0.0889	1.198106	12.31249	6.54052	0.097308	85.67084
0.089	1.198102	12.29863	6.533241	0.097417	85.46978
0.0891	1.198098	12.28481	6.525978	0.097527	85.2694
0.0892	1.198093	12.27102	6.518731	0.097636	85.06969
0.0893	1.198089	12.25725	6.511501	0.097745	84.87067
0.0894	1.198085	12.24352	6.504287	0.097855	84.67231
0.0895	1.198081	12.22982	6.497089	0.097964	84.47462
0.0896	1.198076	12.21615	6.489908	0.098073	84.2776
0.0897	1.198072	12.20251	6.482742	0.098182	84.08124
0.0898	1.198068	12.1889	6.475593	0.098292	83.88555
0.0899	1.198063	12.17532	6.468459	0.098401	83.6905
0.09	1.198059	12.16177	6.461342	0.09851	83.49612
0.0901	1.198055	12.14825	6.45424	0.09862	83.30238

CONTINUACION

M	T/T*	P/P*	PT/PT*	d/d*	f _{lm} ×/0
0.0902	1.198051	12.13476	6.447154	0.098729	83.10929
0.0903	1.198046	12.1213	6.440084	0.098838	82.91685
0.0904	1.198042	12.10786	6.43303	0.098947	82.72505
0.0905	1.198038	12.09446	6.425971	0.099057	82.53389
0.0906	1.198033	12.08109	6.418968	0.099166	82.34336
0.0907	1.198029	12.06775	6.411961	0.099275	82.15347
0.0908	1.198025	12.05444	6.404969	0.099385	81.96422
0.0909	1.19802	12.04116	6.397992	0.099494	81.77559
0.091	1.198016	12.0279	6.391031	0.099603	81.58758
0.0911	1.198011	12.01468	6.384085	0.099712	81.4002
0.0912	1.198007	12.00148	6.377155	0.099822	81.21344
0.0913	1.198003	11.98831	6.37024	0.099931	81.02729
0.0914	1.197998	11.97518	6.36334	0.10004	80.84176
0.0915	1.197994	11.96207	6.356455	0.100149	80.65685
0.0916	1.19799	11.94899	6.349585	0.100259	80.47254
0.0917	1.197985	11.93593	6.34273	0.100368	80.28884
0.0918	1.197981	11.92291	6.335891	0.100477	80.10574
0.0919	1.197976	11.90991	6.329066	0.100586	79.92324
0.092	1.197972	11.89695	6.322256	0.100696	79.74135
0.0921	1.197968	11.88401	6.315461	0.100805	79.56004
0.0922	1.197963	11.8711	6.308681	0.100914	79.37934
0.0923	1.197959	11.85821	6.301916	0.101024	79.19922
0.0924	1.197954	11.84536	6.295165	0.101133	79.01969
0.0925	1.19795	11.83253	6.288429	0.101242	78.84075
0.0926	1.197946	11.81973	6.281708	0.101351	78.66239
0.0927	1.197941	11.80696	6.275001	0.101461	78.48462
0.0928	1.197937	11.79421	6.268309	0.10157	78.30742
0.0929	1.197932	11.7815	6.261631	0.101679	78.13079
0.093	1.197928	11.76881	6.254968	0.101788	77.95474
0.0931	1.197923	11.75614	6.248319	0.101898	77.77926
0.0932	1.197919	11.74351	6.241685	0.102007	77.60435

CONCLUSIONES

- i) En base al diseño de las metodologías presentadas en el capítulo cuatro y a su aplicación a un caso particular desarrollada en este capítulo, se debe de tener presente que sus alcances, abarcan únicamente el dimensionamiento de un determinado ducto (longitud y sección transversal) y el cálculo de las propiedades del fluido en cualquier punto de interés del flujo, y que por lo tanto, para la implantación de un sistema de generación de potencia de ciclo combinado, también se hace necesario la aplicación de los requerimientos contemplados en el capítulo cinco.

- ii) Para la implantación de una planta de ciclo combinado, en todo momento será más ventajoso que no se imponga ninguna restricción sobre el espacio físico, por ejemplo, el hecho de imponer una determinada longitud de un ducto, reducirá el conjunto de alternativas viables para obtener los resultados requeridos en las propiedades del fluido de trabajo.

CONCLUSIONES
GENERALES

CONCLUSIONES GENERALES

El incremento acelerado de la demanda energética a nivel mundial, ha exigido a la ingeniería el desarrollo de proyectos que conlleven a maximizar el uso de los recursos energéticos con que ya se cuentan. Resultado de esto lo muestra el gran avance tecnológico realizado en maquinaria y equipo transformador de energía, particularmente en turbinas a gas, específicamente en la fabricación de estas, tan así que se cuenta con un gran número de turbinas a gas instaladas en muchos países del mundo.

Luego, sabiendo que los gases de escape de una turbina a gas aún poseen un alto poder calorífico, el reto continúa para la ingeniería en el sentido de buscar formas de aprovechar este poder calorífico; lográndose entonces a través de muchas investigaciones y esfuerzos, desarrollar el uso adecuado de estos gases para generar energía, a través de una turbina a vapor; teniendo al final una combinación de turbina a gas y una turbina a vapor, recibiendo este sistema el nombre de ciclo combinado.

El investigar sobre los avances recientes de la tecnología de fabricación de turbinas a gas, así como su uso en ciclos combinados es uno de los logros obtenidos en este trabajo de investigación; teniéndose además como logro mayor el haber desarrollado la metodología de diseño para los ductos de gases de escape de turbinas a gas, para la implantación del ciclo combinado.

Se espera que este trabajo sea de gran utilidad tanto a nivel docente como a nivel industrial, específicamente a la hora de decidir convertir una planta de turbina a gas en un sistema de ciclo combinado, obteniéndose a través de la aplicación de la metodología, el diseño del ducto y sus parámetros para la etapa siguiente que correspondería a la construcción del ducto.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1.- TURBOMAQUINAS TERMICAS DE FLUIDO COMPRESIBLE
AUTOR: MANUEL POLO ENCINAS
EDITORIAL: LIMUSA
Primera Edición 1984.
- 2.- TRATADO MODERNO DE TERMODINAMICA
AUTOR: ING. HANS BAEHR.
EDITORIAL: JOSE MONTESO
Primera Edición en Español, Barcelona 1965
- 3.- FLUJO DE FLUIDOS
CRANE Co.
Mc Graw-Hill, 1989.
- 4.- TERMODINAMICA
AUTOR: VIRGIL M. FAIRES
EDITORIAL: UTEHA
Primera Edición en Español, México
- 5.- INTRODUCCION A LA DINAMICA DE LOS GASES
AUTOR: RALPH M. ROTT
EDITORIAL: Herrera Hermanos Sucesores, S.A. (México)
Primera Edición en Español
- 6.- MOTORES DE COMBUSTION INTERNA
AUTOR: EDWARD F. OBERT
EDITORIAL: CECSA
- 7.- INGENIERIA TERMODINAMICA
AUTORES: REYNOLDS/PERKINS
EDITORIAL: Mc Graw-Hill
Segunda Edición en Español, 1980

- 8.- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
AUTOR: DONALD Q. KERN
EDITORIAL: CECSA
- 9.- FUNDAMENTO DE TERMODINAMICA
AUTORES: GORDON J. VAN WYLEN;
RICHARD E. SONNTAG
- 10.- INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA EN INGENIERIA MECANICA
AUTORES; SMITH/ VAN NESS
EDITORIAL: Mc Graw-Hill
- 11.- ESPECIFICACIONES TECNICAS PARA DUCTO DE ESCAPE DE GASES
DE UNA TURBINA A GAS.
COMISION HIDROELECTRICA DEL RIO LEMPA (CEL), 1992.