



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ANÁLISIS DE UN EQUIPO ENFRIADOR DEL AIRE DE ADMISIÓN PARA TURBINAS DE GAS GENERAL ELECTRIC LM2500 INSTALADAS EN PLATAFORMAS MARINAS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO
(ÁREA TERMOENERGÍA Y
MEJORAMIENTO AMBIENTAL)

P R E S E N T A:
JUAN ÁNGEL SERRANO GUTIÉRREZ



DIRECTORES DE TESIS:
M.I. EDUARDO MEDINA HERNÁNDEZ (U.N.A.M.)
M. en C. HÉCTOR LÓPEZ PÉREZ (I.M.P.)

MÉXICO, D.F.

2004



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

ALA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

AL
H. JURADO

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la
UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el
contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: JUAN ANGEL SERRANO GTZ.

FECHA: 16-Agosto-2004

FIRMA: 

Gracias al Instituto Mexicano del Petróleo y a la Competencia de Ingeniería Electromecánica por brindarme los medios y recursos para poder llevar a cabo este trabajo de tesis.



A MI FAMILIA CON TODO CARIÑO:

A mi padre y madre por que siempre estuvieron al tanto de mi. Por toda su paciencia y comprensión. A mi hermano, por que a pesar de todo solo en él he encontrado apoyo incondicional en los momentos más difíciles. A Maureen Garcia y Familia.

A MI FAMILIARES:

Por aceptarme tal cual soy y por las muestras de cariño que he recibido de todos ustedes. A mis padrinos Martha y Luciano, a mi tía Rosa, Jardzy y Tonatiuh. A la familia Fresno y Guarneros.

A MIS COMPAÑEROS DE LA F.I.: Por todas esas memorables vivencias y por el simple hecho de haber pertenecido a esta Facultad.

A MIS PROFESORES: Con todo respeto y admiración, por haber sido parte fundamental en mi formación como profesionista.

A MIS ASESORES: M.I. Eduardo Medina Hernández (U.N.A.M.) y M.C. Héctor López Pérez (I.M.P.) por toda la paciencia, tiempo y dedicación durante el desarrollo de esta tesis. Además por sus consejos y amistad.

I.M.P.: Por permitirme ser parte de un gran equipo de trabajo, por toda la información y ayuda que recibí de ustedes. A Ricardo Mendoza, Fernando Franco, Ricardo Yañez, José Manuel Herrera, Ignacio Manrique, Rafael Sánchez, Marco Benítez, Francisco Arrieta, Manuel Briseño, Ángel Punzo, Álvaro Salazar, a todos gracias.

A MIS AMISTADES: Porque estoy en este lugar y cada uno de ustedes influyó de una u otra manera en la dirección que le he dado a mi vida. Armando Rivera y Familia, Tania D. Rodríguez. En memoria de Iram Razo* y Carlos Bahena*.

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1 “Turbina de gas GE modelo LM-2500”

Tabla 1.1 Datos del fabricante para la turbina LM-2500	14
Tabla 1.2 Resumen de los resultados de las iteraciones al variar la eficiencia adiabática del compresor y turbina.	18
Tabla 1.3 Iteraciones para encontrar el calor suministrado a la TG que opera a una temperatura del aire de admisión de 40°C y que resulte en una potencia neta de 20,507 kW _m (los resultados de calor y trabajo están con base a un gasto de aire de 65.39 kg/s)	21
Tabla 1.4 Iteraciones para encontrar el calor suministrado a la TG que opera a una temperatura del aire de admisión de 7.33°C y que resulte en una potencia neta de 20,507 kW _m (los resultados de calor y trabajo están con base el gasto de aire de 65.39 kg/s)	24
Tabla 1.5 TG a diferentes temperaturas del aire de admisión y misma potencia neta	26
Tabla 1.6 TG con temperatura a la salida de la cámara de combustión constante de 1,168.93°C	27
Tabla 1.7 Comportamiento de la TG en función de la temperatura de admisión	29

CAPÍTULO 2 “Selección del equipo de refrigeración”

Tabla 2.1 Carga térmica y agua condensada en función de la T _{bs1}	46
Tabla 2.2 Consumo de energía eléctrica por cada chiller de 1,500 T.R.	50
Tabla 2.3 Requerimientos de bombeo para el circuito de agua helada	53
Tabla 2.4 Requerimientos de bombeo para el circuito de agua de mar	55
Tabla 2.5 Desglose del consumo de energía eléctrica por parte del sistema de refrigeración	56
Tabla 2.6 Consumo de EEAATG y ganancia de la TG a una T _{bs1} de 40°C	58

CAPÍTULO 3 “Ganancia en producción de gas natural en una estación de compresión teórica”

Tabla 3.1 Valores del factor de eficiencia de flujo η_D típicos	70
Tabla 3.2 Resumen de las condiciones actuales y futuras	76

CAPÍTULO 4 “Análisis económico”

Tabla 4.1 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 1	81
Tabla 4.2 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 2	81
Tabla 4.3 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 3	82
Tabla 4.4 Análisis económico en función de T _{bs1}	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. I Sistema nacional de ductos	xix
Fig. II Esquema global del sistema	xxiii

CAPÍTULO 1 “Turbina de gas GE modelo LM-2500”

Fig. 1.1 Turbina LM-2500	3
Fig. 1.2 Compresor de 16 etapas	5
Fig. 1.3 Armazón interno de la cámara de combustión	5
Fig. 1.4 Sección de la cámara de combustión	6
Fig. 1.5 Turbina de alta presión	6
Fig. 1.6 Configuración de la transmisión para el equipo accesorio	7
Fig. 1.7 Turbina de potencia	8
Fig. 1.8 Esquema de una turbina de gas de dos etapas	9
Fig. 1.9 Diagramas p vs. s y T vs. s del ciclo Brayton ideal	10
Fig. 1.10 Comportamiento real de una turbina	12
Fig. 1.11 Comportamiento real de un compresor	13
Fig. 1.12 Diagrama Ts a utilizar en el modelado termodinámico de la turbina de gas	14
Fig. 1.13 Representación de los estados 1, 2, 3 y 4 para la turbina de gas bajo condiciones ISO	19
Fig. 1.14 La potencia neta es la misma en los tres casos, obsérvese los cambios de temperaturas en la entrada y salida de la cámara de combustión (estados 2 y 3), así como a la salida de la turbina (estado 4)	27
Fig. 1.15 La temperatura en el estado 3 es la misma para los tres casos, obsérvese el incremento de la potencia (áreas en color) al variar la temperatura en el estado 1	28
Fig. 1.16 Potencia neta máxima permisible en la turbina de gas sin sobrepasar los 1,169 °C en la cámara de combustión en función de la temperatura de admisión	29
Fig. 1.17 Calor suministrado correspondiente a la potencia máxima permisible en la turbina de gas sin sobrepasar los 1,169 °C en la cámara de combustión en función de la temperatura de admisión	30
Fig. 1.18 Eficiencia correspondiente a la potencia máxima permisible en función de la temperatura Ambiente	30

CAPÍTULO 2 “Selección del equipo de refrigeración”

Fig. 2.1 Vista de una TG con el equipo de enfriamiento (la cabina superior corresponde al equipo De enfriamiento y la inferior a la TG)	35
Fig. 2.2 Enfriamiento evaporativo	36
Fig. 2.3 Refrigeración directa	37
Fig. 2.4 Refrigeración indirecta	38
Fig. 2.5 Recuperación del calor de los gases de escape mediante un equipo de absorción	39
Fig. 2.6 Almacenamiento de hielo	40
Fig. 2.7 Vista de unos recuperadores de calor de un sistema de absorción	41
Fig. 2.8 Vista de una central que utiliza almacenamiento de hielo	42
Fig. 2.9 Intercambiador de calor	42
Fig. 2.10 Representación de los estados 1 y 2 en la carta psicrométrica	44
Fig. 2.11 Toneladas de refrigeración necesarias para bajar la temperatura del aire de admisión hasta $T_{bs2} 7.33$ °C	47
Fig. 2.12 Cantidad de agua condensada al bajar T_{bs1} hasta 7.33 °C	47
Fig. 2.13 Esquema del sistema de refrigeración indirecta utilizando como sustancia refrigerante R-134a	48
Fig. 2.14 Esquema del sistema de refrigeración directa utilizando como sustancia refrigerante amoníaco	48
Fig. 2.15 Circuito de agua helada del sistema de refrigeración indirecta	50
Fig. 2.16 Arreglo propuesto para el circuito de agua helada	51
Fig. 2.17 Arreglo de la sección de los serpentines de enfriamiento	52
Fig. 2.18 Arreglo en la sección de los evaporadores de los chillers	53
Fig. 2.19 Arreglo en la sección de las bombas	54

Fig. 2.20	Circuito de agua de mar del sistema de refrigeración indirecta	55
Fig. 2.21	Consumo total de energía eléctrica del EEAATG en función de T.R.	57
Fig. 2.22	Consumo total de energía eléctrica del EEAATG en función de T_{bs1}	58
Fig. 2.23	Representación de la ganancia neta de potencia en el sistema TG-EEAATG en función de T_{bs1}	59

CAPÍTULO 3 “Ganancia en producción de gas natural en una estación de compresión teórica”

Fig. 3.1	Representación de la ganancia de potencia en el caso de aplicar el sistema de enfriamiento a un Turbo-Generador o a un Turbo-Compresor	63
Fig. 3.2	Esquema global del sistema TG-EEAATG-Compresor	64
Fig. 3.3	Arreglo de la estación de compresión propuesta	65
Fig. 3.4	Resumen de la condiciones actuales	72
Fig. 3.5	Presión al inicio del ducto en función del gasto que circula por él. El punto en rojo representa las condiciones actuales $10,279,014 \text{ m}^3_{std}/\text{día}$ y $6,966 \text{ kPa}$	73
Fig. 3.6	Resumen de la condiciones futuras	75
Fig. 3.7	Potencia neta necesaria en la TG de cada compresor vs. flujo en el gasoducto. El punto en rojo representa las condiciones actuales $10,279,014 \text{ m}^3_{std}/\text{d}$ y $18,144 \text{ kW}_m$	76
Fig. 3.8	Cambios en el gasoducto que comunica a la estación de compresión con las instalaciones en tierra	77

CAPÍTULO 4 “Análisis económico”

Fig. 4.1	Resumen en los cambios en la estación de compresión al llevar a cabo el enfriamiento del aire de admisión en la Turbina de Gas	82
Fig. 4.2	Representación gráfica del periodo de amortización del equipo propuesto para la estación de compresión en función de la temperatura ambiente	87

ÍNDICE

SIMBOLOGÍA	xvii
SUBÍNDICES	xviii
LA IMPORTANCIA DE LAS TURBINAS DE GAS EN LA INDUSTRIA PETROLERA MEXICANA	xix
ALCANCE	xxi
OBJETIVO	xxiii
<hr/> CAPÍTULO 1 “Turbina de gas GE modelo LM-2500” <hr/>	
1.1 Descripción de la turbina LM-2500	3
1.2 Datos técnicos	4
1.3 Estimación de la ganancia de potencia al enfriar el aire de entrada	9
1.3.1 Ciclo Brayton abierto de aire estándar	9
1.3.2 Modelado termodinámico de la turbina LM-2500	14
1.3.2.1 Obtención de las eficiencias adiabáticas del compresor y turbina para las condiciones ISO	15
1.3.2.2 Simulación de la TG a una temperatura del aire de admisión de 40 °c	20
1.3.2.3 Simulación de la TG a una temperatura del aire de admisión de 7.33 °c	23
<hr/> CAPÍTULO 2 “Selección del equipo de refrigeración” <hr/>	
2.1 Opciones de refrigeración	35
2.1.1 Sistema de enfriamiento evaporativo	36
2.1.2 Sistema de refrigeración directa	37
2.1.3 Sistema de refrigeración indirecta	38
2.1.4 Sistema de refrigeración por absorción	39
2.1.5 Sistema de refrigeración con almacenamiento de energía usando hielo	40
2.2 Cálculo de la carga de refrigeración	42
2.3 Selección del equipo de refrigeración	48
2.4 Características técnicas del sistema de refrigeración indirecta	49
2.5 Consumo de energía	50
2.5.1 Consumo de energía eléctrica de las bombas del circuito de agua helada	50
2.5.2 Consumo de energía eléctrica de las bombas del circuito de agua de mar	55
<hr/> CAPÍTULO 3 “Ganancia en producción de gas natural en una estación de compresión teórica” <hr/>	
3.1 Condiciones actuales	64
3.2 Flujo de gas en estado permanente en ductos	68
3.3 Condiciones futuras	72
<hr/> CAPÍTULO 4 “Análisis económico” <hr/>	
4.1 Análisis económico	83
4.2 Inversión	83
4.3 Costo de operación	83
4.4 Ingresos por incremento en la producción	84
4.5 Utilidades antes de impuestos	85
4.6 Utilidades después de impuestos	85
4.7 Periodo de amortización	85

CONCLUSIONES	89	
BIBLIOGRAFÍA	91	
ANEXOS	93	
A	“CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA DE GAS LM-2500”	95
B	“INFORMACIÓN DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO”	105
C	“CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE LOS CIRCUITOS DE AGUA HELADA Y AGUA DE MAR DE LOS CHILLERS”	131

Simbología

A	área de sección interna del gasoducto [m^2]
C_p	calor específico a presión constante [$kJ/(kg \cdot K)$]
C_v	calor específico a volumen constante [$kJ/(kg \cdot K)$]
CTIAC	Combustion Turbine Inlet Air Cooling
d	diámetro interior del gasoducto [m^2]
e	energía específica [kJ/kg]
E	energía [kJ]
EAAATG	Equipo de Enfriamiento del Aire de Admisión para Turbinas de Gas
f	factor de fricción del gasoducto
h	entalpía [kJ/kg]
H	carga hidráulica expresada en [$m_{c.a.}$]
HR	heat rate [$kJ/(kW \cdot h)$]
k	relación C_p/C_k
L	longitud del gasoducto [m]
m	flujo másico [kg/s]
M	peso molecular [$g/gmol$]
MBD	Miles de Barriles Diarios
MMPCD	Millones de Pies Cúbicos Diarios (referidos a $20^\circ C$ y $1 kg/cm^2$)
MMPCSD	Millones de Pies Cúbicos eStándar Diarios (referidos a $15^\circ C$ y $1 atm$)
p	presión absoluta o relativa [kPa] o [kg/cm^2] según sea el caso
PCB	Poder Calorífico Bajo [kJ/kg]
q	calor [kJ/kg]
\dot{q}	gasto volumétrico para gases [m^3_{std}/d]
Q	gasto volumétrico para líquido [m^3/s]
\dot{Q}	potencia calorífica [kW_t]
r	relación de volumen específico v_2 / v_1
r_p	relación de presión p_2 / p_1
R	constante particular del gas [$kJ/(kg \cdot K)$]
s	entropía [$kJ/(kg \cdot ^\circ C)$]
S	densidad relativa del gas respecto al aire estándar
T	temperatura absoluta o relativa [K] ó [$^\circ C$] según sea el caso
TG	Turbina de Gas
T.R.	Toneladas de Refrigeración
v	volumen específico [m^3/kg]
\dot{V}	gasto volumétrico [m^3/s]
w	trabajo [kJ/kg]
W	potencia [kW]
Z	factor de compresibilidad
η	eficiencia [%]
ω	humedad específica [kg_{H_2O}/kg_{as}]
γ	peso específico [N/m^3]
Φ	humedad relativa [%]

Subíndices

1,2,3 ...n	estados uno, dos, etc.
a	aire
ac	agua condensada
as	aire seco
B	referente a la bomba
bs	bulbo seco
bh	bulbo húmedo
C	referente al compresor
cond	condensador
D	referente al ducto
c.a.	columna de agua
e	referente a eléctricos
hst	hidrostática
H ₂ O	agua
m	mecánico
ME	referente al motor eléctrico
med	promedio
N	neto
r	real
s	proceso isentrópico
serp	serpentín
std	condiciones estándar
S	suministrado
t	térmica
T	referente a la turbina
TR	referente a la transmisión
TR-C	referente a la transmisión y compresor
TG	referente a la turbina de gas
va	vapor de agua

LA IMPORTANCIA DE LAS TURBINAS DE GAS EN LA INDUSTRIA PETROLERA MEXICANA

Una de las divisiones estratégicas de Petróleos Mexicanos le corresponde a Pemex Gas y Petroquímica Básica ya que se encarga del procesamiento del gas natural y líquidos asociados, y particularmente, del transporte, comercialización y almacenamiento de sus productos.

En el ámbito internacional en el año 2002, Pemex Gas se situó como la 8ª empresa procesadora de gas natural, con un volumen procesado superior a los 4,000 millones de pies cúbicos diarios (MMPCD) y como la 3ª empresa productora de líquidos, con una producción de 418 miles de barriles diarios (MBD). Cuenta con una extensa red de gasoductos, a través de la cual se transportaron poco más de 4,000 MMPCD de gas natural, lo que la ubicó en el 10º lugar entre las principales empresas transportistas de este energético en Norteamérica.

En México en el año 2002, Pemex Gas se posicionó como la 8ª empresa más grande del país por su nivel de ingresos, cercanos a los 9,000 millones de dólares, con activos del orden de 6,230 millones de dólares.

Pemex Gas cuenta con 8 complejos procesadores de gas natural con las siguientes capacidades: endulzamiento de gas: 4,173 MMPCD; recuperación de líquidos: 5,034 MMPCD; fraccionamiento de líquidos: 563 MBD. La extensión total del SNG es de 9,031 km y cuenta con 8 estaciones de compresión; 3 en el sur del sistema en el área de Cárdenas y Minatitlán, una en Valtierra, Guanajuato, y 4 en la parte norte en los estados de Tamaulipas y Nuevo León.

La logística del gas licuado se apoya en 16 terminales de distribución y 1,822 km de ductos con una capacidad de bombeo de 220 MBD. Para el manejo de petroquímicos básicos, se cuenta con 1,023 km de ductos.

El Sistema Nacional de Gasoductos (SNG) pasa por 18 estados de la República (figura I). Inicia en Chiapas y pasa por Veracruz y Tabasco hasta Tamaulipas con líneas de 24, 36 y 48 pulgadas de diámetro; posteriormente se prolonga por los estados de Nuevo León, Coahuila, Durango y Chihuahua, con líneas de 24 y 36 pulgadas de diámetro. Existen tres líneas importantes de 18, 24 y 36 pulgadas que recorren el centro del país pasando por los estados de Veracruz, Puebla, Tlaxcala, Hidalgo, México, Querétaro, Guanajuato, San Luis Potosí, Michoacán y Jalisco. En Naco, Sonora, inicia un ducto de 327 kilómetros de longitud para la importación de gas natural, de los Estados Unidos de América a Hermosillo.

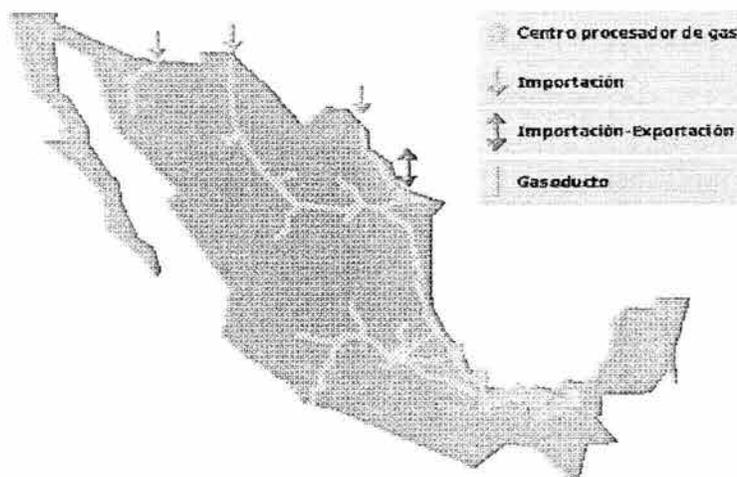


Fig. I Sistema nacional de gasoductos

El SNG cuenta con puntos de inyección de gas natural de origen nacional y puntos de conexión internacional. A través de estos últimos se pueden realizar operaciones de importación o exportación con los Estados Unidos.

Debido a que Pemex Gas tiene concentrado el ochenta por ciento de su actividad en instalaciones de proceso ubicadas al sureste del país (zona de clima tropical) y a que la capacidad instalada en equipos para compresión es de aproximadamente 211 MW entonces, es de suma importancia que para obtener altos niveles de productividad y eficiencia los equipos que proporcionan esta potencia requerida, que en su mayoría turbinas de gas (TG), tengan alta disponibilidad y confiabilidad además de operar lo más eficientemente posible.

Una manera de incrementar la productividad en la planta es la posibilidad de incrementar la capacidad de compresión, lo que es posible si se puede incrementar la potencia proporcionada por las TG; lo que a su vez es posible si se pueden modificar las características del aire que alimenta a las mismas. Un esquema para lograr el objetivo anterior, consiste en el enfriamiento del aire de suministro a TG; lo que puede lograrse por diversos medios.

El trabajo de tesis que a continuación se expone es un estudio técnico-económico sobre la conveniencia de llevar a cabo la instalación de un sistema de enfriamiento para el aire de admisión en turbinas de gas General Electric modelo LM-2500 instaladas en plataformas marinas empleadas para accionar equipos de compresión de gas natural para su transporte (ver figura II). En el idioma inglés estos sistemas reciben el nombre de “*Combustion Turbine Inlet Air Cooling*” del cual se derivan sus siglas CTIAC. En este trabajo se denominarán “*Equipos de Enfriamiento del Aire de Admisión en Turbinas de Gas*” (EEAATG).

El fin práctico de los equipos EEAATG es recuperar la potencia perdida por las TG debido a las elevadas temperaturas ambientales en las que estas operan, además de mejorar su eficiencia. Por ejemplo, en Estados Unidos de Norte América la instalación a nivel comercial de estos equipos en plantas para generación eléctrica de ciclo combinado y/o ciclo simple se comenzó aproximadamente desde la década de los 80's, obteniendo con ello un aumento de su producción por tan solo una parte del dinero que representaría instalar nuevos equipos para cubrir esa demanda.

Durante la recopilación de información respecto a este tema, se encontró que algunas compañías dedicadas a la instalación de equipos EEAATG mencionan que se puede obtener un aumento de potencia hasta del 35%, siendo más atractiva su aplicación en lugares con elevadas temperaturas ambientales y baja humedad, además de ser en su totalidad sistemas pensados para su aplicación en la industria de la generación eléctrica.

A todo eso, los cuestionamientos bajo los cuales está basada la elaboración de esta tesis son: ¿A que se debe el aumento de potencia al enfriar el aire de admisión en las TG?, ¿En cuanto se podría aumentar la potencia de una TG que opera en plataforma?, ¿Qué opciones existen para llevar a cabo el enfriamiento del aire?, ¿Cuál es la opción más adecuada para el equipo instalado en plataforma?, ¿Es conveniente aplicar equipos EEAATG en plataforma?, ¿Queda restringida la aplicación de los equipos EEAATG para climas cálidos y secos?, ¿Por qué típicamente se aplican estos sistemas en plantas de generación eléctrica?

Dado el incremento de potencia en una TG para accionamiento mecánico de un compresor para gas natural: ¿En cuanto se podría incrementar la producción de gas natural?, ¿A cuanto asciende la inversión por un equipo EEAATG y en cuanto tiempo se cubre el costo del equipo?, etc.

Aunque el tema de los equipos EEAATG no es nuevo, el enfoque que se le da en esta tesis si lo es, debido a que:

1. Se piensa aplicar este sistema en plataformas marinas. Esto implica una mayor carga de refrigeración debido a las condiciones climatológicas y por ende un mayor consumo de energía eléctrica de parte del equipo de refrigeración, además de poco espacio disponible.
2. Se aplicaría para turbinas de gas que accionan compresores. Por lo que la energía eléctrica consumida por el equipo de refrigeración se tendrá que obtener de la red de suministro del lugar en cuestión, lo que implica tener la suficiente capacidad en la red eléctrica y tener que pagar el costo de esta.

OBJETIVO

En resumen, el objetivo de este trabajo consiste en establecer de manera concreta la viabilidad técnica y económica de este tipo de equipos con el fin de incrementar la potencia de un sistema de compresión de gas, con las desventajas asociadas a climas rigurosos y la carga eléctrica adicional requerida por el equipo de refrigeración.

El estudio se realizó en cuatro partes, cada una de ellas en un capítulo del trabajo: la primera donde se analiza el comportamiento de la turbina de gas de acuerdo a las condiciones planteadas con el fin de determinar las ganancias de potencia ligada al enfriamiento del aire, la segunda donde se analizan los sistemas de refrigeración de aire de manera que se define la opción apropiada para el caso de estudio, la tercera donde se cuantifica la ganancia en producción de compresión de gas natural para un caso teórico propuesto y la última donde se analiza todo el sistema en su conjunto: sistema de refrigeración, turbina de gas, acoplamiento con compresores y sistema de distribución, determinando tanto su viabilidad técnica como económica.

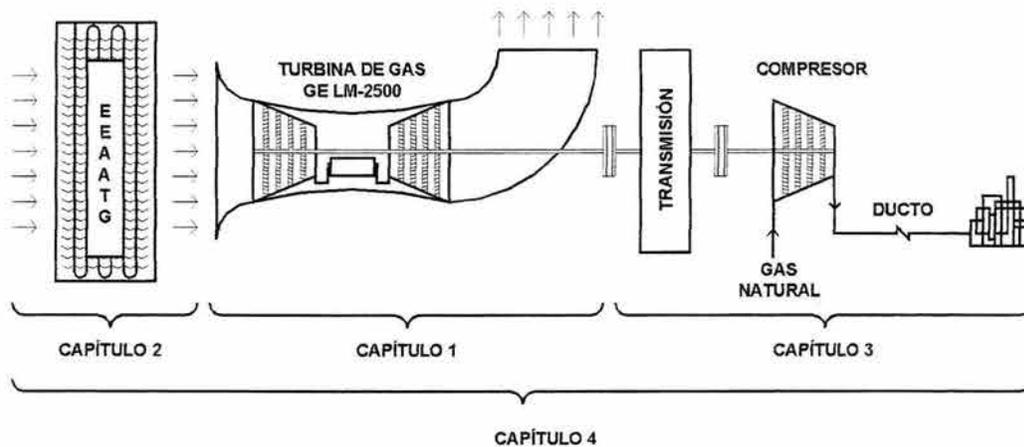


Fig. II Esquema global del sistema

CAPITULO 1

“TURBINA DE GAS GE MODELO LM2500”

Para el caso de estudio de esta tesis se tomó como base una TG marca General Electric modelo LM2500 por ser la que comúnmente es aplicada para accionar equipos de compresión de gas natural en plataformas marinas para su envío a tierra.

Para justificar el empleo del equipo de enfriamiento de aire se debe estudiar primero de que manera afecta la temperatura de admisión al desempeño de la TG. Para esto, es necesario conocer las características de la TG para poder plantear un modelo termodinámico que permita estimar el cambio de potencia, consumo de combustible y eficiencia que experimentaría al pasar de las condiciones en que se encuentra trabajando a las nuevas condiciones que proporcionaría el equipo de refrigeración.

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA TURBINA LM2500

El sistema LM2500 fue diseñado por la división de Turbinas de Gas industriales de la compañía GE.

En el diseño de la turbina LM2500 se hicieron las adecuaciones pertinentes de manera que para estas turbinas, que son aeroderivadas, se pudieran conseguir mayores tiempos de operación reduciendo así las interrupciones para mantenimiento y por ende una mayor disponibilidad.

Todo esto resultó en una turbina de gas industrial, que en su época fue altamente rentable e industrializada. Con una eficiencia térmica que ronda el 37%, con un consumo de combustible que es de 10 a 30% menor que los de equipos similares.

La información técnica que este equipo se presenta en la siguiente sección. En dicha sección se excluyeron las curvas características, así como las dimensiones y pesos. Si se desea consultarlos, estos aparecen en el anexo "A"

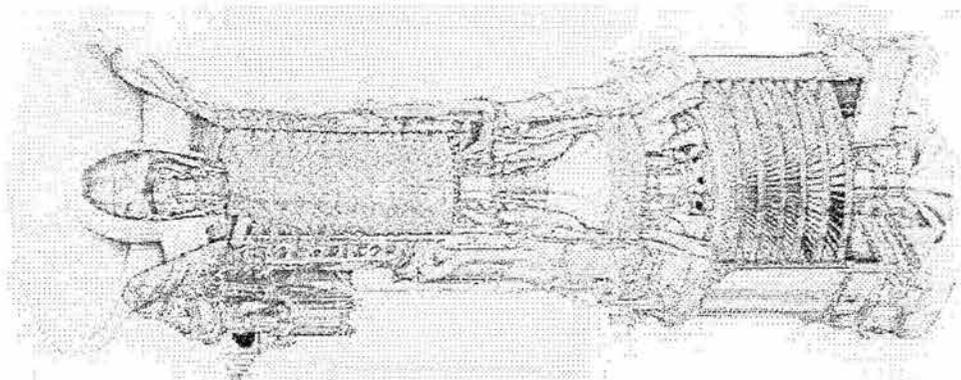


Fig. 1.1 Turbina LM-2500

1.2 DATOS TÉCNICOS

1.- Modelo:	LM2500
2.- Ciclo:	Simple
3.- Número de ejes:	2
4.- Dirección de rotación:	Horario
5.- Compresor:	
a) tipo:	Axial
b) total de etapas:	16
c) Relación de presión:	18:1
d) Velocidad:	9827 RPM
6.- Turbina:	
a) Etapas de alta presión:	Dos (2)
b) Etapas de trabajo:	Seis (6)
c) Velocidad:	3600 RPM
7.- Combustor:	
a) Configuración:	Anular
b) Combustible:	Gas Natural
c) Quemadores:	Treinta (30)

La turbina de gas LM2500 (figura 1.1) es una turbina de ciclo simple de dos ejes que consiste de un generador de gases y una turbina de trabajo con el eje de potencia extraído con un cople flexible de carga a través del ducto de escape. El generador de gas consiste de un compresor de geometría variable, una cámara de combustión tipo anular, una turbina de alta presión, un reductor, controles y accesorios. La turbina de potencia es de seis etapas, turbina de baja presión aerodinámicamente acoplada al generador de gases y accionada por el generador de gases de escape.

1.- Sección de admisión

La sección de admisión consiste de un una boca acampanada y una punta tipo bala. La boca acampanada contiene un múltiple para inyección de spray de soluciones limpiadoras hacia el compresor para remover la suciedad. La limpieza del compresor se realiza mientras se monitorea el generador de gases con el arrancador. La boca y punta son de aluminio recubierto con resina epóxica.

2.- Sección de compresión

El compresor (figura 1.2) es de 16 etapas, de relación de presión elevada (18:1) y de flujo axial. Las partes primordiales son: marco frontal del compresor, rotor, estator y marco posterior. El principal objetivo de la sección de compresión es comprimir el aire para la combustión; sin embargo, parte del aire es extraído para enfriamiento propio de la turbina. Los alabes guía a la entrada y en las seis primeras etapas son de posición variable; su posición angular es cambiada en función de la temperatura de admisión y la velocidad del compresor. Esto, junto con el limitador de velocidad, provee una operación óptima del compresor a través de todo el rango de operación del mismo.

separados en cada anillo. Estos agujeros ayudan a centrar la flama y permitir el balance para aire de combustión. Los agujeros de dilución son utilizados en los anillos interiores y exteriores para un mezclado adicional y bajar la temperatura de entrada a la turbina.

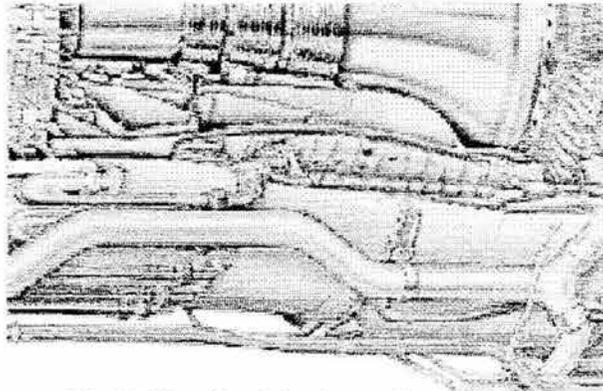


Fig. 1.4 Sección de la cámara de combustión

4.- Sección de la turbina de alta presión

Esta consiste de un rotor de la turbina de alta presión, primera y segunda etapa de montajes de inyectores de la turbina y el marco medio de la turbina (figura 1.5). Las boquillas de las turbinas direccionan el gas caliente del generador de gases hacia los alabes del rotor de la turbina de trabajo en un ángulo y velocidad óptimos.

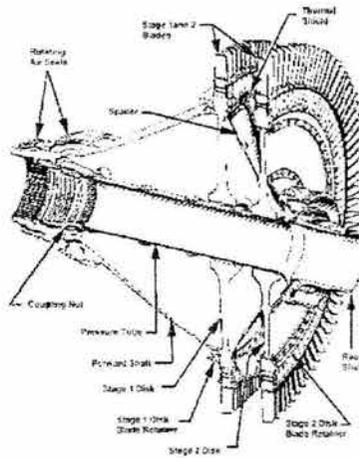


Fig. 1.5 Turbina de alta presión

5.- Parte media de la turbina

Esta sección contiene al extremo final del rotor de la turbina de alta presión y al extremo inicial de la turbina de potencia. El marco provee un pasaje difusor suave para la descarga de la turbina de alta presión hacia la turbina de trabajo o potencia. La tubería para la lubricación de los rodamientos y presurización para sellos está localizado dentro de los puntales del marco. El marco tiene puertos para los termopares y puntas de prueba para la medición de presión de los gases de escape de la turbina de alta presión. Estos puertos también permiten el acceso para un baroscopio de inspección.

6.- Sección motriz

Esta sección (figura 1.6) consiste de una caja de engranes de entrada en el cubo del marco frontal, un eje motriz, un caja de transmisión atornillada por debajo del marco delantero. El arrancador, la bomba de combustible y el filtro en los equipos de combustible líquido, la bomba hidráulica y la bomba de barrido de lubricante que están montadas en el final de la caja de transmisión.

La potencia motriz para el equipo accesorio es obtenida del rotor del compresor a través de un eje hueco de gran diámetro el cual está conectado a la parte frontal del rotor. Un juego de engranes cónicos en la transmisión transfiere esta potencia al eje motriz radial, el cual transmite la potencia a otro juego de engranes cónicos en la parte frontal de la caja de transmisión. Un eje motriz corto transmite la potencia a los demás accesorios en la caja de transmisión.

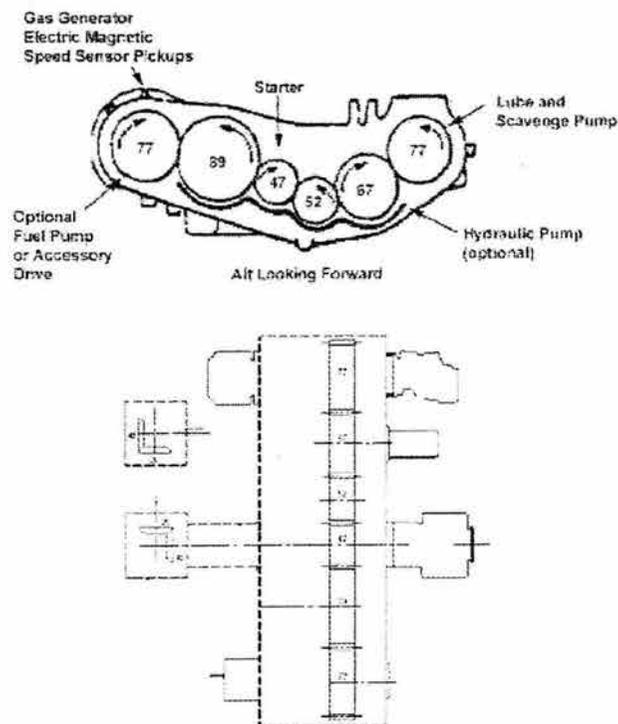


Fig. 1.6 Configuración de la transmisión para el equipo accesorio

7.- Turbina de potencia

Los álabes de este rotor (figura 1.7) tienen cubiertas que se entrelazan entre si para obtener niveles bajos de vibración y estos álabes a su vez están sujetos al disco mediante bases tipo cola de paloma. Sellos rotativos reemplazables asegurados entre los espacios de los discos encajan con sellos estacionarios para evitar pérdidas excesivas de gas entre etapas.

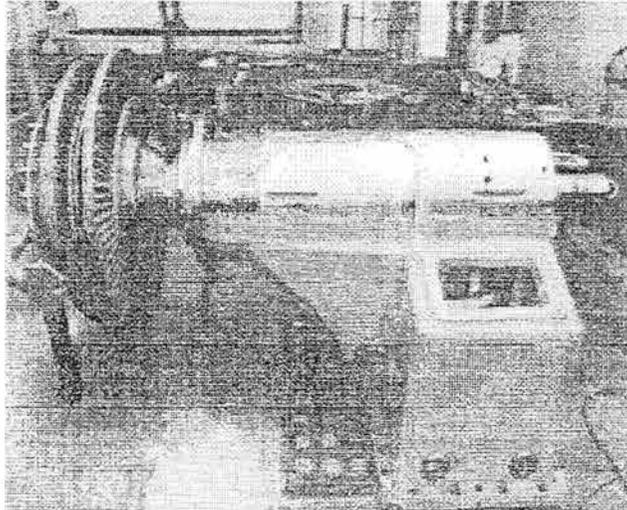


Fig. 1.7 Turbina de potencia

8.- Acoplamiento de carga

Es un disco seco, no lubricado el cual está provisto de guardas de acoplamiento. La dirección de rotación de éste es contra las manecillas del reloj cuando se mira en la dirección del flujo del gas.

9.- Pleno de gases de escape

Este consiste de un difusor interno y externo. La sección difusora recupera una porción de la energía cinética de los gases de escape que se alejan de la turbina de gas antes de dar un giro de 90° en el ducto de escape.

El pleno de escape esta soportado independientemente de la estructura de la turbina de gas. Sellos del tipo utilizados en pistones (anillos) y platos flexibles son utilizados para adaptarse a la expansión térmica entre los elementos de la turbina y el pleno de escape.

10.- Patín del equipo

La base de la turbina está fabricada de acero estructural y soporta o contiene a la turbina, el pleno de admisión, sistema de escape, el encabinado y el módulo de accesorios. Todas las conexiones mecánicas y eléctricas se realizan en los lados de la base. Toda la tubería y cableado sobre la base son prefabricados y preinstalados.

1.3 ESTIMACIÓN DE LA GANANCIA DE POTENCIA AL ENFRIAR EL AIRE DE ENTRADA

A continuación se muestra el estudio termodinámico necesario para estimar, principalmente, la variación en la potencia que experimenta el equipo LM2500 debido a la temperatura en la admisión del mismo basándose en los datos técnicos que el fabricante proporciona.

1.3.1 CICLO BRAYTON ABIERTO DE AIRE ESTÁNDAR

En un ciclo de potencia simple para una turbina de gas se emplea equipo separado para los diversos procesos del ciclo (figura 1.8). Al inicio, el aire se comprime en forma adiabática en un compresor rotatorio axial o centrífugo. Al final de este proceso, el aire entra a una cámara de combustión donde se inyecta y quema combustible a presión esencialmente constante. Los productos de la combustión se expanden luego a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente de los alrededores. Un ciclo compuesto por estos tres pasos recibe el nombre de *ciclo abierto*, ya que el ciclo en realidad no se completa. Los ciclos de las turbinas de gas reales son ciclos abiertos, ya que se debe introducir aire en forma continua en el compresor.

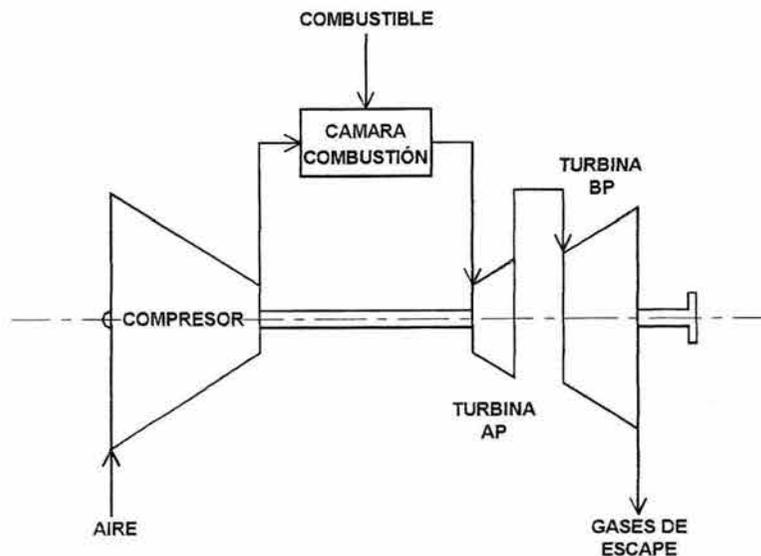


Fig. 1.8 Esquema de una turbina de gas de dos ejes

En el análisis de los ciclos de las turbinas de gas, es útil emplear al principio un ciclo de aire estándar idealizado. A tal ciclo ideal se le llama *ciclo Brayton*, en honor del trabajo que George Brayton desarrolló en la década de 1870. El ciclo cerrado de aire estándar de la turbina de gas se compone de cuatro procesos internamente reversibles:

1. Compresión adiabática
2. Adición de calor a presión constante
3. Expansión adiabática y
4. Expulsión de calor a presión constante

Así los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, y el proceso real de la combustión se sustituye por un proceso de adición de calor. El empleo de aire como medio de trabajo en todo el ciclo es un modelo muy bueno de la práctica real, ya que es muy común encontrar relaciones de aire y combustible aproximadamente de 50:1 con base masa.

Los diagramas pv y Ts para el ciclo ideal se muestran en la figura 1.9. Para los procesos 1-2 y 3-4, que son isentrópicos, el principio de conservación de la energía se reduce a:

$$w = \Delta h + \Delta e_c \quad \dots 1.1$$

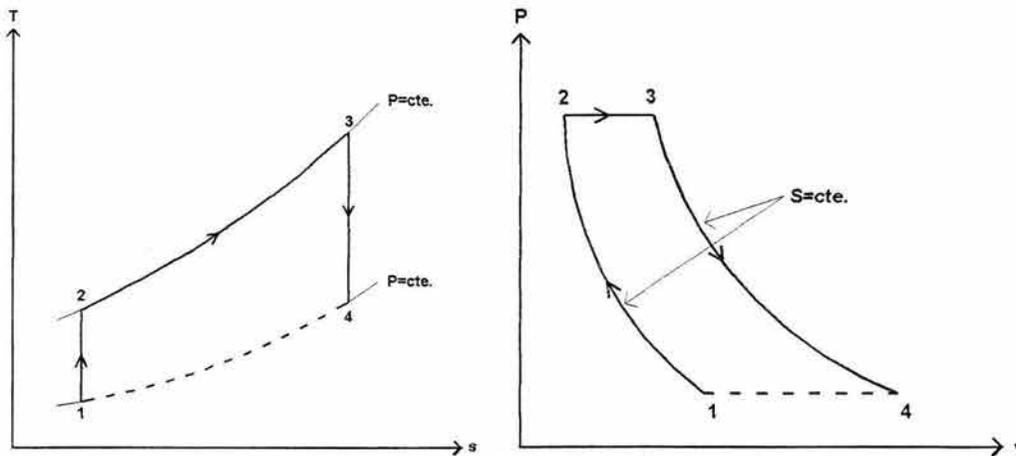


Fig. 1.9 Diagramas p vs. v y T vs. s del ciclo Brayton ideal

El balance de energía en flujo estacionario para los cambiadores de calor utilizados en los procesos 2-3 y 4-1 tiene la forma:

$$q = \Delta h + \Delta e_c \quad \dots 1.2$$

Si no hay cambios apreciables de energía cinética (e_c), la eficiencia térmica del ciclo ideal de Brayton está dada por:

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}} \quad \dots 1.3$$

donde el subíndice s denota un estado de salida isentrópico. Para un ciclo de Brayton de aire estándar con capacidades térmicas específicas constantes, la ecuación 1.3 se convierte en:

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{T_{4s} - T_1}{T_3 - T_{2s}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\Gamma_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad \dots 1.4$$

donde:

$$r = \frac{v_1}{v_2}$$

$$r_p = \frac{p_2}{p_1}$$

El empleo de las propiedades constantes, que llevó a la ecuación 1.4 es muy útil en el modelado inicial del ciclo de potencia de la turbina de gas. Sin embargo, para obtener valores de los términos de calor y trabajo en el análisis de un ciclo, es necesario tener en cuenta la variación de c_p con respecto a la temperatura.

Para el ciclo tenemos que el trabajo realizado por el compresor esta dado por la siguiente expresión:

$$w_{Cs} = h_{2s} - h_1 \quad \dots 1.5$$

de la cual se deriva la siguiente expresión para calcular la potencia:

$$\dot{W}_{Cs} = \dot{m}_a (h_{2s} - h_1) \quad \dots 1.6$$

El trabajo que realiza la turbina esta dado por:

$$w_{Ts} = h_3 - h_{4s} \quad \dots 1.7$$

de igual forma:

$$\dot{W}_{Ts} = \dot{m}_a (h_3 - h_{4s}) \quad \dots 1.8$$

El calor suministrado para el caso isentrópico esta dado por:

$$q_{Ss} = h_3 - h_{2s} \quad \dots 1.9$$

$$\dot{Q}_{Ss} = \dot{m}_a (h_3 - h_{2s}) \quad \dots 1.10$$

Para obtener la potencia neta que se obtiene de la turbina de gas simplemente se tiene que restar la potencia de compresión a la potencia de la turbina así:

$$\dot{W}_{Ns} = \dot{W}_{Ts} - \dot{W}_{Cs} \quad \dots 1.11$$

La eficiencia térmica esta dada por

$$\eta_{ts} = \frac{\dot{W}_{Ns}}{\dot{Q}_{Ss}} \quad \dots 1.12$$

Para turbinas y compresores que en la práctica son casi adiabáticos, el trabajo isentrópico asociado con estos dispositivos es un estándar, con el cual se puede comparar el equipo real. El funcionamiento verdadero de los dispositivos que producen o reciben trabajo y que son esencialmente adiabáticos se describen con el uso de una eficiencia adiabática.

La *eficiencia adiabática de la turbina* η_T se define como:

$$\eta_T = \frac{W_r}{W_s} \quad \dots 1.13$$

donde:

W_r es el trabajo real

W_s es el trabajo isentrópico

Esta cantidad se llama a menudo *eficiencia de la turbina*. En la figura 1.10 se muestran los procesos adiabáticos reversibles e irreversibles en una turbina. La entropía específica siempre aumenta para el proceso adiabático real, como exige la segunda ley. Si se desprecian los cambios en las energías cinética y potencial, los términos de trabajo se pueden evaluar en función de los cambios de entalpía de un proceso en flujo estacionario. Empleando la notación de la figura, la eficiencia adiabática de un dispositivo generador de trabajo, como una turbina, se puede escribir así:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad \dots 1.14$$

donde el subíndice r representa la condición de salida real, mientras que el subíndice s representa el estado de salida isentrópico.

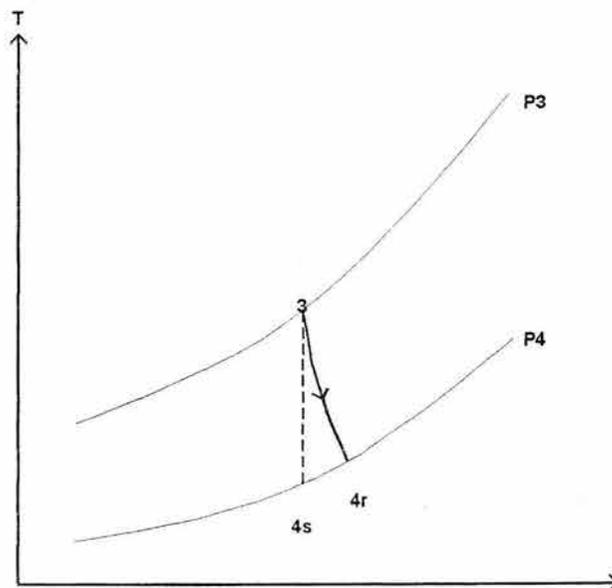


Fig. 1.10 Comportamiento real de una turbina

Para dispositivos que requieren trabajo de entrada, la eficiencia *adiabática del compresor* se define como:

$$\eta_c = \frac{W_s}{W_r} \quad \dots 1.15$$

Es conveniente referirse simplemente a la eficiencia del compresor. La figura 1.11 muestra los flujos reversible e irreversible a través de un compresor adiabático. El proceso isentrópico 1-2_s se muestra de nuevo en un diagrama *Ts*. En este último caso, la eficiencia adiabática del compresor queda definida como:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad \dots 1.16$$

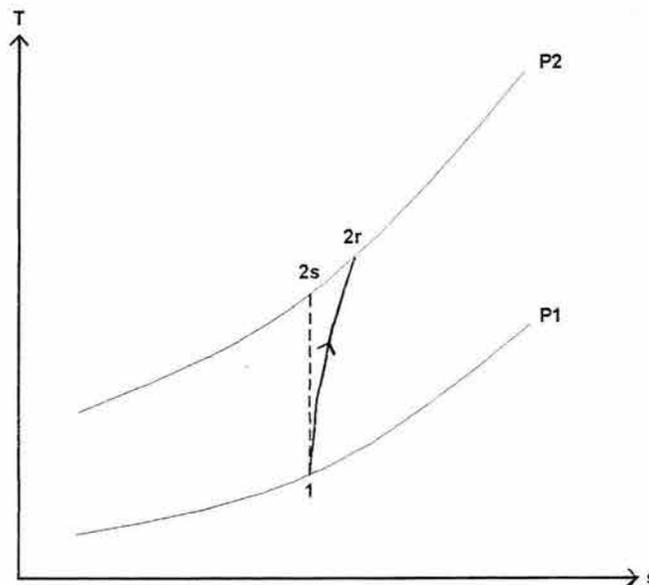


Fig. 1.11 Comportamiento real de un compresor

Considerando los valores reales de los estados y no los isentrópicos las ecuaciones 1.6, 1.8, 1.10, 1.11 y 1.12 resultan:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_a (h_{2r} - h_1) \quad \dots 1.6'$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_a (h_3 - h_{4r}) \quad \dots 1.8'$$

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_a (h_3 - h_{2r}) \quad \dots 1.10'$$

$$\dot{W}_N = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad \dots 1.11'$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_N}{\dot{Q}_S} \quad \dots 1.12'$$

1.3.2 MODELADO TERMODINÁMICO DE LA TURBINA LM-2500

El modelado termodinámico de la TG se hará con base a un ciclo Brayton simple con referencia en los datos que el fabricante proporciona para las condiciones ISO ($T=15\text{ °C}$, $p = 1\text{ atm}$ y $\Phi=60\%$). Las consideraciones para dicho análisis son las siguientes:

1. Ciclo abierto.
2. Eficiencias adiabáticas del compresor y turbina iguales.
3. No existen pérdidas de calor y/o presión en la cámara de combustión.
4. No existen pérdidas de presión a la entrada del compresor y a la salida de la turbina.

Los datos que proporciona el fabricante para este equipo se resumen en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Datos del fabricante para la turbina LM-2500

VALORES A CONDICIONES ISO	
T_{amb}	15 °C
p_{amb}	101.3 kPa
\dot{W}_{ISO}	20,507 kW _m
HR	9,755 kJ/kW•h
r_p	18:1
PCB	48,448 kJ/kg
\dot{m}_{aire}	65.39 kg/s

La representación gráfica del modelo termodinámico básico a seguir (ciclo Brayton) se muestra a continuación en la figura 1.12:

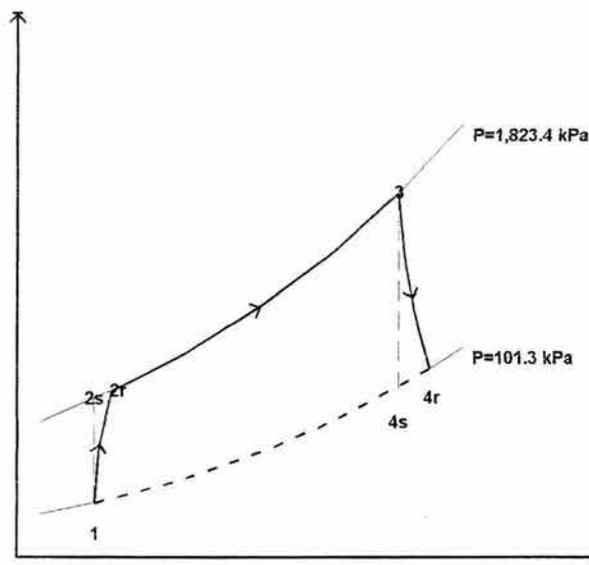


Fig. 1.12 Diagrama Ts a utilizar en el modelado termodinámico de la turbina de gas

A continuación se muestran los cálculos necesarios para obtener las eficiencias adiabáticas del compresor y la turbina del equipo LM2500 a las condiciones ISO. Estas se ajustan de manera que los datos proporcionados en la tabla 1.1 se cumplan. Una vez obtenidas estas, se simulará la TG LM2500 a temperaturas del aire de admisión de 40 °C y 7.33 °C para saber en cuanto varía la potencia entregada y a que se debe. Este análisis requiere el empleo de tablas de aire a baja presión y se utilizó una versión electrónica de las mismas¹.

1.3.2.1 OBTENCIÓN DE LAS EFICIENCIAS ADIABÁTICAS DEL COMPRESOR Y TURBINA PARA LAS CONDICIONES ISO

Estado 1:

Las propiedades conocidas son:

$$\begin{aligned} T_1 &= 15 \text{ °C} \\ p_1 &= 101.3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

con lo que se lee de tablas:

$$\begin{aligned} h_1 &= 288.29 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 2.4711 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

Estado 2:

Si se considera un proceso isentrópico del *estado 1* al *estado 2* con la relación de presión de 18:1, los valores de la presión y entropía son los siguientes:

$$\begin{aligned} p_2 &= 1,823.4 \text{ kPa} \\ s_2 &= s_1 = 2.4711 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

con los que se obtienen los siguientes valores de temperatura y entalpía:

$$\begin{aligned} T_{2s} &= 375.15 \text{ °C} \\ h_{2s} &= 658.16 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para obtener el estado real 2, en una primera aproximación se considerará una eficiencia adiabática del 90% para el compresor. De la ecuación 1.16 se tiene que:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

despejando h_{2r} :

¹ Las tablas utilizadas son parte de un software que viene incluido en el libro "Thermodynamics – an engineering approach" de Yunus A. Cengel y Michael A. Boles, 2ª Ed. Mc-Graw Hill, Nueva York, 1994.

$$h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1$$

sustituyendo los valores de h_{2s} , h_1 y η_c :

$$h_{2r} = (658.16 - 288.29) \text{ kJ/kg} / 0.9 + 288.29 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2r} = 699.26 \text{ kJ/kg}$$

de las tablas de aire, con el valor de la entalpía h_{2r} y la presión p_2 , se lee que el valor de la temperatura es de:

$$T_{2r} = 413.68 \text{ }^\circ\text{C}$$

Estado 3:

Para determinar el calor suministrado por el combustible se usa el valor del “*Heat Rate*”, este tiene un valor de $HR = 9,755 \text{ kJ/kW}\cdot\text{h}$. Este indica la cantidad de calor (en kJ/h) que se tiene que suministrar a la turbina para obtener 1 kW de potencia mecánica en la flecha de trabajo. Entonces:

$$HR = 9,755 \text{ kJ}_t/\text{kW}_m\cdot\text{h} = 9,755 \text{ kJ}_t/(\text{kW}_m\cdot 3600\text{s}) = 2.7097 \text{ kW}_t/\text{kW}_m$$

Donde los subíndices m y t se refieren a la potencia mecánica y térmica respectivamente. Si la potencia obtenida a condiciones ISO es de $20,507 \text{ kW}_m$ entonces:

$$\dot{Q}_s = 20,507 \text{ kW}_m \times 2.7097 \text{ kW}_t/\text{kW}_m = 55,568 \text{ kW}_t$$

obteniendo la cantidad de calor suministrado por unidad de masa que circula en la TG:

$$q_s = 55,568 \text{ kW}_t / 65.39 \text{ kg/s} = 849.79 \text{ kJ/kg}$$

además se puede calcular el gasto de combustible utilizando el poder calorífico del mismo que es de $48,448 \text{ kJ/kg}$ para el gas natural:

$$55,568 \text{ kW}_t / 48,448 \text{ kJ/kg} = 1.147 \text{ kg/s}$$

la relación aire/combustible de la TG es:

$$65.39 \text{ kg}_{\text{aire}} : 1.147 \text{ kg}_{\text{comb}}$$

$$57.01 : 1 \approx 57 : 1$$

por lo que para efectos de cálculos se puede despreciar la cantidad de combustible inyectado.

La cantidad de calor suministrado se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$q_s = h_3 - h_{2r} \quad \dots 1.9'$$

que es similar a la ecuación 1.9 obtenida anteriormente pero considerando el estado real 2.
Despejando h_3 :

$$h_3 = h_{2r} + q_s$$

sustituyendo valores de h_{2r} y q_s :

$$\begin{aligned} h_3 &= 699.26 \text{ kJ/kg} + 849.79 \text{ kJ/kg} \\ h_3 &= 1,549.05 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

con el valor de entalpía h_{3r} obtenido y la presión p_3 de 1,823.4 kPa, se lee de las tablas de aire los siguientes valores para la temperatura y entropía:

$$\begin{aligned} T_3 &= 1,155.52 \text{ °C} \\ s_3 &= 3.3657 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

La temperatura T_3 se aproxima a la temperatura máxima permisible a la entrada de la turbina que es de aproximadamente 1100 °C.

Estado 4:

Si se considera un proceso isentrópico del *estado 3* al *estado 4* con la relación de presión de 18:1 y con los valores de las propiedades de presión y entropía:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_1 = 101.3 \text{ kPa} \\ s_4 &= s_3 = 3.3657 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

se lee de las tablas de aire los siguientes valores para temperatura y entalpía:

$$\begin{aligned} T_{4s} &= 415.82 \text{ °C} \\ h_{4s} &= 701.55 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para obtener el estado real 4 se considerará una eficiencia del 90% para la turbina al igual que lo fue en el compresor. De la ecuación 1.14:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}}$$

despejando h_{4r} :

$$h_{4r} = h_3 - \eta_T (h_3 - h_{4s})$$

sustituyendo valores de h_{4s} , h_3 y η_T :

$$\begin{aligned} h_{4r} &= 1,549.05 \text{ kJ/kg} - 0.9 \times (1,549.05 - 701.55) \text{ kJ/kg} \\ h_{4r} &= 786.30 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

con este valor de entalpía y la presión p_4 de 101.3 kPa de lee de las tablas de aire el siguiente valor de temperatura:

$$T_{4r} = 494.19 \text{ °C}$$

Ahora se calculan los trabajos, calores y la eficiencia térmica con ayuda de las ecuaciones 1.6', 1.8', 1.10', 1.11' y 1.12'

$$W_C = 65.39 \text{ kg/s} \times (699.26 - 288.29) \text{ kJ/kg} = 26,873 \text{ kW}_m$$

$$W_T = 65.39 \text{ kg/s} \times (1,549.05 - 786.30) \text{ kJ/kg} = 49,876 \text{ kW}_m$$

$$W_N = 49,876 \text{ kW} - 26,873 \text{ kW} = 23,003 \text{ kW}_m$$

$$Q_S = 65.39 \text{ kg/s} \times (1,549.05 - 699.26) \text{ kJ/kg} = 55,568 \text{ kW}_t$$

$$\eta_t = 23,003 \text{ kW} / 55,568 \text{ kW} = 0.4140 = 41.40\%$$

Como se puede observar, la potencia neta obtenida aún es diferente de la especificada por el fabricante a condiciones ISO (20,507 kW_m). Lo siguiente es repetir el procedimiento anterior cambiando el valor de las eficiencias adiabáticas del compresor y turbina; manteniendo constante el calor suministrado, la relación de presiones, el flujo y la temperatura del aire de admisión. Este es un proceso iterativo, por lo que los resultados de dichas iteraciones se muestran a continuación en la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Resumen de los resultados de las iteraciones al variar la eficiencia adiabática del compresor y turbina.

Iteración	1	2	3	4	5	6
η_T, η_C	90%	80%	85%	86%	87%	86.57%
T_1 [°C]	15	15	15	15	15	15
T_{2r} [°C]	413.68	461.37	436.18	431.48	426.89	428.85
T_3 [°C]	1,155.40	1,198.05	1,175.49	1,171.29	1,167.18	1,168.93
T_{4r} [°C]	494.19	598.45	545.29	534.94	524.66	529.08
p_1 [kPa]	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
p_2 [kPa]	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4
p_3 [kPa]	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4	1,823.4
p_4 [kPa]	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3
h_1 [kJ/kg]	288.29	288.29	288.29	288.29	288.29	288.29
h_{2r} [kJ/kg]	699.26	750.63	723.43	718.37	713.43	715.54
h_3 [kJ/kg]	1,549.04	1,600.41	1,573.22	1,568.16	1,563.21	1,565.33
h_{4r} [kJ/kg]	786.30	901.30	842.35	830.95	819.65	824.48
\dot{m}_a [kg/s]	65.39	65.39	65.39	65.39	65.39	65.39
W_C [kW _m]	26,873	30,232	28,454	28,123	27,800	27,938
W_T [kW _m]	49,876	45,715	47,792	48,206	48,621	48,444
W_N [kW _m]	23,003	15,483	19,338	20,083	20,822	20,506
Q_S [kW _t]	55,568	55,568	55,568	55,568	55,568	55,568
η_t [%]	41.40%	27.86%	34.80%	36.14%	37.47%	36.90%

La representación gráfica de los resultados obtenidos en la 6ª iteración se muestran en la figura 1.13.

Con los datos de las eficiencias adiabáticas del compresor y turbina ya obtenidas, se simulará a la TG con una temperatura del aire de admisión (estado 1) de 40 °C y 7.33 °C para cuantificar la ganancia de potencia y el cambio en la eficiencia.

Las consideraciones hechas para el siguiente análisis son:

1. Las eficiencias del compresor y turbina permanecen iguales (86.57%).
2. La potencia neta en ambos casos será de 20,507 kW_m, por lo que se tendrá que ajustar el calor suministrado en cada caso. Esto se realizará con la ayuda de un programa de cómputo.
3. Al igual que en el caso anterior se despreciarán las pérdidas de calor y presión en la cámara de combustión.
4. El flujo másico de aire se considera el mismo (65.39 kg/s).
5. No hay pérdidas de presión en la admisión ni en el escape.

El procedimiento a seguir para dicho análisis es el mismo hecho en la sección 1.3.2.1 por lo que los cálculos presentados están más resumidos.

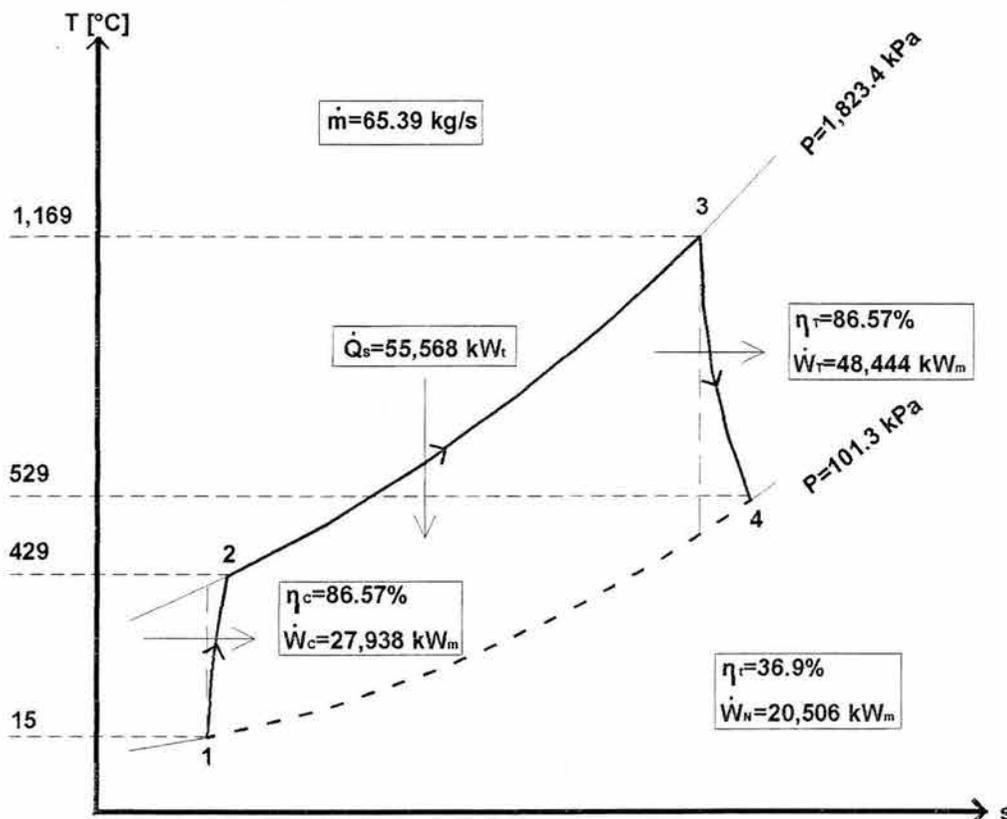


Fig. 1.13 Representación de los estados 1, 2, 3 y 4 para la turbina de gas bajo condiciones ISO

1.3.2.2 SIMULACIÓN DE LA TG A UNA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN DE 40 °C

Estado 1:

Propiedades conocidas:

$$\begin{aligned} T_1 &= 40 \text{ °C} \\ p_1 &= 101.3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

con lo que se lee de tablas:

$$\begin{aligned} h_1 &= 313.41 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 2.5547 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

Estado 2:

Propiedades conocidas:

$$\begin{aligned} p_2 &= 1,823.4 \text{ kPa} \\ s_2 = s_1 &= 2.5547 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

con lo que se lee de tablas:

$$\begin{aligned} h_{2s} &= 714.54 \text{ kJ/kg} \\ T_{2s} &= 427.92 \text{ °C} \end{aligned}$$

Para obtener el estado real 2 se considera la eficiencia adiabática del compresor (86.57%):

$$h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1$$

sustituyendo los valores de h_{2s} , h_1 y η_c :

$$\begin{aligned} h_{2r} &= (714.54 - 313.41) \text{ kJ/kg} / 0.8657 + 313.41 \text{ kJ/kg} \\ h_{2r} &= 776.77 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

con el valor de presión p_2 y entalpía h_{2r} se lee de las tablas de aire:

$$T_{2r} = 485.45 \text{ °C}$$

Estado 3:

Propiedades conocidas:

$$p_3 = p_2 = 1,823.4 \text{ kPa}$$

Para saber el valor de todas las propiedades del estado 3 es necesario saber su valor de entalpía y para esto, conociendo el valor de entalpía h_{2r} , es necesario conocer el valor del calor suministrado.

El calor suministrado debe ser tal que la potencia neta del ciclo Brayton propuesto tenga un valor de 20,507 kW_m. Para esto se deben hacer varios cálculos de dicho ciclo variando el calor suministrado hasta obtener el valor de potencia neta buscado.

Las iteraciones fueron hechas con la ayuda de un programa de cómputo², los resultados de estas se resumen en la tabla 1.3 y se hicieron siguiendo el esquema que se describe:

Establecidos los valores de r_p , p_1 , T_1 , η_C , η_T y el gasto de aire, se propone un valor de calor suministrado, se resuelve el ciclo Brayton correspondiente a estos valores con lo que se obtiene una potencia neta determinada. Este valor de potencia es comparado con el valor de 20,507kW_m o a su equivalente de 313.6 kJ/s con base al flujo de aire de 65.39 kg/s. Si no es igual o aproximadamente el mismo se intenta con otro valor de calor suministrado.

Tabla 1.3 Iteraciones para encontrar el calor suministrado a la TG que opera a una temperatura del aire de admisión de 40°C y que resulte en una potencia neta de 20,507 kW_m (los resultados de calor y trabajo están con base a un gasto de aire de 65.39 kg/s)

Fluido de trabajo: Aire

Calor específico es considerado como variable respecto a la temperatura

Eficiencia adiabática del compresor: 86.57 %

Eficiencia adiabática de la turbina: 86.57 %

Presión a la entrada del compresor, p_1 : 0.101 MPa

Temperatura a la entrada del compresor, T_1 : 40.00 °C

Relación de presión, p_2/p_1 : 18.00

i	q_s [kJ/kg]	T_2 [°C]	p_2 [MPa]	T_3 [°C]	T_{4s} [°C]	w_C [kJ/kg]	w_T [kJ/kg]	w_N [kJ/kg]	w_C/w_T [%]	η_t [%]
1	700.0	485.4	1.8	1,095.1	383.4	463.4	701.1	237.7	66.09	33.96
2	800.0	485.4	1.8	1,178.4	428.4	463.4	746.0	282.6	62.12	35.32
3	900.0	485.4	1.8	1,261.2	473.3	463.4	790.5	327.2	58.61	36.35
4	850.0	485.4	1.8	1,219.9	450.9	463.4	768.3	304.9	60.31	35.87
5	875.0	485.4	1.8	1,240.5	462.1	463.4	779.4	316.1	59.45	36.12
6	860.0	485.4	1.8	1,228.1	455.4	463.4	772.7	309.4	59.96	35.97
7	868.0	485.4	1.8	1,234.8	459.0	463.4	776.3	312.9	59.69	36.05
8	869.0	485.4	1.8	1,235.6	459.4	463.4	776.7	313.4	59.65	36.06
9	869.5	485.4	1.8	1,236.0	459.6	463.4	777.0	313.6	59.64	36.07

Como se puede observar el calor suministrado resulta con un valor de:

$$q_s = 869.5 \text{ kJ/kg}$$

entonces, despejando a h_3 de la ecuación 1.9' y sustituyendo los valores de q_s y h_{2r} :

$$h_3 = 776.77 \text{ kJ/kg} + 869.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1,646.27 \text{ kJ/kg}$$

² El programa utilizado también es parte del software que viene incluido en el libro "Thermodynamics – an engineering approach" de Yunus A. Cengel y Michael A. Boles, 2ª Ed. Mc-Graw Hill, Nueva York, 1994.

con h_3 y p_3 se lee de las tablas de aire:

$$\begin{aligned} T_3 &= 1,236.1 \text{ °C} \\ s_3 &= 3.4318 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

Estado 4:

Propiedades conocidas:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_1 = 101.3 \text{ kPa} \\ s_4 &= s_3 = 3.4318 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{aligned}$$

con estos valores, se lee en las tablas de aire:

$$\begin{aligned} h_{4s} &= 748.59 \text{ kJ/kg} \\ T_{4s} &= 459.49 \text{ °C} \end{aligned}$$

Para obtener el estado real 4 se considera la eficiencia adiabática de la turbina (86.57%):

$$h_{4r} = h_3 - \eta_T (h_3 - h_{4s})$$

sustituyendo h_3 , h_{4s} y η_T :

$$\begin{aligned} h_{4r} &= 1,646.26 \text{ kJ/kg} - 0.8657 \times (1,646.26 - 748.59) \text{ kJ/kg} \\ h_{4r} &= 869.15 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

con h_{4r} y p_4 se lee de las tablas de aire:

$$T_{4r} = 569.53 \text{ °C}$$

Ahora se calculan los trabajos, calores y la eficiencia térmica con ayuda de las ecuaciones 1.6', 1.8', 1.10', 1.11' y 1.12'

$$\begin{aligned} \dot{W}_C &= 65.39 \text{ kg/s} \times (776.77 - 313.41) \text{ kJ/kg} = 30,299 \text{ kW}_m \\ \dot{W}_T &= 65.39 \text{ kg/s} \times (1,646.27 - 869.15) \text{ kJ/kg} = 50,816 \text{ kW}_m \\ \dot{W}_N &= 50,816 \text{ kW} - 30,299 \text{ kW} = 20,517 \text{ kW}_m \\ \dot{Q}_s &= 65.39 \text{ kg/s} \times (1,646.27 - 776.77) \text{ kJ/kg} = 56,857 \text{ kW}_t \\ \eta_t &= 20,517 \text{ kW} / 56,857 \text{ kW} = 0.3609 = 36.09\% \end{aligned}$$

1.3.2.3 SIMULACIÓN DE LA TG A UNA TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN DE 7.33 °C

Estado 1:

Propiedades conocidas:

$$\begin{aligned} T_1 &= 7.33^\circ\text{C} \\ p_1 &= 101.3 \text{ kPa} \end{aligned}$$

con lo que se lee de tablas:

$$\begin{aligned} h_1 &= 280.58 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 2.4440 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \end{aligned}$$

Estado 2:

Propiedades conocidas:

$$\begin{aligned} p_2 &= 1,823.4 \text{ kPa} \\ s_2 = s_1 &= 2.4440 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \end{aligned}$$

con lo que se lee de tablas:

$$\begin{aligned} h_{2s} &= 640.82 \text{ kJ/kg} \\ T_{2s} &= 358.80^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Para obtener el estado real 2 se considera la eficiencia adiabática del compresor (86.57%):

$$h_{2r} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1$$

sustituyendo los valores de h_{2s} , h_1 y η_c :

$$\begin{aligned} h_{2r} &= (640.82 - 280.58) \text{ kJ/kg} / 0.8657 + 280.58 \text{ kJ/kg} \\ h_{2r} &= 696.71 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

con el valor de presión p_2 y entalpía h_{2r} se lee de las tablas de aire:

$$T_{2r} = 411.30^\circ\text{C}$$

Estado 3:

Propiedades conocidas:

$$p_3 = p_2 = 1,823.4 \text{ kPa}$$

Al igual que en la sección 1.3.2.2 el calor suministrado también está ajustado de manera que la potencia neta obtenida sea 20,507 kW_m o 313.6 kJ/s con base al flujo de aire de 65.39 kg/s.

A continuación se muestra la tabla 1.4 correspondiente con los resultados de las iteraciones:

Tabla 1.4 Iteraciones para encontrar el calor suministrado a la TG que opera a una temperatura del aire de admisión de 7.33°C y que resulte en una potencia neta de 20,507 kW_m (los resultados de calor y trabajo están con base el gasto de aire de 65.39 kg/s)

Fluido de trabajo: Aire

Calor específico es considerado como variable respecto a la temperatura

Eficiencia adiabática del compresor: 86.57 %

Eficiencia adiabática de la turbina: 86.57 %

Presión a la entrada del compresor, p_1 : 0.101 MPa

Temperatura a la entrada del compresor, T_1 : 40.00 °C

Relación de presión, p_2/p_1 : 18.00

i	q_s [kJ/kg]	T_2 [°C]	p_2 [MPa]	T_3 [°C]	T_{4s} [°C]	w_c [kJ/kg]	w_T [kJ/kg]	w_N [kJ/kg]	w_c/w_T [%]	η_t [%]
1	700	411.3	1.8	1,027.8	347.3	416.1	664.9	248.8	62.58	35.54
2	800	411.3	1.8	1,111.8	392.4	416.1	710.0	293.9	58.60	36.74
3	850	411.3	1.8	1,153.4	414.9	416.1	732.5	316.4	56.81	37.22
4	840	411.3	1.8	1,145.1	410.4	416.1	728.0	311.9	57.16	37.13
5	845	411.3	1.8	1,149.3	412.7	416.1	730.3	314.1	56.98	37.18
6	842	411.3	1.8	1,146.8	411.3	416.1	728.9	312.8	57.09	37.15
7	843	411.3	1.8	1,147.6	411.8	416.1	729.4	313.2	57.05	37.16
8	843.5	411.3	1.8	1,148.0	412.0	416.1	729.6	313.5	57.04	37.16
9	843.8	411.3	1.8	1,148.3	412.1	416.1	729.7	313.6	57.02	37.16

El calor suministrado resulta con un valor de:

$$q_s = 843.8 \text{ kJ/kg}$$

entonces, despejando a h_3 de la ecuación 1.9' y sustituyendo los valores de q_s y h_{2r} :

$$h_3 = 696.71 \text{ kJ/kg} + 843.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1,540.51 \text{ kJ/kg}$$

con h_3 y p_3 se lee de tablas:

$$T_3 = 1,148.43 \text{ °C}$$

$$s_3 = 3.3597 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

Estado 4:

Propiedades conocidas:

$$p_4 = p_1 = 101.3 \text{ kPa}$$

$$s_4 = s_3 = 3.3597 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

con estos valores, se lee de las tablas de aire:

$$h_{4s} = 697.44 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{4s} = 411.99 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para obtener el estado real 4 se considera la eficiencia adiabática de la turbina (86.57%):

$$h_{4r} = h_3 - \eta_T (h_3 - h_{4s})$$

sustituyendo h_3 , h_{4s} y η_T :

$$h_{4r} = 1,540.53 \text{ kJ/kg} - 0.8657 \times (1,540.53 - 697.44) \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4r} = 810.67 \text{ kJ/kg}$$

con h_{4r} y p_4 de lee de las tablas de aire:

$$T_{4r} = 516.48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora se calculan los trabajos, calores y la eficiencia térmica con ayuda de las ecuaciones 1.6', 1.8', 1.10', 1.11' y 1.12'

$$\dot{W}_C = 65.39 \text{ kg/s} \times (696.71 - 280.58) \text{ kJ/kg} = 27,211 \text{ kW}_m$$

$$\dot{W}_T = 65.39 \text{ kg/s} \times (1,540.51 - 810.67) \text{ kJ/kg} = 47,724 \text{ kW}_m$$

$$\dot{W}_N = 47,726 \text{ kW} - 27,211 \text{ kW} = 20,515 \text{ kW}_m$$

$$\dot{Q}_s = 65.39 \text{ kg/s} \times (1,540.51 - 696.71) \text{ kJ/kg} = 55,176 \text{ kW}_i$$

$$\eta_t = 20,513 \text{ kW} / 55,176 \text{ kW} = 0.3718 = 37.18\%$$

La tabla 1.5 es un resumen con los resultados que arrojan los tres análisis termodinámicos a diferentes temperaturas del aire de admisión (7.33, 15 y 40°C).

Tabla 1.5 TG a diferentes temperaturas del aire de admisión y misma potencia neta

T_1 [°C]	7.33	15	40
T_2 [°C]	411.30	428.85	485.45
T_3 [°C]	1,148.43	1,168.93	1,236.1
T_4 [°C]	516.48	529.08	569.53
p_1 [kPa]	101.3	101.3	101.3
p_2 [kPa]	1,823.4	1,823.4	1,823.4
p_3 [kPa]	1,823.4	1,823.4	1,823.4
p_4 [kPa]	101.3	101.3	101.3
η_T, η_C	86.57%	86.57%	86.57%
W_C [kW _m]	27,211	27,938	30,299
W_T [kW _m]	47,724	48,444	50,816
W_N [kW _m]	20,513	20,506	20,517
Q_s [kW _t]	55,176	55,568	56,857
η_t [%]	37.18	36.90	36.09

Cabe resaltar que la potencia neta de los tres casos es prácticamente la misma. Esto simula a la turbina trabajando a diferentes temperaturas ambientales y dando la misma potencia.

Las principales diferencias entre estos tres casos (figura 1.14) son los valores de las eficiencias térmicas y las temperaturas de los estados 2, 3 y 4. El pasar de 40 a 7.33 °C disminuye la temperatura a la salida del compresor en 74.15°C y en 87.67°C a la entrada de la turbina, aumenta su eficiencia 1.09 puntos porcentuales, lo que se traduce en una disminución del consumo de combustible del 2.95%.

Teóricamente sería posible obtener la misma potencia a diferentes temperaturas del aire de admisión en una TG pero en la realidad esto no es así, debido a cuestiones metalúrgicas. La temperatura a la entrada de la turbina no puede ser muy elevada ya que el material con que están hechos los álabes de esta tiene una temperatura máxima de operación que permite que estos trabajen bajo condiciones seguras.

Aunque el análisis termodinámico es teóricamente correcto, se debe considerar el límite de temperatura a la entrada de la turbina, por lo que se puede concluir que el análisis no corresponde con la realidad.

Si se toma como límite la temperatura a la salida de la cámara de combustión (entrada a la turbina) alcanzada en las condiciones ISO (1,168.93 °C) y recalculamos la cantidad de calor que se puede suministrar a la TG en los casos de 40 y 7.33°C de tal modo que la temperatura a la entrada de la turbina en ambos casos sea de 1,168.93 °C, se obtienen los resultados³ que se muestra en la tabla 1.6.

³ Se utilizó el mismo programa mencionado en la nota al pie de página 2

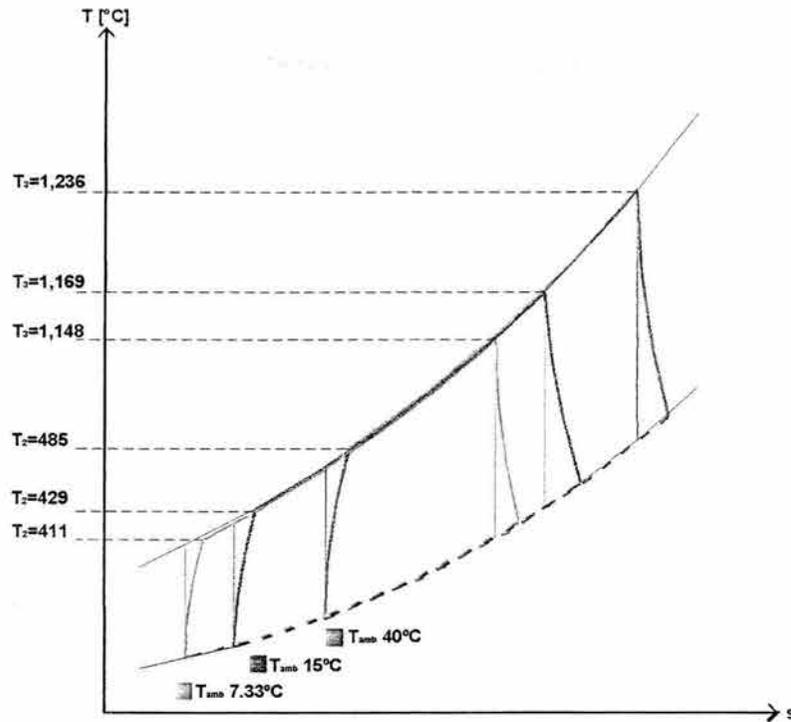


Fig. 1.14 La potencia neta es la misma en los tres casos, obsérvese los cambios de temperaturas en la entrada y salida de la cámara de combustión (estados 2 y 3), así como a la salida de la turbina (estado 4)

Tabla 1.6 TG con temperatura a la salida de la cámara de combustión constante de 1.168.93 °C

T_1 [°C]	7.33	15	40
T_2 [°C]	411.3	428.85	485.45
T_3 [°C]	1,168.93	1,168.93	1,168.93
T_4 [°C]	529.08	529.08	529.08
η_T, η_c	86.57%	86.57%	86.57%
\dot{W}_C [kW _m]	27,210	27,938	30,299
\dot{W}_T [kW _m]	48,443	48,444	48,443
\dot{W}_N [kW _m]	21,233	20,506	18,144
\dot{Q}_s [kW _t]	56,799	55,568	51,563
η_t [%]	37.38	36.90	35.19

Se puede observar (figura 1.15) que la potencia neta obtenida a los 7.33 °C es 17.02% mayor que la potencia obtenida a 40 °C (una diferencia de 3,089 kW_m). De igual manera la eficiencia mejora en 2.19 puntos porcentuales y el calor suministrado (consumo de combustible) aumenta en 10.15% (una diferencia de 5,236 kW_t). Esto se debe principalmente a que al enfriar el aire de admisión:

1. Se reduce el trabajo del compresor
2. Disminuye la temperatura a la salida del mismo (compresor) por lo que se puede inyectar una mayor cantidad de combustible sin sobrepasar el límite de los 1,168.93 °C a la entrada de la turbina

Es importante recalcar que la temperatura y presión a la entrada y salida de la turbina permanecen constantes en los tres casos, por lo que el trabajo de la turbina también permanece constante.

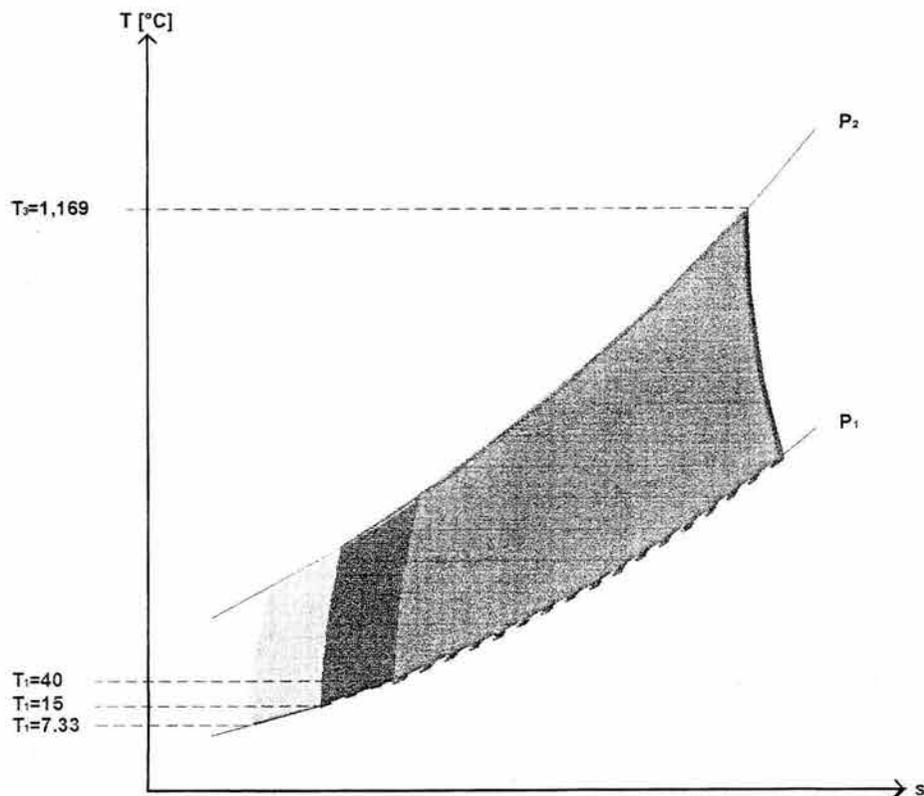


Fig. 1.15 La temperatura en el estado 3 es la misma para los tres casos, obsérvese el incremento de la potencia (áreas en color) al variar la temperatura en el estado 1

A continuación se muestra una tabla similar a la tabla 1.6 pero con incrementos de temperatura en la admisión de 5°C. En esta solo se muestran los valores del calor suministrado, potencia de la turbina, potencia del compresor, potencia neta y la eficiencia térmica. Toda la tabla fue hecha con base en una temperatura del estado 3 (salida de la cámara de combustión) igual a 1,168.93 °C

Tabla 1.7 Comportamiento de la TG en función de la temperatura de admisión.

T_1 [°C]	Q_s [kW _t]	W_T [kW _m]	W_C [kW _m]	W_N [kW _m]	η_t [%]
0	57,991	48,443	26,512	21,931	37.82%
5	57,174	48,443	26,988	21,455	37.53%
7.33	56,799	48,443	27,210	21,233	37.38%
10	56,370	48,443	27,463	20,980	37.22%
15	55,567	48,443	27,938	20,505	36.90%
20	54,765	48,443	28,412	20,031	36.58%
25	53,964	48,443	28,885	19,558	36.24%
30	53,163	48,443	29,357	19,086	35.90%
35	52,363	48,443	29,828	18,615	35.55%
40	51,563	48,443	30,299	18,144	35.19%
45	50,765	48,443	30,769	17,674	34.81%

Las gráficas correspondientes a la tabla 1.17 se muestran en las figuras 1.16, 1.17 y 1.18 (en ellas se muestra un ajuste obtenido por el método de mínimos cuadrados):

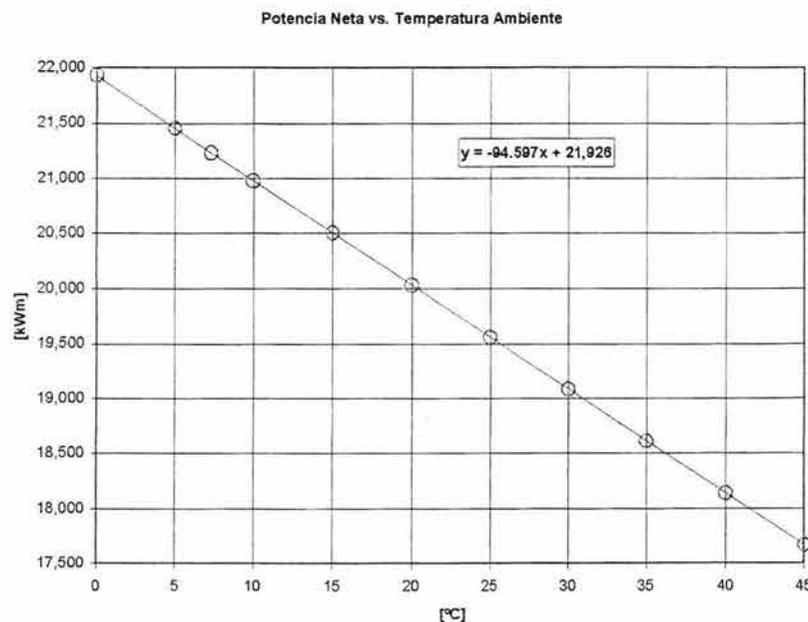


Fig. 1.16 Potencia neta máxima permisible en la turbina de gas sin sobrepasar los 1,169 °C en la cámara de combustión en función de la temperatura de admisión

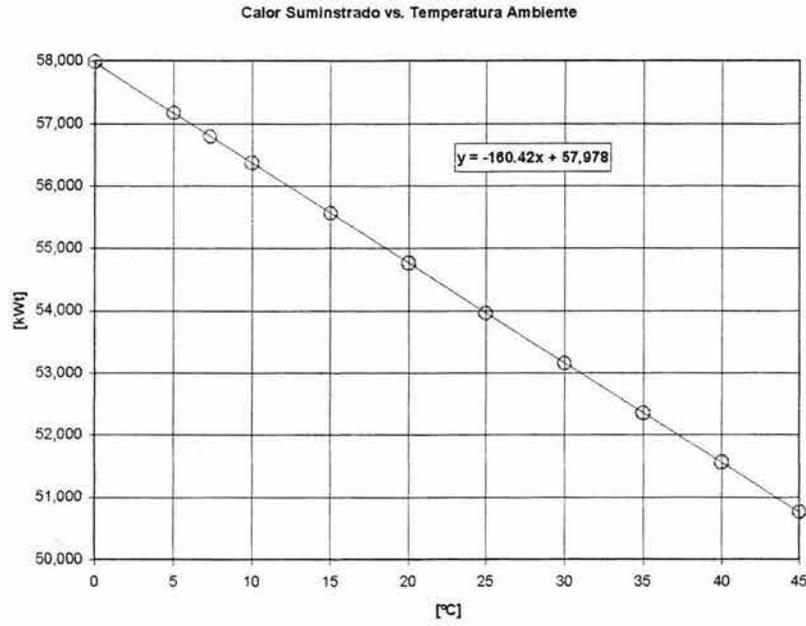


Fig. 1.17 Calor suministrado correspondiente a la potencia máxima permisible en la turbina de gas sin sobrepasar los 1,169 °C en la cámara de combustión en función de la temperatura de admisión

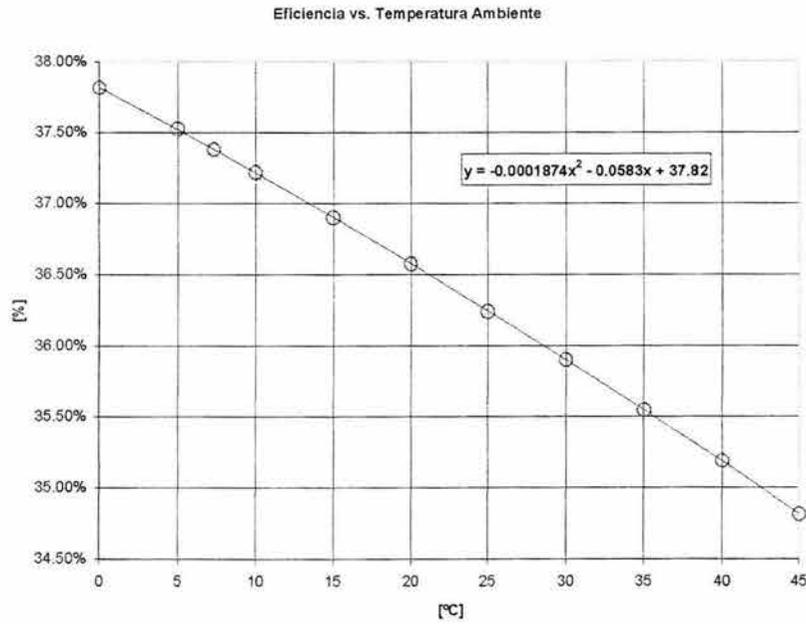


Fig. 1.18 Eficiencia correspondiente a la potencia máxima permisible en función de la temperatura ambiente

De las gráficas 1.16 y 1.17 se obtienen unos ajustes por mínimos cuadrados para \dot{W}_N y \dot{Q}_S :

$$\dot{W}_N = -94.5T_{bs1} + 21,926 \quad \dots 1.17$$

$$\dot{Q}_S = -160.42T_{bs1} + 57,978 \quad \dots 1.18$$

donde

\dot{W}_N potencia neta máxima permisible en la TG [kW_m]

\dot{Q}_S calor suministrado correspondiente a la potencia máxima permisible en la TG [kW_t]

T_{bs1} temperatura de bulbo seco en el estado 1 [$^{\circ}\text{C}$]

Las ecuaciones 1.17 y 1.18 serán de gran utilidad para cálculos rápidos en los subsecuentes capítulos.

Con base en el análisis anterior se puede concluir que la potencia en una TG se puede incrementar enfriando el aire que entra a esta. Este incremento de potencia se debe a que se reduce la potencia necesaria en el compresor (recuérdese que la potencia neta es la diferencia entre la potencia de la turbina y la del compresor) y a que se puede inyectar una mayor cantidad de combustible sin sobrepasar la temperatura máxima permisible a la entrada de la turbina. Además este incremento de potencia es proporcional a la temperatura a la que se enfría el aire de admisión.

En el capítulo siguiente se estudiarán los procesos necesarios para llevar a cabo este enfriamiento del aire de admisión en la turbina de gas y ver si es una opción viable para el incremento de potencia.

CAPITULO 2

“SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN”

En el capítulo anterior se ha podido demostrar, que la potencia de salida de la turbina de gas LM2500 puede ser aumentada hasta en un 17% enfriando el aire de admisión. Estos sistemas permiten que se genere una potencia mayor por solo una parte del costo que implicaría adquirir otra turbina extra o una de mayor capacidad, además de mejorar su consumo de combustible. Un arreglo de la instalación de un sistema de enfriamiento se muestra en la figura 2.1.

La justificación económica de usar el sistema de enfriamiento se ha vuelto casi una opción obligada para empresas de generación eléctrica en los Estados Unidos durante los últimos 10-15 años. Ahora el sistema es especialmente atractivo para empresas en las que sus equipos han alcanzado los límites de potencia y no pueden contemplar turbinas adicionales o nuevas estaciones de potencia en un futuro cercano.

Por experiencia de las compañías dedicadas al ramo se sabe que los sistemas de enfriamiento proveen mayores beneficios cuando se enfría el aire a valores entre 5 y 10 °C.

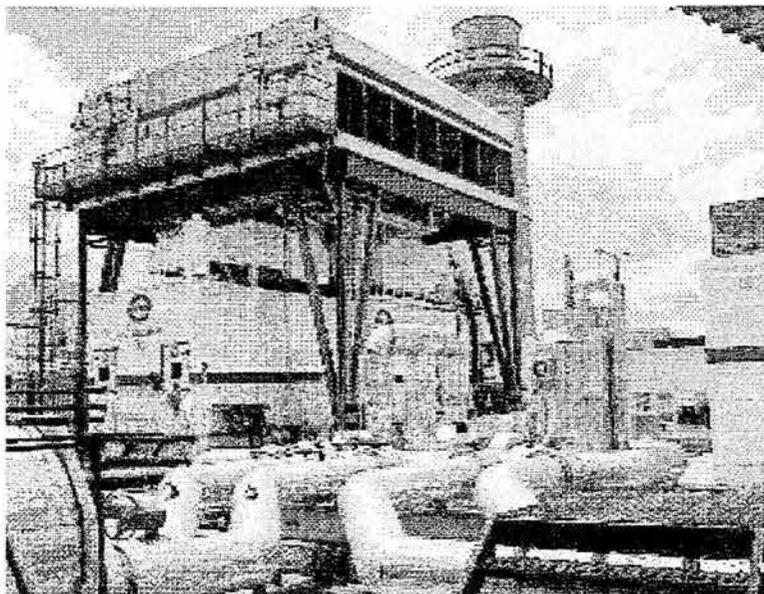


Fig. 2.1 Vista de una TG con equipo de enfriamiento (la cabina superior corresponde al equipo de enfriamiento y la inferior a la TG)

2.1 OPCIONES DE REFRIGERACIÓN

La energía eléctrica necesaria para la refrigeración en cualquier sistema de enfriamiento puede ser obtenida directamente del generador que está conectado a la turbina (si es el caso) o se puede obtener de la red de suministro. Aunque en el caso de turbinas para la generación eléctrica definitivamente es preferible la primer opción. En los sistemas de enfriamiento de aire, una regla general es: nunca el equipo de refrigeración deberá consumir más energía que la ganada por la turbina. A continuación se muestran las principales opciones para el enfriamiento del aire de admisión para la TG modelo LM2500.

2.1.1 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Siempre que el aire no saturado pasa a través de un aspersor de agua, la humedad específica aumenta y la temperatura de bulbo seco baja. Esto constituye el proceso de saturación adiabático, o sea, es un proceso a temperatura de bulbo húmedo constante.

La temperatura final para dicho proceso siempre estará en función de la humedad que contenga el aire ambiente y del buen contacto que exista entre el aire y el agua (figura 2.2). Para humedades relativas bajas es posible obtener una mayor diferencia de temperatura, siendo lo contrario para humedades relativas más altas.

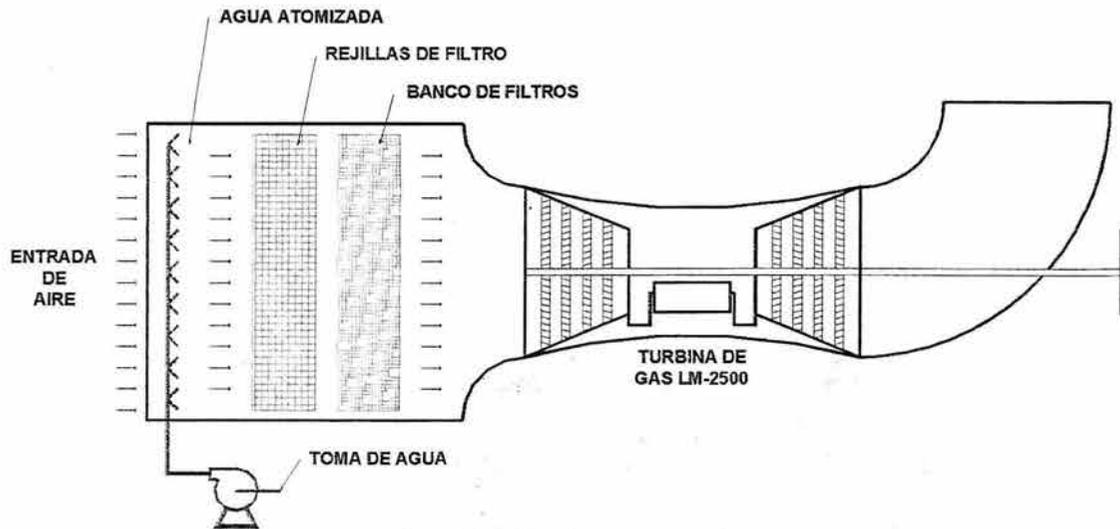


Fig. 2.2 Enfriamiento evaporativo

Ventajas:

- 1.- Costo inicial del sistema muy bajo.
- 2.- Simple y muy confiable.
- 3.- Muy utilizado en lugares con humedades relativas bajas.
- 4.- Baja la temperatura del aire de entrada a valores cercanos a la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} .

Desventajas:

- 1.- Puede solo enfriar a valores cercanos a T_{bh} .
- 2.- No es muy eficiente en zonas de humedad relativa alta.
- 3.- Se consume alta cantidad de agua –se debe evaluar su disponibilidad.
- 4.- Requiere tratamiento de agua.
- 5.- Alta caída de presión en el área de evaporación debido al eliminador de niebla.
- 6.- Riesgo de incrustación en el turbogenerador por lo que requiere mayor mantenimiento.

2.1.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DIRECTA

Consiste en hacer pasar el aire que entra a la TG por el evaporador de un ciclo convencional de refrigeración por compresión de vapor. El esquema de este sistema se muestra en la figura 2.3.

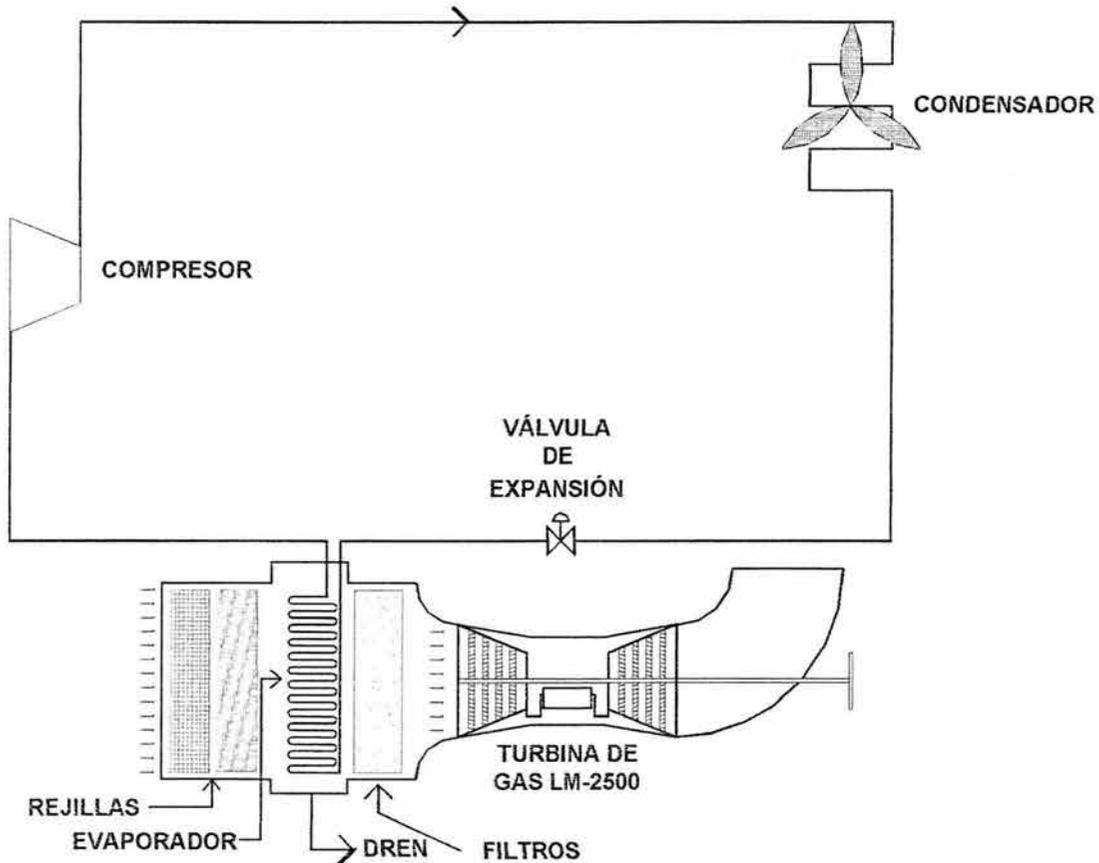


Fig. 2.3 Refrigeración directa

Ventajas:

- 1.- Se pueden obtener valores de temperatura inferiores al sistema anterior.
- 2.- Factible con sistemas de almacenamiento de hielo (ver sección 2.1.5).
- 3.- Por tratarse de un enfriamiento con deshumidificación, se elimina humedad al aire que entra a la TG. Esto mejora su rendimiento.

Desventajas:

- 1.- Costo inicial alto con cualquier diseño.
- 2.- Requiere de equipo auxiliar, tales como recipientes, recirculadores, separadores, etc.
- 3.- Se requiere mayor espacio para el equipo.
- 4.- El equipo de refrigeración debe estar lo más cerca posible a la turbina para evitar excesivas caídas de presión en las tuberías del refrigerante.

2.1.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTA

Consiste en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor utilizando un fluido como refrigerante secundario que sirve de medio de transferencia entre el serpentín de enfriamiento y el evaporador del equipo de refrigeración (figura 2.4).

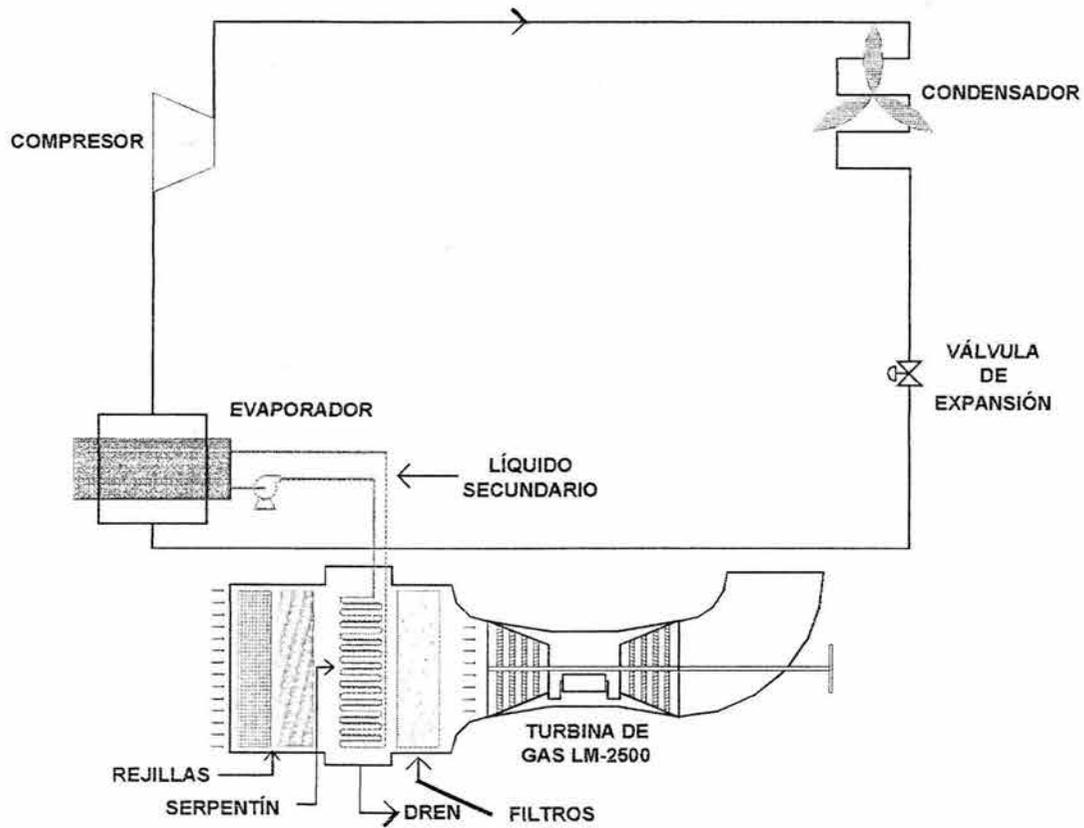


Fig. 2.4 Refrigeración indirecta

Ventajas:

- 1.- Pueden emplearse enfriadores de líquido estándar.
- 2.- Bajo costo inicial.
- 3.- Simple de operar y mantener.
- 4.- Por tratarse de un enfriamiento con deshumidificación, se elimina humedad al aire que entra a la TG. Esto mejora su rendimiento.

Desventajas:

- 1.- No se pueden alcanzar las mismas temperaturas de refrigeración que las obtenidas en el directo.
- 2.- El sistema requiere una considerable potencia eléctrica extra debido a las bombas del fluido secundario.

2.1.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Consiste en utilizar la energía en forma de calor que sale por los gases de escape para enfriar el aire a la entrada de la TG mediante un equipo de absorción (figura 2.5).

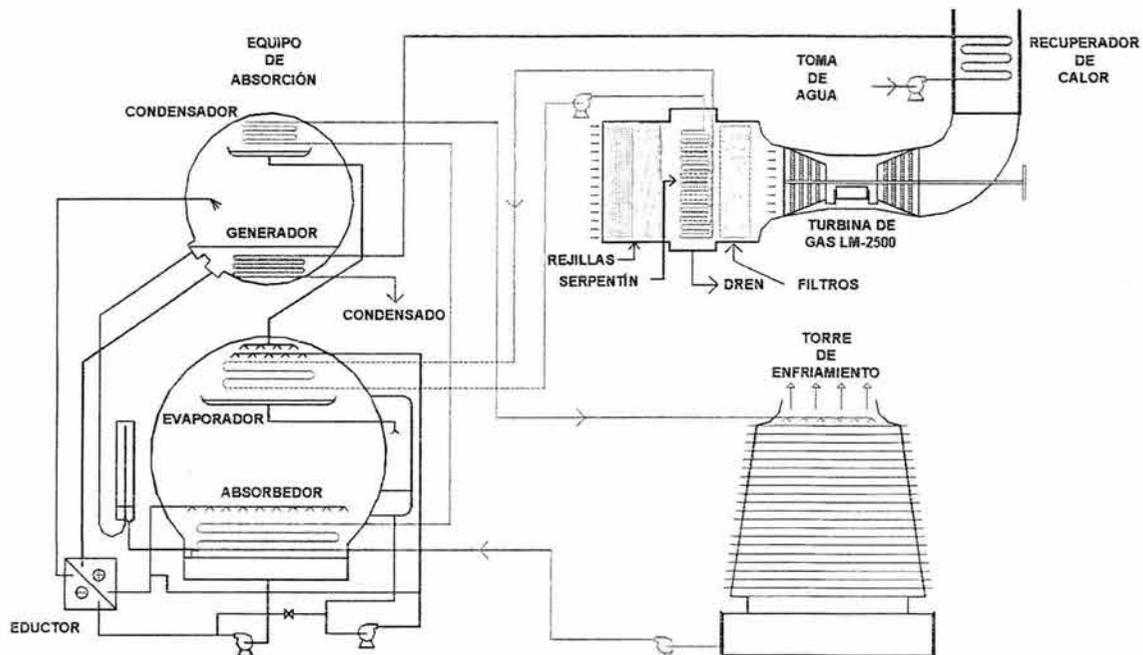


Fig. 2.5 Recuperación del calor de los gases de escape mediante un equipo de absorción

Ventajas:

- 1.- Se utiliza el calor de desecho proveniente de la turbina.
- 2.- Temperaturas de aire razonablemente bajas de entre 8 a 10°C.
- 3.- Cargas parásitas modestas debido a que no se requiere accionar un compresor para llevar a cabo la refrigeración.
- 4.- Por tratarse de un enfriamiento con deshumidificación, se elimina humedad al aire que entra a la TG. Esto mejora su rendimiento.

Desventajas:

- 1.- Alto costo por recuperadores de calor y enfriadores de líquido.
- 2.- Gran espacio requerido.
- 3.- Existe limitante por la caída de presión causada por el recuperador de calor en el escape de la turbina, esto reduce la potencia de la turbina.

2.1.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA USANDO HIELO

Este sistema consiste en fabricar hielo mediante un equipo de refrigeración directa y almacenarlo en tanques aislados térmicamente para posteriormente utilizarlo en el enfriamiento del aire de admisión de la TG (figura 2.6.). Por ser un sistema diseñado para ser utilizado en instalaciones donde se debe cubrir picos de demanda de potencia, la producción de hielo no debe coincidir con el periodo de enfriamiento del aire.

El hielo se puede producir con la energía eléctrica obtenida directamente del generador acoplado a la TG (en los periodos en que la demanda baja y si es que la turbina acciona a un generador) o con energía de la red de suministro pública (en los periodos en que esta es más barata).

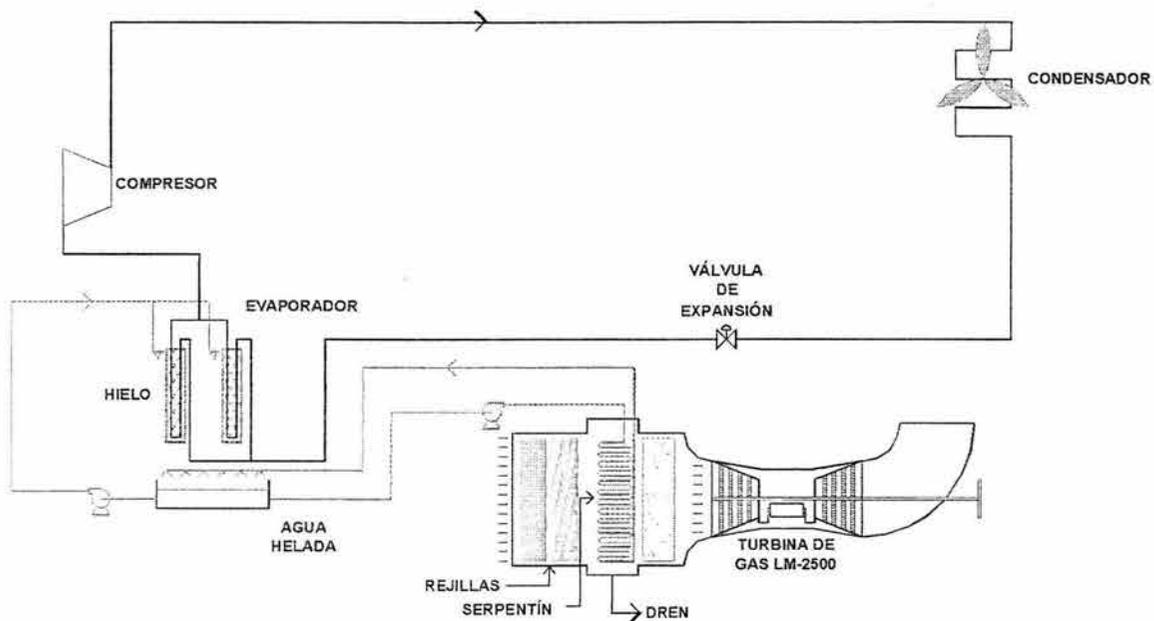


Fig. 2.6 Almacenamiento de hielo

Ventajas:

- 1.- Pueden obtenerse bajas temperaturas de entrada (esta temperatura está entre la obtenida por refrigeración directa y la obtenida por refrigeración indirecta).
- 2.- Poca carga parásita es requerida durante el periodo de enfriamiento del aire.
- 3.- El sistema por almacenamiento requiere poca potencia térmica para mantener el hielo de los tanques de almacenamiento.
- 4.- Por tratarse de un enfriamiento con deshumidificación, se elimina humedad al aire que entra a la TG. Esto mejora su rendimiento.

Desventajas:

- 1.- El de más alto costo inicial debido a la obra civil y construcción de tanques.
- 2.- Requiere de tanques de almacenamiento –trabajos de obra civil.

- 3.- Se requiere de control inteligente y de operación adecuada para mantener los retornos de inversión planeados.
- 4.- Es atractivo solo para periodos cortos de picos de demanda 4 a 6 horas.

Una vez estudiadas las opciones para llevar a cabo el proceso de enfriamiento se hará una selección del método más apropiado para las circunstancias dadas en plataforma.

El primer método (enfriamiento evaporativo) se descarta como posible solución debido a que no es posible llevar a cabo un enfriamiento sustancial con humedades relativas altas, además de la poca disponibilidad del agua tratada necesaria –la cantidad de agua potable necesaria para un sistema de estos en una plataforma marina representaría un gran costo–.

El segundo y tercer método (refrigeración directa e indirecta) son escogidos como posibles soluciones al problema teniendo que hacer un estudio más a detalle de sus ventajas y desventajas para la aplicación en plataforma.

El cuarto método (absorción) no es seleccionado debido a que se requiere un gran espacio para los recuperadores de calor (la disponibilidad de espacio en plataforma es reducido). En la figura 2.7 se muestran tres recuperadores de calor para tres TG de potencia similar a la utilizada en este trabajo de tesis (20,507 kW_m).

Por último, el quinto método (almacenamiento de hielo) no es seleccionado debido a que se requiere de un enfriamiento continuo para la TG en esta aplicación, además de ser necesario un gran espacio para los tanques de almacenamiento de hielo. En la figura 2.8 se muestra una central eléctrica que utiliza este sistema. En el lado izquierdo de la imagen se pueden ver los dos tanques de gran tamaño.

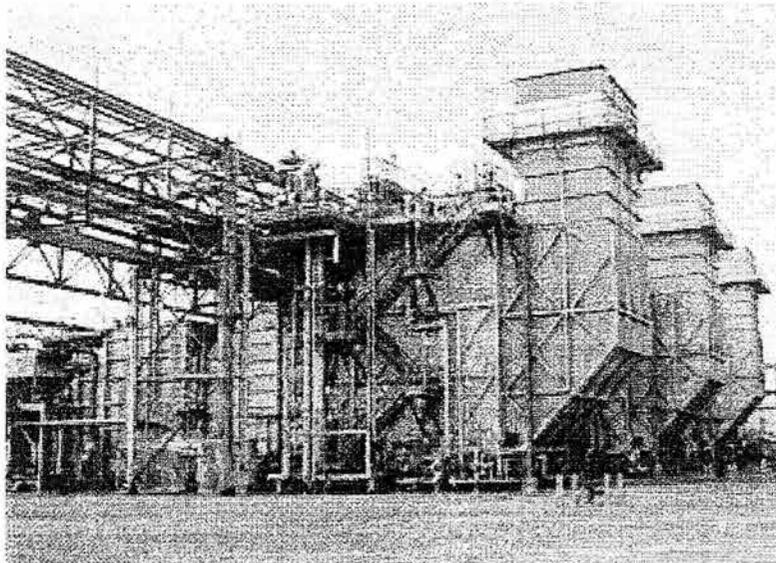


Fig. 2.7 Vista de unos recuperadores de calor de un sistema de absorción

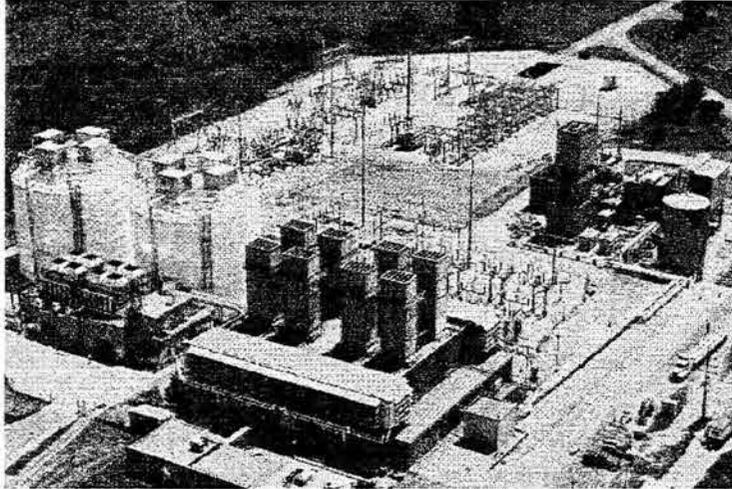


Fig. 2.8 Vista de una central que utiliza almacenamiento de hielo

Para hacer la selección entre los métodos de refrigeración directa o indirecta es necesario saber antes que nada la carga térmica en el serpentín de enfriamiento para a su vez poder dimensionar los equipos correspondientes a cada caso.

2.2 CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

Para calcular la cantidad de calor a remover del aire se plantea un balance de energía en el cambiador de calor (serpentín de enfriamiento) que se colocaría a la entrada de la TG:

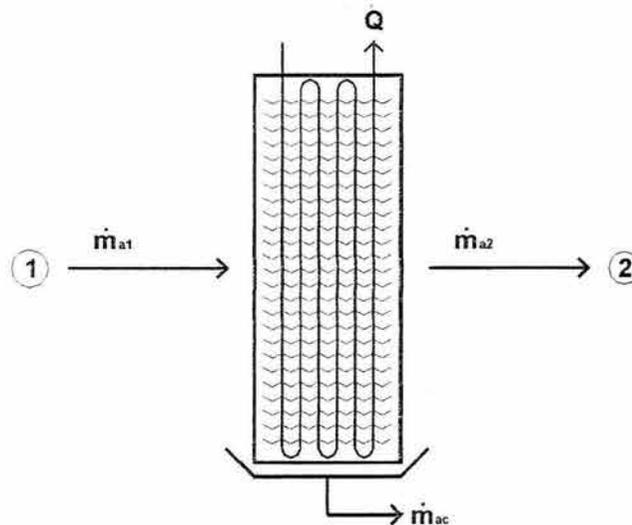


Fig. 2.9 Intercambiador de calor

El balance de energía para el cambiador mostrado en la figura 2.9 se muestra en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{a1} h_1 = Q + \dot{m}_{ac} h_{ac} + \dot{m}_{a2} h_2 \quad \dots 2.1$$

de donde:

\dot{m}_{a1} es el gasto de aire a la entrada

\dot{m}_{a2} es el gasto de aire a la salida

\dot{m}_{ac} es el gasto de agua condensada

h es la entalpía correspondiente a cada término

Q es la potencia térmica removida por la sustancia que corre en los tubos del serpentín.

El balance de masa queda:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{ac} + \dot{m}_{a2} \quad \dots 2.2$$

como el aire ambiental esta formado por aire seco (considerado como gas ideal) y vapor de agua se tiene que:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{as} + \dot{m}_{va} \quad \dots 2.3$$

En la carta psicrométrica la cantidad de agua contenida en el aire esta referida a una cantidad de aire seco correspondiente. Es decir, para un estado determinado la humedad contenida en el aire se presenta en unidades de kg de agua por kilogramo de aire seco o $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$.

$$\dot{m}_{va} = \omega \dot{m}_{as} \quad \dots 2.4$$

a ω se le conoce como humedad específica.

Sustituyendo la ecuación 2.4 en la 2.3 se tiene:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{as} + \omega \dot{m}_{as} \quad \dots 2.3'$$

Como el flujo de aire seco a través del serpentín se considera constante y considerando la ecuación 2.3' entonces del balance de masa (2.2) se tiene que:

$$\dot{m}_{ac} = \dot{m}_{as} (\omega_1 - \omega_2) \quad \dots 2.2'$$

finalmente la ecuación 2.1 se puede escribir como:

$$\dot{m}_{as} h_1 = Q + \dot{m}_{as} (\omega_1 - \omega_2) h_{ac} + \dot{m}_{as} h_2 \quad \dots 2.1'$$

donde:

h_{ac} es la entalpía del agua condensada a la temperatura en que esta sale del serpentín

h_1 y h_2 están referidas a la masa de aire seco que pasa por el serpentín.

Las condiciones ambientales de diseño para plataforma a considerar en esta tesis son las siguientes:

$$T_{bs1} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_1 = 95\%$$

Con estas propiedades, los datos que se leen de una carta psicrométrica son:

$$T_{bh1} = 39.18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{rociol} = 39.04 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\omega_1 = 0.04633 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$$

$$h_1 = 159.526 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$$

Las condiciones deseadas a la entrada de la turbina (salida del serpentín) son:

$$T_{bs2} = 7.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_2 = 100\%$$

Los datos que se leen de la carta psicrométrica son:

$$T_{bh2} = 7.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{rociol} = 7.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\omega_2 = 0.006353 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$$

$$h_2 = 23.338 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{as}}$$

La representación gráfica de los estados 1 y 2 se esquematiza en la figura 2.10.

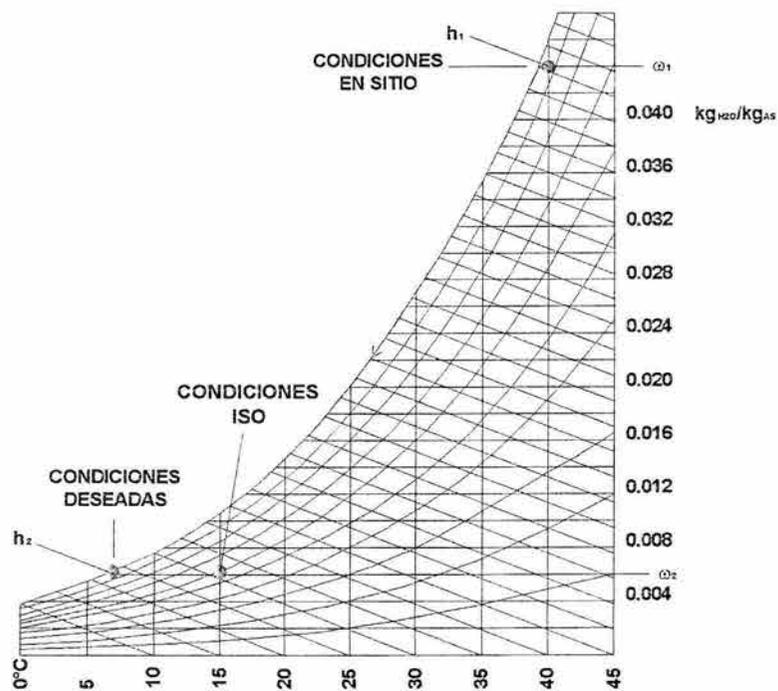


Fig. 2.10 Representación de los estados 1 y 2 en la carta psicrométrica

Con los datos a la entrada y a la salida del cambiador de calor (serpentin de enfriamiento) y con el gasto de aire que exige la TG, se puede calcular la capacidad de enfriamiento de dicho cambiador.

Se sabe que la cantidad de aire que necesita la turbina es de 65.39 kg/s a condiciones ISO (15°C y 60% de humedad relativa). La cantidad de aire seco correspondientes a estas condiciones se puede obtener despejando a m_{as} de la ecuación 2.3'

$$m_{as} = \frac{m_a}{1 + \omega}$$

la humedad específica contenida en el aire a las condiciones ISO es de 0.006353 kg_{H2O}/kg_{as}, entonces:

$$m_{as} = \frac{65.39 \text{ kg}_a/\text{s}}{(1 + 0.006353) \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}}$$

$$m_{as} = 64.98 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$$

sustituyendo los valores de h_1 , h_2 , m_{as} , ω_1 , ω_2 y h_f en la ecuación 2.1' se tiene que la carga térmica es de:

$$Q = 64.98 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s} \times (159.526 - 23.338) \text{ kJ/kg}_{\text{as}} - 64.98 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s} \times (0.0463 - 0.00635) \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}} \times 99.27 \text{ kJ/kg}_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$Q = 8,849.5 \text{ kW}_t - 257.7 \text{ kW}_t$$

$$Q = 8,592 \text{ kW}_t$$

El valor de h_{ac} , obtenido de tablas de vapor, está evaluado al promedio entre las temperaturas ambiente y deseada. Es decir al promedio de 40 °C y 7.33 °C o 23.67 °C. La capacidad de los equipos de refrigeración se especifica en Toneladas de Refrigeración (T.R.). Una tonelada de refrigeración equivale a 12,000 Btu/h ó 3.517 kW_t, entonces:

$$\dot{Q} = \frac{8,592 \text{ kW}_t}{3.517 \text{ kW}_t/\text{T.R.}}$$

$$\dot{Q} = 2,443 \text{ T.R.}$$

Con la ecuación 2.2' se calcula la cantidad de agua condensada:

$$m_{ac} = 64.98 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s} \times (0.04633 - 0.006353) \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{as}}$$

$$m_{ac} = 2.60 \text{ kg/s} = 9.35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Partiendo de una humedad ambiente relativa constante del 95% y una temperatura de bulbo seco variable a la entrada del serpentin de enfriamiento, se procederá a calcular la carga térmica para bajar la T_{bs} ambiente hasta los 7.33 °C.

El procedimiento es igual al anterior, por lo que los cálculos se omiten. Los resultados se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Carga térmica y agua condensada en función de la T_{bs1}

T_{bs1} [°C]	\dot{Q} [kW _t]	\dot{Q} [T.R.]	m_{ac} [m ³ /h]
45	11,365	3,231	12.9
40	8,592	2,443	9.4
35	6,394	1,818	6.6
30	4,637	1,318	4.6
25	3,220	915	3.0
20	2,065	587	1.8
15	1,111	316	0.9
10	320	91	0.2
7.33	0	0	0.0

La representación gráfica de los resultados de la tabla 2.1 se muestran en las figuras 2.11 y 2.12. La primera muestra la carga térmica en función de T_{bs1} y la segunda muestra la cantidad de agua condensada por el serpentín en función, también, de T_{bs1} .

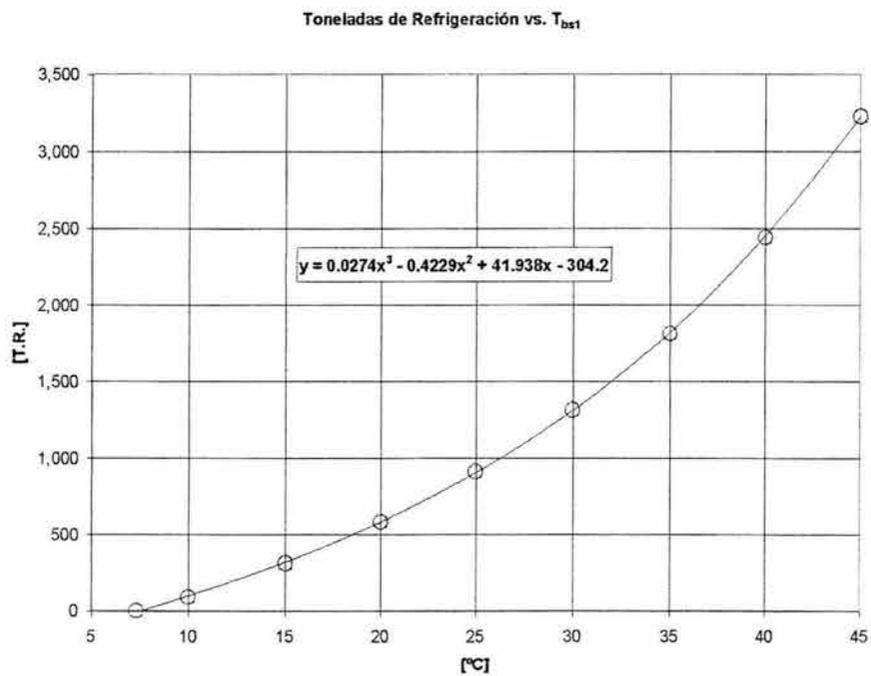


Fig. 2.11 Toneladas de refrigeración necesarias para bajar la temperatura del aire de admisión hasta T_{bs2} 7.33 °C

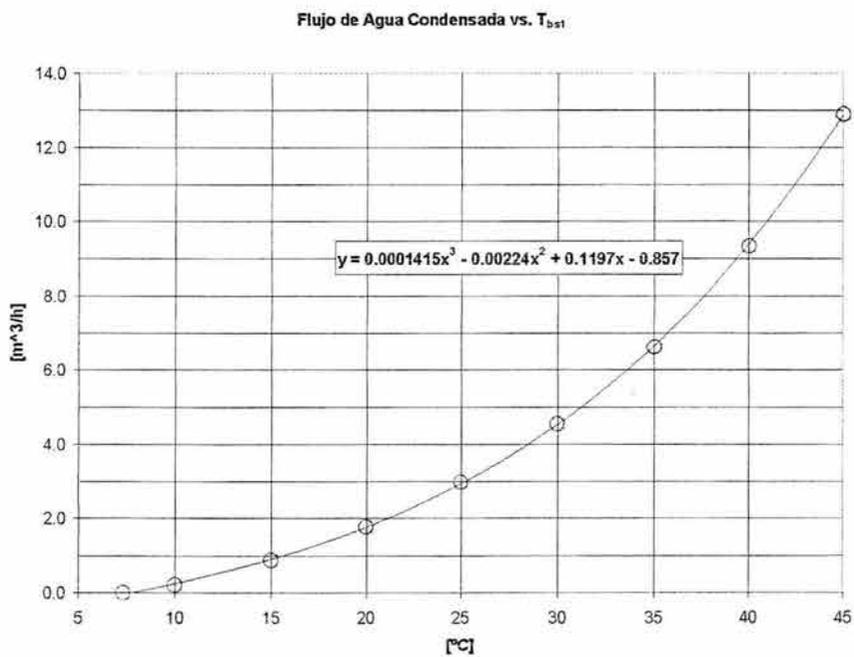


Fig. 2.12 Cantidad de agua condensada obtenida al bajar la temperatura T_{bs1} hasta 7.33 °C

2.3 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN

Una vez calculada la carga de refrigeración, se procedió a realizar una cotización de dos equipos. Uno para la opción de enfriamiento directo y otro para la de enfriamiento indirecto considerando una capacidad de 3,000 T.R. Detalles de estas cotizaciones se presentan en el anexo "B". En resumen, estas son las dos opciones:

1. Sistema de enfriamiento indirecto utilizando agua helada como líquido secundario y R-134a como refrigerante (figura 2.13). Sus equipos necesitarían un área aproximada 100 m², ocuparían un volumen total aproximado de 290 m³, un peso de 51 toneladas y un costo aproximado de adquisición de 1,880,000 dólares.

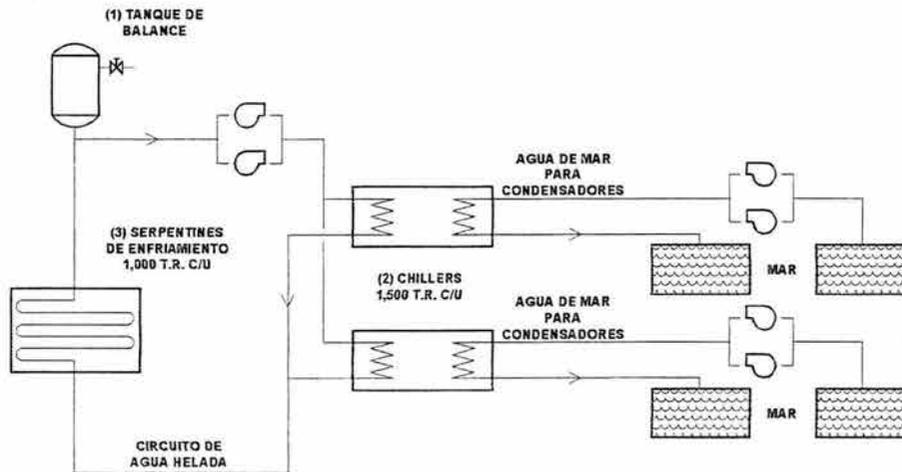


Fig. 2.13 Esquema del sistema de refrigeración indirecta utilizando como sustancia refrigerante R-134a

2. Sistema de refrigeración de expansión directa utilizando como refrigerante amoniaco (figura 2.14). Del cual sus equipos ocuparían un área de 590 m², un volumen total aproximado de 2,400 m³, un peso de 250 toneladas y un costo aproximado de adquisición de 4,035,000 dólares.

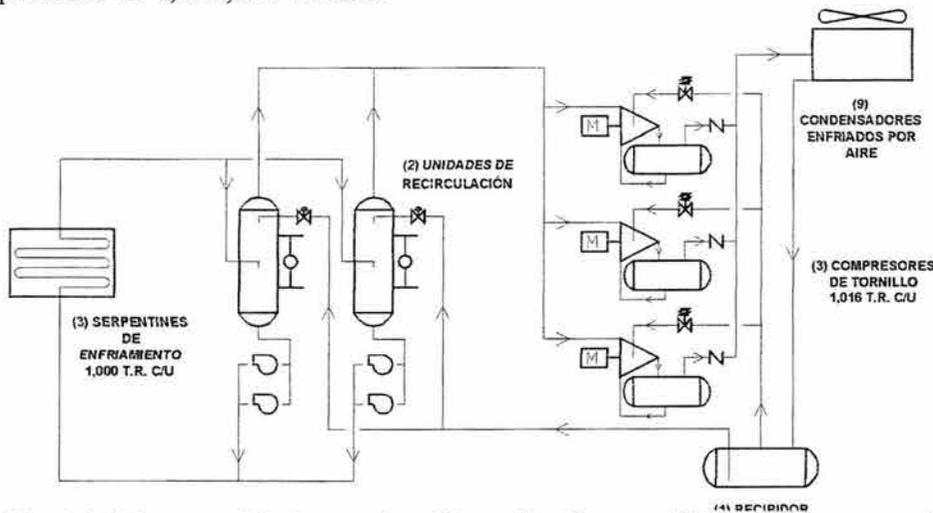


Fig. 2.14 Esquema del sistema de refrigeración directa utilizando como sustancia refrigerante amoniaco

La decisión entre estos dos equipos fue hecha basándose en un criterio de espacio, peso, costo y consumo de energía eléctrica mínimos, por lo que el equipo seleccionado fue el de refrigeración indirecta (chillers).

2.4 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTA

Para el equipo a emplear, la compañía York solo ofrecería los enfriadores de agua (chillers) y los serpentines de enfriamiento del aire de admisión de las TG. Es decir, faltaría seleccionar bombas para los circuitos de agua helada y para el circuito de agua de mar.

a) Enfriadores de agua helada.

En este tipo de equipo, el condensador es tipo enfriado por agua y se está considerando utilizar agua de mar como medio enfriante a una temperatura de 26.67°C (80°F). Los tubos en el evaporador son de CuNi 90/10 y en el condensador de Titanio. Basándose en una capacidad total de 3,000 T.R., se están seleccionando dos unidades de 1,500 T.R. cada una.

El modelo preliminar seleccionado es YKTGTBJ3-DEFS. El precio estimado unitario de esta unidad es de \$840,000.00 USD. El precio estimado por dos unidades es de \$1,680,000.00 USD. El tiempo de entrega es de 20 a 22 semanas.

El precio incluye: Control microprocesador NEMA 4X, motor TEFC, 4160/3/60, arrancador tipo autotransformador NEMA 1, aislamiento en el evaporador de 1 1/2", tubos CuNi 90/10 en el evaporador y Titanio en el condensador, motor TEFC, 4160/3/60, resortes antivibratorios, kit de secuencia de operación para dos unidades, juego de herramientas, derivación de gas caliente, pintura para aplicación exterior Amerlock 400 y Amershield, filtros de aceite dual, carga inicial de aceite y R-134a.

En el precio NO se incluye: instalación, supervisión, arranque, capacitación, alimentación eléctrica de fuerza o control, válvulas o accesorios o equipos para servicio o control o alimentación de agua helada o agua de enfriamiento de mar.

b) Serpentines de enfriamiento de aire.

En este caso se suministrarán (3) tres serpentines de enfriamiento de aire con dimensiones de cara cada uno de 1.37 m (54") de alto por 5.94 m (234") de largo para dar un área de cara total de 24.43 m² (263 pie²). Los serpentines se tienen que ensamblar en campo. La velocidad de cara del aire será de 2.55 m/s (502 pie/min). El serpentín es fabricado con tubos y aletas de cobre, 20 hileras de tubos, 6 aletas por pulgada. En el lado del agua se utilizara un total de 27.25 m³/min (7,200 gpm) de agua helada de 3.33°C (38°F) a 8.89°C (48°F). La caída de presión en el lado del aire será menor a 0.249 kPa (1.0" C.A.) y en el lado del agua menor a 89.7 kPa (30' C.A.). El gabinete es de lámina galvanizada. Se incluye filtros de baja eficiencia lavables antes del serpentín y eliminadores de neblina después del serpentín. Las dimensiones totales estimadas son de 5.16 m (203") de alto por 5.99 m (236") de largo y 1.27 m (50") de profundidad con un peso estimado de embarque de 7,711 kg (17,000 lb). El precio estimado por los (3) tres serpentines es de 200,000.00 USD con un tiempo de entrega de 14 a 16 semanas.

2.5 CONSUMO DE ENERGÍA

Para determinar si el equipo de enfriamiento es una opción viable para incrementar la potencia de la turbina de gas es necesario saber el consumo de energía de parte de este equipo.

El consumo de energía eléctrica por parte de los *chillers* de agua (prácticamente el consumo del compresor) depende de la carga de refrigeración. La siguiente tabla proporciona dicho consumo por cada enfriador (cada uno de 1,500 T.R.).

Tabla 2.2 Consumo de energía eléctrica por cada chiller de 1,500 T.R.

Carga [%]	Capacidad [T.R.]	[kW/T.R.]
100	1,500	0.715
75	1,125	0.620
50	750	0.615
25	375	0.784

Para obtener el consumo total de energía del sistema de refrigeración se debe agregar el consumo de las bombas de los circuitos de agua helada y de mar. Este cálculo se muestra a continuación.

2.5.1 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE LAS BOMBAS DEL CIRCUITO DE AGUA HELADA

De la información del fabricante se sabe que el gasto total de agua helada de todo el circuito es de 1,635 m³/h o bien, 817.5 m³/h por cada enfriador. El diagrama del circuito de agua helada bajo el cual se hará la estimación del consumo de energía se muestra en la figura 2.15.

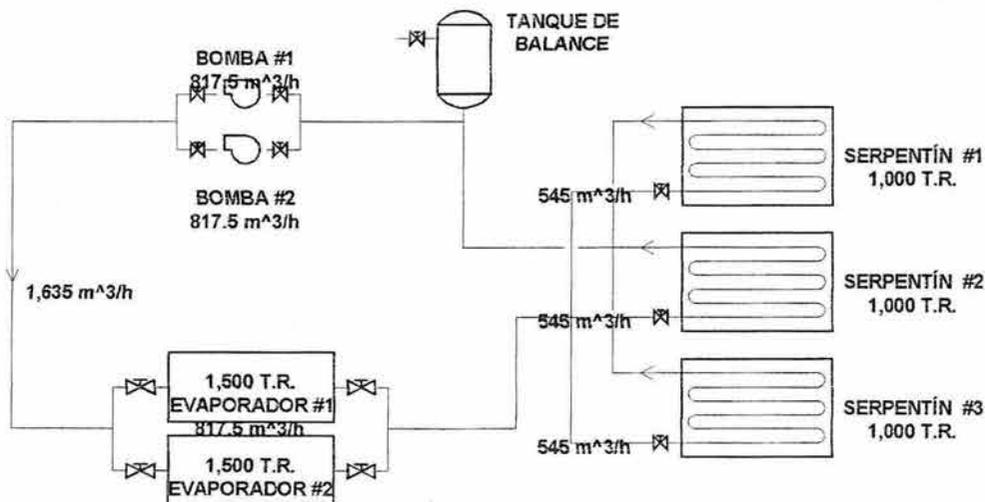


Fig. 2.15 Circuito de agua helada del sistema de refrigeración indirecta

Para saber el consumo de energía eléctrica de los motores que accionan a las bombas de este circuito es necesario determinar la potencia de bombeo necesaria para mover esta cantidad de agua a través del circuito planteado. La potencia de la bomba se determina mediante la siguiente expresión:

$$W_B = \frac{\gamma QH}{1,000\eta_B} \quad \dots 2.5$$

donde:

γ es el peso específico de líquido a mover, para el agua es de 9,810 [N/m³]

Q es el gasto de agua [m³/s]

H es la carga total en la bomba expresado en [m.c.a.]

η_B es la eficiencia de la bomba a utilizar

W_B es la potencia requerida por la bomba [kW_m]

El consumo de energía eléctrica de parte del motor que acciona a la bomba es:

$$kW_e = \frac{W_B}{\eta_{ME}} = \frac{\gamma QH}{1,000\eta_B\eta_{ME}} \quad \dots 2.6$$

Para poder seleccionar las bombas de este circuito es necesario determinar la carga en el sistema y a su vez se debe proponer un arreglo. Para propósitos estimativos se supondrá un arreglo sencillo mostrado en la figura 2.16.

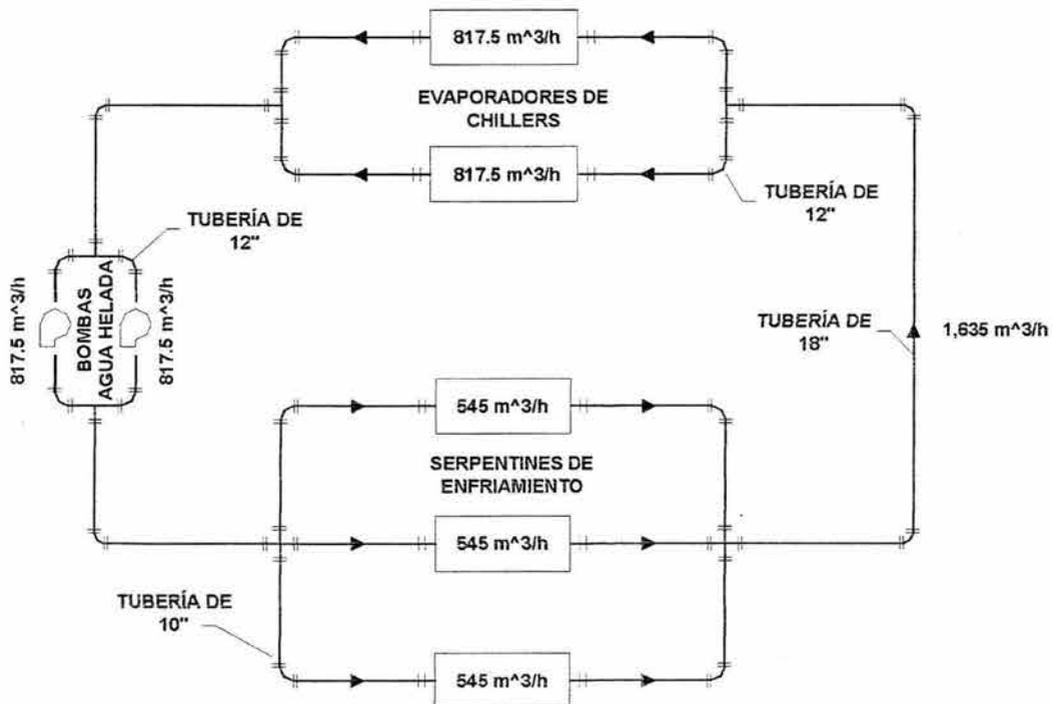


Fig. 2.16 Arreglo propuesto para el circuito de agua helada

Los diámetros de las tuberías fueron obtenidos con base en una velocidad del fluido de 3 m/s para tubería de acero cédula 40. Los diámetros a utilizar son los siguientes:

- Por donde fluyen 1,635 m³/h se usará una tubería de diámetro nominal de 18"
- Para 817.5 m³/h se usará una de 12"
- Para 545 m³/h se usará una de 10"

Las pérdidas en las tuberías, bajo las condiciones de flujo y velocidad correspondientes son las siguientes⁴:

- Para las de 18" es de 1.602 m_{c.a.} por cada 100 m de longitud
- Para las de 12" es de 2.384 m_{c.a.} por cada 100 m de longitud
- Para las de 10" es de 2.66 m_{c.a.} por cada 100 m de longitud

El cálculo de la carga del circuito de agua helada se divide en tres partes:

- La carga en la sección de los serpentines de enfriamiento (figura 2.17).

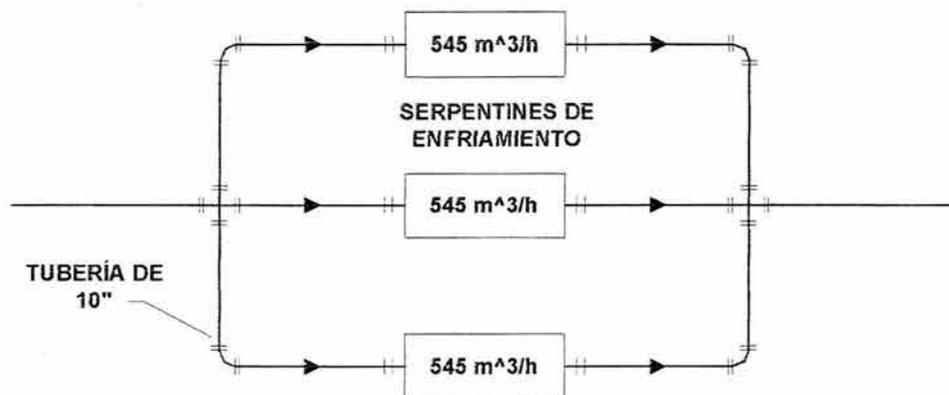


Fig. 2.17 Arreglo en la sección de los serpentines de enfriamiento

Según el fabricante, la carga solo de los serpentines es de 9.144 m_{c.a.}. Para determinar la carga en la sección de los serpentines (serpentines, tuberías y accesorios) solo se considerará la caída de presión por parte de los serpentines y se tomará en cuenta una longitud total en la tubería de 100 m para tratar de agregar las cargas por parte de los accesorios.

La carga en esta sección es:

$$H_1 = H_{\text{serp}} + H_{10''}$$

donde H_{serp} y $H_{10''}$ son las cargas por el serpentín y en la tubería de 10". Sustituyendo:

$$H_1 = 9.144 \text{ m}_{\text{c.a.}} + 2.66 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

$$H_1 = 11.804 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

⁴ Estos datos fueron obtenidos del libro "Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías" CRANE Co.

- Carga debida a la sección de los evaporadores de los chillers (figura 2.18).

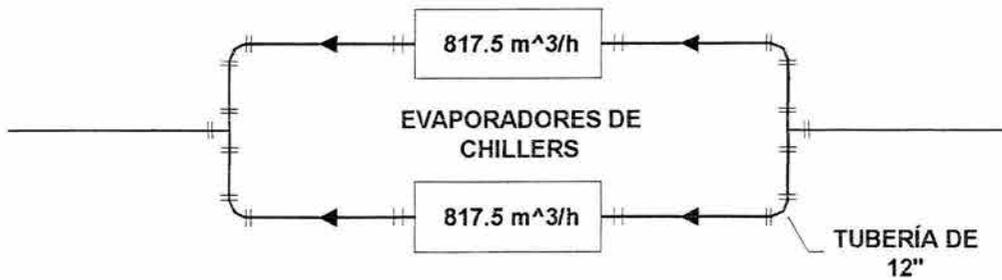


Fig. 2.18 Arreglo en la sección de los evaporadores de los chillers

Según datos del fabricante, solo los evaporadores de los chillers tienen una carga de 8.93 m_{c.a.}. La carga en esta sección se calculará haciendo la misma consideración que en la sección de los serpentines. Es decir, se considerará un tramo de tubería de 100 m de longitud para tratar de agregar las pérdidas por accesorios:

$$H_2 = H_{\text{evap}} + H_{12''}$$

donde H_{evap} y $H_{12''}$ son las cargas por el evaporador y en la tubería de 12". Sustituyendo:

$$H_2 = 8.93 \text{ m}_{\text{c.a.}} + 2.384 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

$$H_2 = 11.314 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

- Carga debida a la tubería de 18".

Esta tubería es la que conecta a las bombas con los serpentines y los evaporadores de los chillers. Considerando 100 m de longitud de tubería se tiene que la carga por esta tubería es de:

$$H_3 = 1.602 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

La carga total para el circuito de agua helada es:

$$H_{\text{Tot}} = H_1 + H_2 + H_3$$

$$H_{\text{Tot}} = 11.804 \text{ m}_{\text{c.a.}} + 11.314 \text{ m}_{\text{c.a.}} + 1.602 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

$$H_{\text{Tot}} = 24.72 \text{ m}_{\text{c.a.}}$$

En la tabla 2.3 se resume los siguientes requerimientos de bombeo:

Tabla 2.3 Requerimientos de bombeo para el circuito de agua helada

Carga total	24.17m _{c.a.}
Gasto	1,635 m ³ /h

Para poder calcular la potencia necesaria de las bombas (ecuación 2.5) solo falta saber cuál sería la eficiencia de dicho equipo. Para poder estimar la eficiencia se realizó una preselección de una bomba que tuviera dicha capacidad. La curva característica de dicha bomba se muestra en el anexo "C".

Considerando una eficiencia del 82% para estos equipos, se tiene que la potencia requerida por cada bomba (figura 2.19) es de:

$$\dot{W}_B = (9,810 \text{ N/m}^3 \times 817.5 \text{ m}^3 / 3,600 \text{ s} \times 24.71 \text{ m}) / (1000 \times 0.82) = 67.1 \text{ kW}_m$$

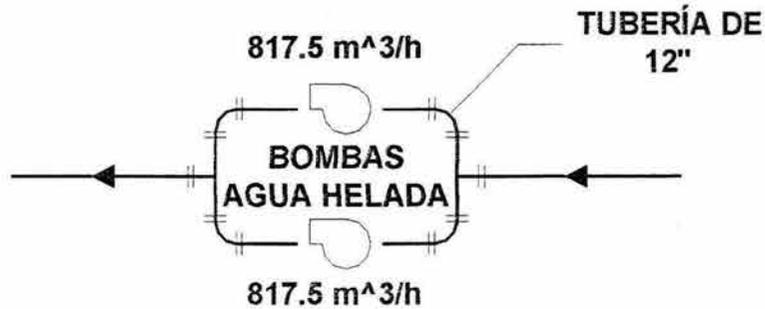


Fig. 2.19 Arreglo en la sección de las bombas

Considerando una eficiencia del 90% para los motores eléctricos que accionan a las bombas, entonces el consumo de energía eléctrica para un motor de estos es de (utilizando la ecuación 2.6):

$$\text{kW}_e = 67.1 \text{ kW}_m / 0.9 = 74.6 \text{ kW}_e$$

Entonces el consumo total de energía por parte de las dos bombas para este circuito:

$$\text{kW}_{\text{AguaHelada}} = 74.6 \text{ kW}_e \times 2 = 149.2 \text{ kW}_e$$

2.5.2 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE LAS BOMBAS DEL CIRCUITO DE AGUA DE MAR

De la información que el fabricante proporciona se sabe que el gasto total de agua de mar es de 979.9 m³/h y que la carga debida a los condensadores es de 3.38 m_{c.a.}. El diagrama del equipo instalado en plataforma tendría más o menos la configuración mostrada en la figura 2.20.

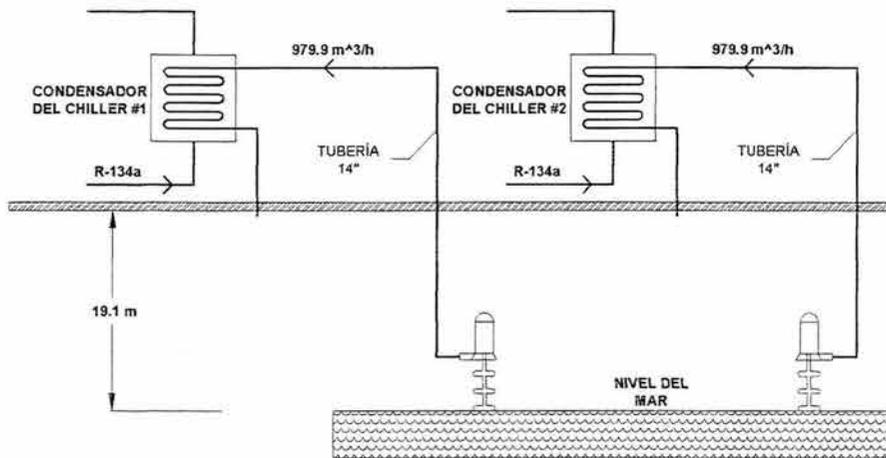


Fig. 2.20 Circuito de agua de mar del sistema de refrigeración indirecta

Considerando la misma velocidad dentro de la tubería de 3 m/s, el diámetro de la tubería tendrá que ser de 14". Con este diámetro de tubería y el flujo, la pérdida es de 2.099 m_{c.a.} por cada 100 m de longitud. Con el arreglo mostrado y considerando cien metros de longitud en la tubería, se tiene que la carga total del circuito es de:

$$H_4 = H_{hst} + H_{cond} + H_{14''}$$

donde H_{hst} , H_{cond} y $H_{14''}$ son las cargas hidrostática, por pérdidas en el condensador y la tubería de 14". Sustituyendo:

$$H_4 = 19.1 \text{ m}_{c.a.} + 3.38 \text{ m}_{c.a.} + 2.099 \text{ m}_{c.a.}$$

$$H_4 = 24.579 \text{ m}_{c.a.}$$

En resumen, se tienen los siguientes requerimientos de bombeo:

Tabla 2.4 Requerimientos de bombeo para el circuito de agua de mar

Carga total	24.579 m _{c.a.}
Gasto	979.9 m ³ /h

Considerando que se trata de agua de mar cuya densidad relativa es aproximadamente 1.045 y que la eficiencia de la bomba sea del 80% (la curva característica de dicha bomba se muestra en el anexo "C"), la potencia requerida por una bomba es de (ecuación 2.5):

$$W_B = (10,251 \text{ N/m}^3 \times 979.9 \text{ m}^3 / 3,600 \text{ s} \times 24.579 \text{ m}) / (1,000 \times 0.80) = 85.7 \text{ kW}_m$$

Considerando una eficiencia del 90% para el motor eléctrico que acciona a la bomba, entonces el consumo de energía eléctrica para un motor de estos es de (utilizando la ecuación 2.6):

$$\text{kW}_e = 85.7 \text{ kW}_m / 0.9 = 95.3 \text{ kW}_e$$

La potencia demandada por las dos bombas para este circuito es de:

$$\text{kW}_{\text{AguaMar}} = 2 \times 95.3 \text{ kW}_e = 190.5 \text{ kW}_e$$

En total, el consumo de energía eléctrica de las bombas de los circuitos de agua helada y agua de mar es de:

$$\begin{aligned} \text{kW}_{\text{Bombas}} &= \text{kW}_{\text{AguaHelada}} + \text{kW}_{\text{AguaMar}} \\ \text{kW}_{\text{Bombas}} &= 149.2 \text{ kW}_e + 190.5 \text{ kW}_e \\ \text{kW}_{\text{Bombas}} &= 339.7 \text{ kW}_e \end{aligned}$$

Para obtener el consumo total del sistema de refrigeración se deben tomar en cuenta los datos de la tabla 2.1 y agregarle el consumo de las bombas de los circuitos de agua helada y agua de mar. Entonces el consumo total de energía eléctrica para este sistema esta dado por la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Desglose del consumo de energía eléctrica por parte del sistema de refrigeración

CARGA	Capacidad [T.R.]	[kW _e /T.R.]	Compresión [kW _e]	Bombeo [kW _e]	Total [kW _e]
100%	3,000	0.715	2,145	339.7	2,484.7
75%	2,250	0.620	1,395	339.7	1,734.7
50%	1,500	0.615	922.5	339.7	1,262.2
25%	750	0.784	588	339.7	927.7

La representación gráfica de los datos de la tabla 2.5 se muestran en la figura 2.21.

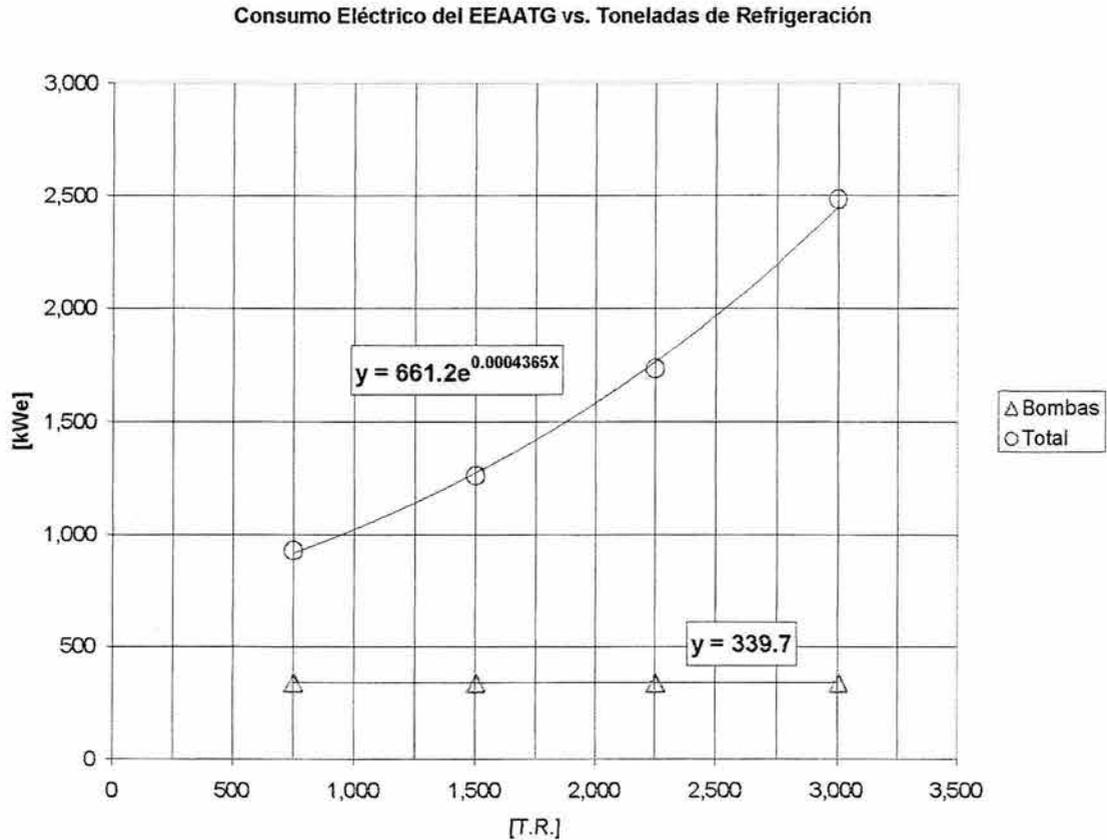


Fig. 2.21 Consumo total de energía eléctrica del EEAATG en función de T.R.

El modelo matemático para obtener las toneladas de refrigeración en función de T_{bs1} (considerando que $\Phi = 95\%$) de acuerdo con la figura 2.11 es:

$$T.R. = 0.0274T_{bs1}^3 - 0.4229T_{bs1}^2 + 41.938T_{bs1} - 304.2 \quad \dots 2.7$$

El modelo matemático del consumo total de electricidad en función de las toneladas de refrigeración es, según se ve en la figura 2.21:

$$kW_{EEAATG} = 661.2e^{0.0004365T.R.} \quad \dots 2.8$$

Sustituyendo el modelo matemático 2.7 en el modelo 2.8 se obtiene un modelo que proporciona el consumo de energía eléctrica total del equipo enfriador en función de la temperatura ambiente:

$$kW_{EEAATG} = 661.2e^{0.0004365(0.0274T_{bs1}^3 - 0.4229T_{bs1}^2 + 41.938T_{bs1} - 304.2)} \quad \dots 2.9$$

Su gráfica se muestra en la figura 2.22.

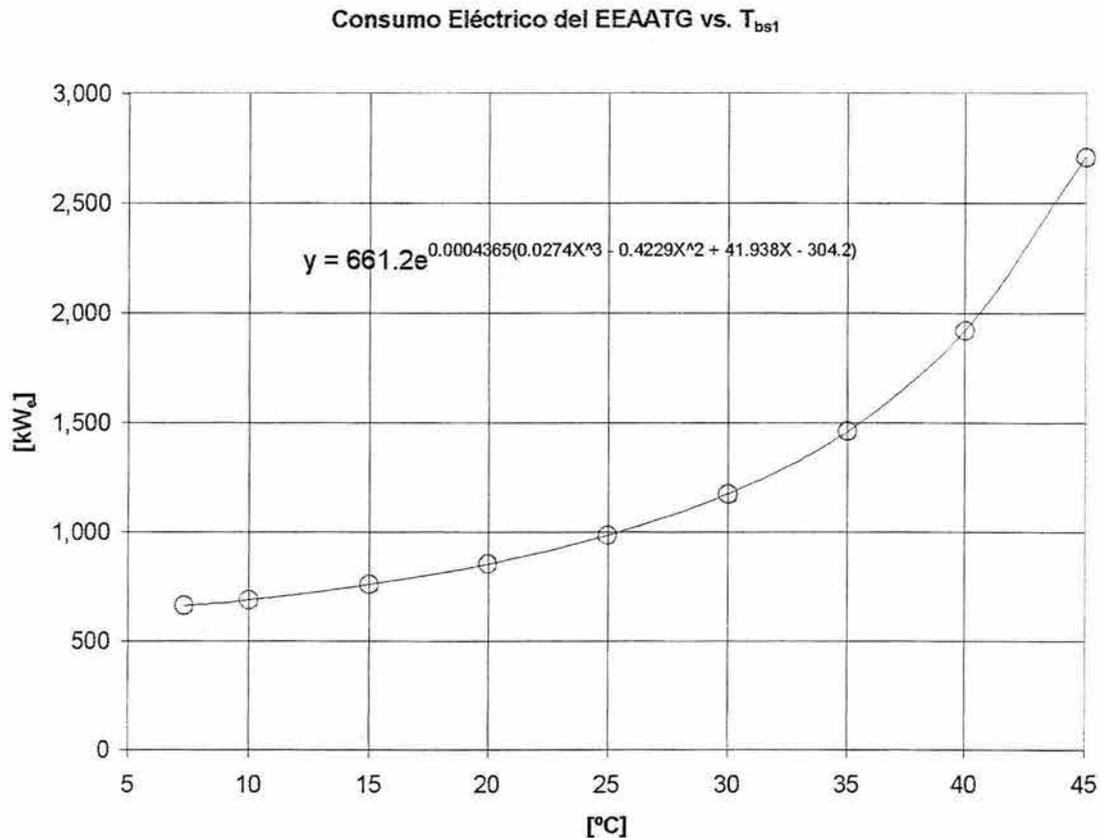


Fig. 2.22 Consumo total de energía eléctrica del EEAATG en función de T_{bs1}

Para saber si el sistema de enfriamiento de aire es viable, en un principio este debe consumir menos energía que la ganada en la TG al enfriar el aire ambiente de los 40 °C hasta los 7.33 °C. Evaluando la ecuación 2.9 para $T_{bs1}=40^{\circ}\text{C}$ resulta que $\text{kW}_{\text{EEAATG}}=1,926.8 \text{ kW}_e$.

En la tabla siguiente se puede ver que la ganancia neta entre la TG y el EEAATG es de 1,164.2 kW y el porcentaje de consumo por parte del EEAATG con respecto a la ganancia en la TG es del 62.36% a las condiciones que de diseño planteadas.

Tabla 2.6 Consumo del EEAATG y ganancia de la TG a una T_{bs1} de 40°C

T.R.	2,450
Consumo del Equipo de Refrigeración [kW_e]	1,926.8
Ganancia en la Turbina de Gas [kW_m]	3,091
Ganancia Neta [kW]	1,164.2

Sin embargo, es importante recalcar que el consumo del equipo de refrigeración cambia en función de las condiciones climáticas por lo que la ganancia neta de potencia entre la Tg y el EEAATG también varía. Este comportamiento se aprecia en la figura 2.23.

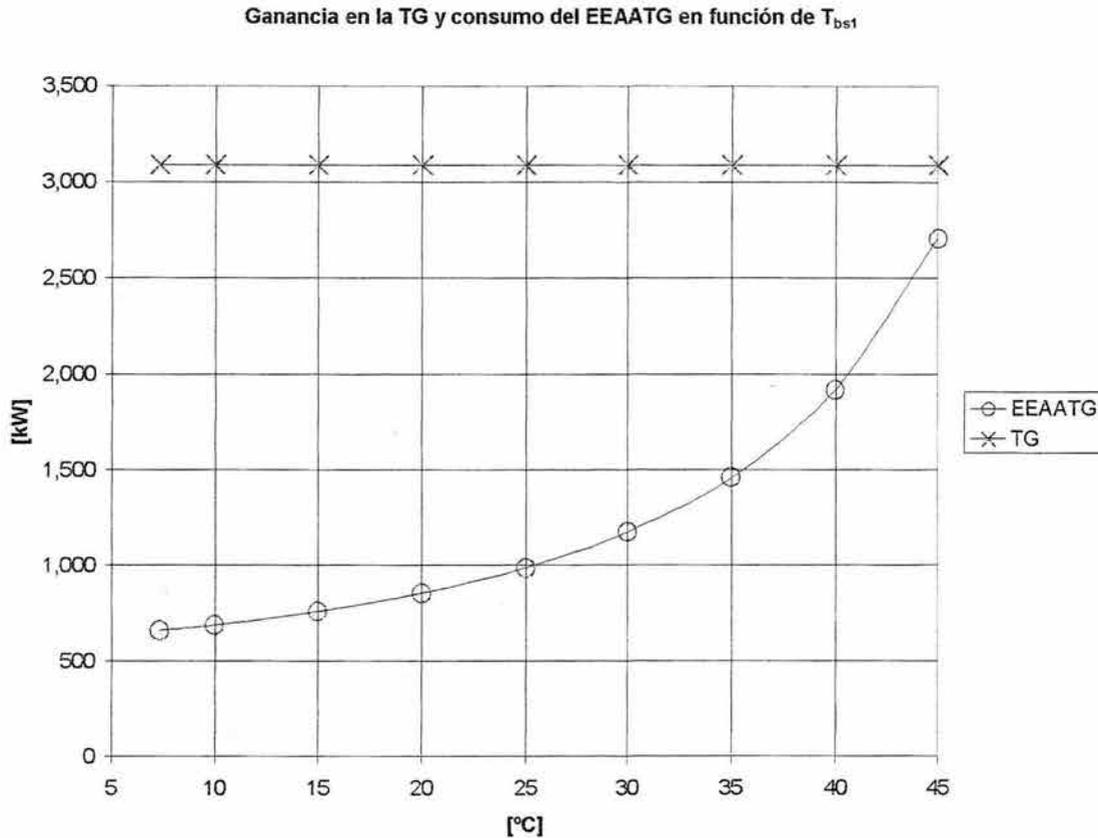


Fig. 2.23 Representación de la ganancia neta de potencia en el sistema TG-EEAATG en función de T_{bs1}

Hasta ahora se podrá decir que se ha avanzado dos terceras partes hacia el alcance del objetivo de esta tesis. Se comenzó por determinar los beneficios del enfriamiento del aire de admisión en la TG, posteriormente en este capítulo se ha escogido la opción más adecuada para el caso de estudio de esta tesis y se ha cuantificado el consumo de energía eléctrica para el mismo. Hasta el momento los resultados han sido exitosos ya que la energía eléctrica consumida por el EEAATG es menor a la ganancia de potencia en la TG. El siguiente paso es determinar la ganancia en producción de gas natural asociado a la ganancia de potencia en la TG gracias al EEAATG.

CAPITULO 3

**“GANANCIA EN PRODUCCIÓN DE GAS NATURAL
EN UNA ESTACIÓN DE COMPRESIÓN TEÓRICA”**

La particularidad en este estudio sobre la aplicación del EEAATG estriba en que este sistema no se aplicará para aumentar la potencia de una TG que acciona a un generador eléctrico, sino que se plantea para TG que accionan compresores (figura 3.1). Esto significa que la energía eléctrica que consumirá el equipo de refrigeración se deberá obtener de la red de suministro; teniendo que pagar el costo de la misma y tener la capacidad de generarla.

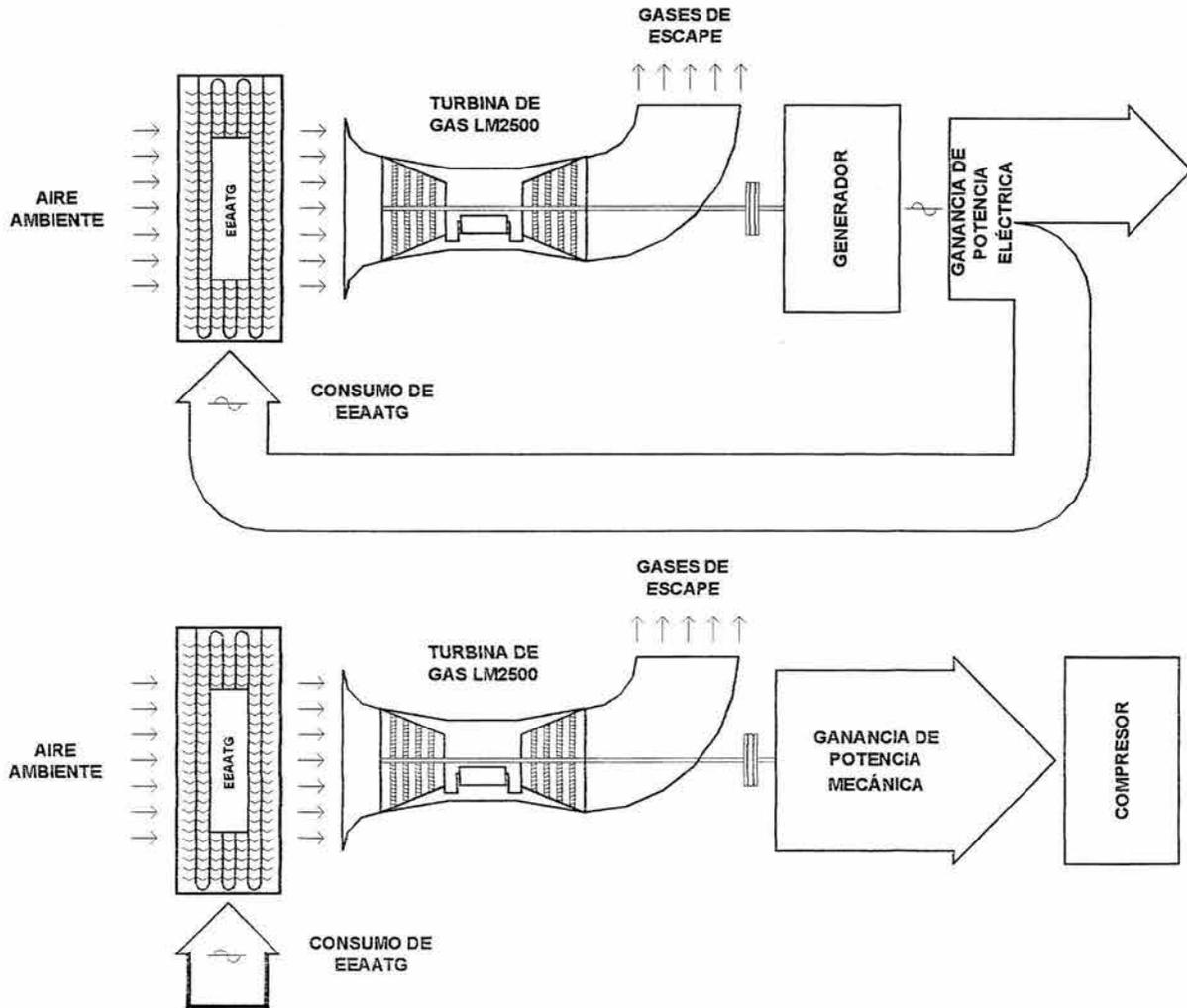


Fig. 3.1 Representación de la ganancia de potencia en el caso de aplicar el sistema de enfriamiento a un Turbo-Generador o a un Turbo-Compresor

La ganancia de producción en gas natural debido al aumento de potencia de la TG que se calculará a lo largo de este capítulo, y como se mencionó en el alcance y objetivo de esta tesis, será para una estación de compresión teórica ubicada en plataforma marina.

Por el momento tal vez sea conveniente observar el diagrama global de todo el sistema que se muestra en la figura 3.2. Este diagrama sería válido solo para un turbocompresor, pero en la realidad esto no sucede o sucede muy pocas veces. Por lo general, en una estación de compresión se tiene instalada más de una unidad.

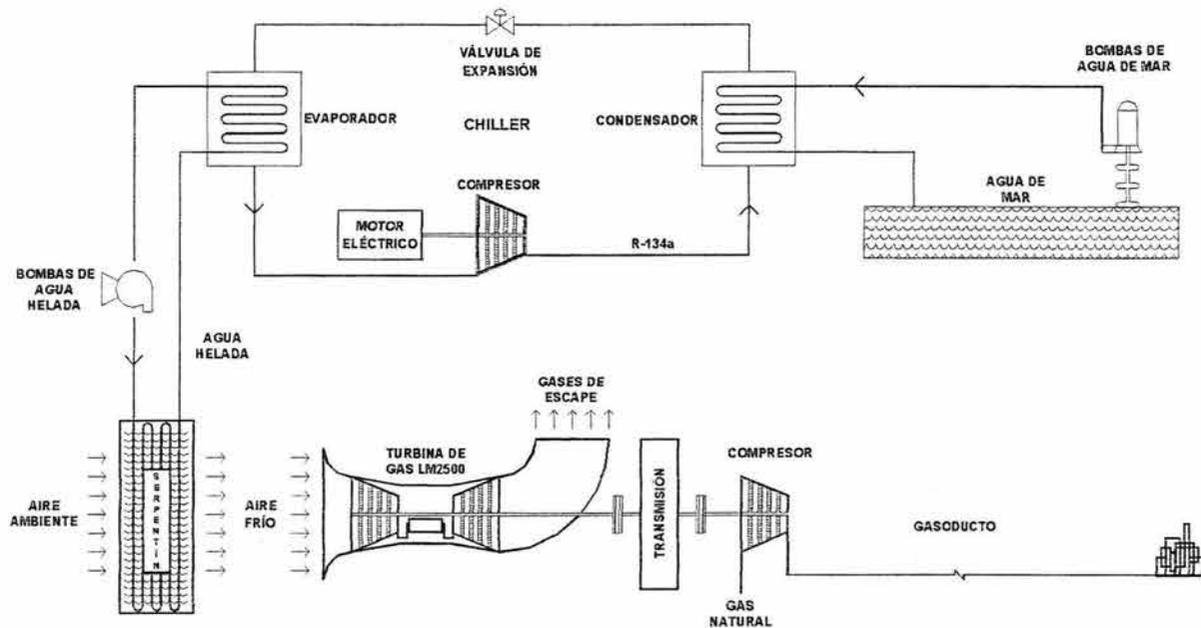


Fig. 3.2 Esquema global del sistema TG-EEAATG-Compresor

3.1 CONDICIONES ACTUALES

Para comenzar con la solución del problema, lo primero será proponer el arreglo de la estación de compresión (figura 3.3). Los datos en sitio serán:

1. La temperatura ambiente es de 40°C con una humedad relativa de 100%.
2. Cuatro turbocompresores con una capacidad de 121 millones de pies cúbicos estándar diarios (MMPCSD) ó 3,426,338 m³_{std}/día cada uno.
3. Las TG que accionan a los compresores son General Electric modelo LM-2500, su potencia actual es de 18,144 kW_m. Esta es la correspondiente a las condiciones ambiente planteadas (ver tabla 1.6).
4. Las propiedades a la succión de los compresores es: presión de 7 kg/cm² man. y temperatura de 80 °C.
5. Una propiedad a la descarga de los compresores es: presión de 70 kg/cm² man.
6. Tres de estos cuatro turbocompresores trabajan continuamente mientras que otro (cualquiera de los cuatro) se encuentra de relevo, teniendo así una producción continua de 363 MMPCSD ó 10,279,015 m³_{std}/d.
7. El diámetro del gasoducto en el cual descargan los turbocompresores es de 24" cedula 80 y su longitud es de 96.6 km
8. La presión al inicio del gasoducto es la presión de descarga de los compresores.

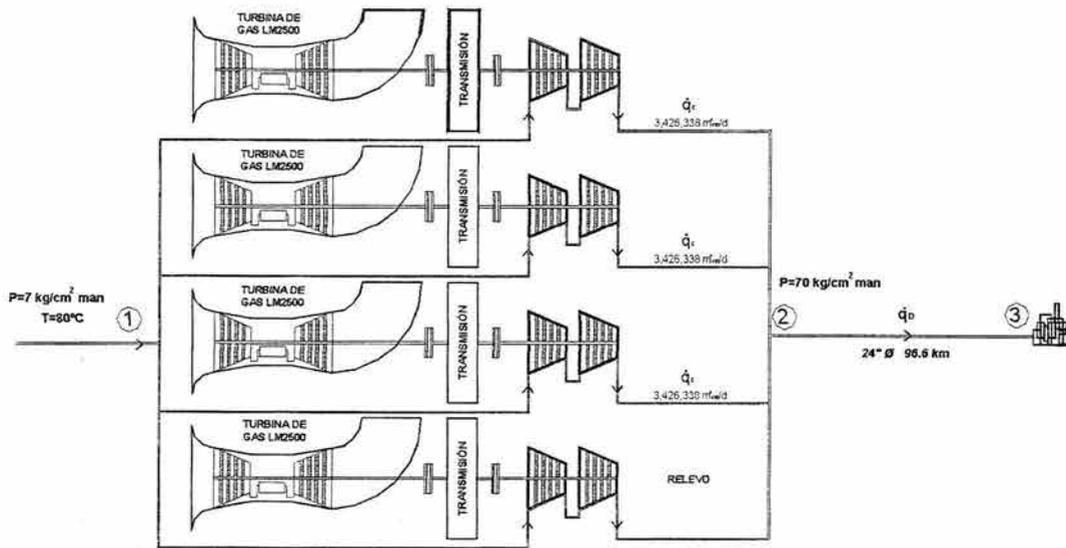


Fig. 3.3 Arreglo de la estación de compresión propuesta

Las características del gas natural que manejarán los compresores son:

$$C_p = 2.055 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$C_v = 1.711 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$Z = 0.9911$$

$$M = 25.12 \text{ g/gmol}$$

$$R = 0.331 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

$$k = 1.201$$

$$S = 0.867$$

Antes de seguir adelante en la solución del problema es necesario hacer ciertas observaciones que, aunque no se han mencionado, son de suma importancia precisar.

Para aumentar la producción de gas natural en cualquier estación de compresión es necesario evaluar la posibilidad de incrementar:

1. La demanda de la materia prima.
2. La capacidad de las subsecuentes estaciones de recompresión, endulzamiento, etc.
3. La capacidad de transporte en la tubería (principalmente el incremento de presión).
4. La capacidad del compresor (incremento de r_p , flujo y velocidad de giro).
5. El consumo de combustible, debido al incremento de potencia de la TG (ver capítulo 1)
6. El consumo de energía eléctrica por parte del EEAATG, y además.
7. Tener el espacio suficiente en el sitio para instalar el equipo de refrigeración.

Se supondrá que los seis puntos anteriores no representarán una limitante para implementar el EEAATG para los turbocompresores.

Con los datos proporcionados se comenzará por calcular la potencia necesaria en cada compresor. Para esto se utilizará la fórmula de compresión isentrópica:

$$\dot{W}_{cs} = \frac{\dot{m}_c R Z T_1}{(k-1)/k} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \quad \dots 3.1$$

donde:

\dot{m}_c = flujo másico del compresor [kg/s]

R = constante particular del gas [kJ/(kg · K)]

Z = factor de compresibilidad

T_1 = temperatura absoluta a la succión [K]

$k = C_p / C_v$

p_2 = presión absoluta a la descarga [kPa]

p_1 = presión absoluta a la succión [kPa]

\dot{W}_{cs} = potencia de compresión isentrópica [kW]

Para poder hacer el cálculo solo falta saber el flujo másico que maneja cada compresor. El flujo volumétrico que maneja cada compresor es de 3,426,338 m³_{std}/día. ó 39.66 m³_{std}/s, para saber el flujo másico que corresponde a este se utilizará la ley de los gases ideales:

$$p\dot{V} = \dot{m}RT \quad \dots 3.2$$

despejando \dot{m}

$$\dot{m} = \frac{p\dot{V}}{RT} \quad \dots 3.2'$$

los valores de p y T son a condiciones estándar, es decir 101.325 kPa y 288.15 K respectivamente. Para el caso de los compresores la ecuación 3.2' puede quedar como:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{q}_c p_{std}}{86,400 RT_{std}} \quad \dots 3.2''$$

donde:

\dot{q}_c = gasto volumétrico en el ducto expresado en [m³_{std}/día]

\dot{m}_c = gasto másico equivalente en el ducto [kg/s]

86,400 es un factor para convertir los [m³_{std}/día] a [m³_{std}/s]

$p_{std} = 101.325$ [kPa]

$T_{std} = 288.15$ [K]

Sustituyendo la ecuación 3.2'' en la 3.1 se tiene que:

$$W_{Cs} = \frac{q_c P_{std} Z T_1 k}{86,400 T_{std} (k-1)} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \quad \dots 3.1'$$

El valor de las presiones absolutas correspondientes para p_1 y p_2 son:

$$p_1 = 787.8 \text{ [kPa]}$$

$$p_2 = 6,966 \text{ [kPa]}$$

La temperatura absoluta correspondiente para T_1 de 80 [°C] es de:

$$T_1 = 80^\circ\text{C} = 353.15 \text{ [K]}$$

Sustituyendo p_1 , p_2 , q_c , k , Z , y T en la ecuación 3.1:

$$W_{Cs} = \frac{3,426,338 \times 101.325 \times 0.9911 \times 353.15 \times 1.201}{(1.201-1)} \times \left(\left(\frac{6,966}{787.8} \right)^{1.201-1/1.201} - 1 \right)$$

$$W_{Cs} = 12,837 \text{ [kW]}$$

Como la potencia que entrega la turbina es de 18,144 [kW_m] (la correspondiente a 40°C de temperatura ambiente según se lee en la tabla 1.6), entonces la eficiencia combinada de la transmisión y el compresor es de:

$$\eta_{TR-C} = \frac{12,837 \text{ [kW]}}{18,144 \text{ [kW]}}$$

$$\eta_{TR-C} = 70.75\%$$

la cual es aceptable se si considera que la eficiencia de la transmisión sea del 90%. Es decir, la eficiencia del compresor resultaría de 78.62%. Lo anterior se explica con la siguiente expresión:

$$\eta_{TR-C} = \eta_{TR} \eta_C \quad \dots 3.3$$

donde :

η_{TR-C} es la eficiencia combinada de la transmisión y el compresor

η_{TR} es la eficiencia de la transmisión

η_c es la eficiencia del compresor

Una vez que se comprime el gas en cada turbocompresor, el flujo de cada uno de estos se junta con los demás y es enviado por el gasoducto. Finalmente el gas de la estación llega a las instalaciones en tierra firme mediante el gasoducto.

Los compresores conectados a gasoductos tienen la característica de que el gasoducto determina la presión a la que el gas debe ser entregado por estos para una determinada cantidad de flujo dentro de él. Es decir, el aumentar la producción en la estación de compresión implica aumentar el flujo que pasa por el gasoducto. Este aumento de flujo en el gasoducto aumenta las pérdidas en el mismo, por lo que la presión al inicio debe ser aumentada para mantener la presión al final del gasoducto constante y poder aumentar el flujo. Este fenómeno se explica mejor en la sección siguiente.

3.2 FLUJO DE GAS EN ESTADO PERMANENTE EN DUCTOS

La determinación exacta de la pérdida de presión de un fluido compresible que circula por una tubería requiere de un conocimiento de la relación de presión y volumen específico; esto no es fácil de determinar para cada problema particular. Los casos extremos considerados normalmente son el flujo adiabático y el flujo isotérmico. El flujo adiabático se supone que ocurre en tuberías cortas y bien aisladas. Esto es debido a que no se transfiere desde o hacia la tubería, excepto la pequeña cantidad de calor que se produce por fricción que se añade al flujo. El flujo isotérmico o flujo a temperatura constante se considera que ocurre muy a menudo, en parte por conveniencia, o más bien, porque se acerca más a la realidad de lo que sucede en las tuberías.

La densidad de los gases y de los vapores varía considerablemente con la presión; por lo tanto, si la caída de presión es grande, la densidad y la velocidad cambian de manera significativa.

El flujo de gases en tuberías largas se aproxima mucho a las condiciones isotérmicas. La pérdida de presión en tales tuberías es a menudo grande con relación a la presión de entrada, y la solución de este problema cae fuera de los límites de la ecuación de Darcy. Una determinación exacta de las características del flujo dentro de esa categoría puede hacerse utilizando la ecuación para flujo totalmente isotérmico.

$$\dot{m}_D^2 = \left[\frac{A^2}{v_1 \left(\frac{fL}{d} + 2 \ln \frac{p_1}{p_2} \right)} \right] \left[1000 \times \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1} \right] \quad \dots 3.4$$

donde:

\dot{m}_D = flujo másico en el ducto [kg/s]

A = área de la sección transversal del ducto [m²]

v_1 = volumen específico del gas al inicio del ducto [m³/kg]

L = longitud del ducto [m]

d = diámetro interno de la tubería [m]

f = factor de fricción

p_1 = presión inicial [kPa]

p_2 = presión final [kPa]

El término $2 \ln \frac{p_1}{p_2}$ es muy pequeño respecto a $\frac{fL}{d}$, por lo que se puede despreciar.

Entonces la ecuación 3.4 puede ser escrita como:

$$m_D^2 = \left[\frac{dA^2}{v_1 f L} \right] \left[1000 \times \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1} \right] \quad \dots 3.4'$$

Esta fórmula se desarrolla con base en las siguientes hipótesis:

1. Flujo isotérmico
2. No se aporta ni se realiza trabajo mecánico sobre o por el sistema
3. El flujo o descarga permanece constante con el tiempo
4. El gas responde a las leyes de los gases perfectos
5. La velocidad puede ser representada por la velocidad media en una sección
6. La tubería es recta y horizontal entre los puntos extremos
7. El cambio en la energía cinética es despreciable

Como los problemas de flujo de gas se expresan normalmente en términos de gasto referido a condiciones estándar de temperatura y presión ($m^3_{std}/\text{día}$ o MMPCSD), la ecuación 3.4 puede adoptar la siguiente forma:

$$q_D = 5.62 \times 10^5 \left(\frac{T_{std}}{p_{std}} \right) \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) d^5}{f L S T_m}} \eta_D \quad \dots 3.4''$$

donde:

$_{std}$ = se refiere a condiciones estándar (101.325 [kPa] y 288.15 [K])

p_1 y p_2 = presión al inicio y al final del ducto en [kPa]

η_D = factor de eficiencia del flujo

S = densidad relativa del gas referida al aire en condiciones estándar

T_m = temperatura promedio del fluido a lo largo del ducto [K]

q_D = gasto referido a condiciones estándar [$m^3_{std}/\text{día}$]

El factor de eficiencia del flujo η_D se define como un factor tomado de la experiencia, y se supone normalmente que es de 90 o 92% para las condiciones de operación promedio. En la tabla 3.1 se presentan algunos valores típicos para E.

Tabla 3.1 Valores del factor de eficiencia de flujo η_D típicos

η_D	Estado del ducto
1	Ideales
0.95	Excelente
0.92	Promedio
0.85	Adversas

Si se considera la desviación con respecto a los gases ideales mediante el factor Z , la ecuación de flujo isotérmico se representa finalmente como:

$$q_D = 5.62 \times 10^5 \left(\frac{T_{std}}{P_{std}} \right) \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{f L S T_m Z_m}} \eta_D \quad \dots 3.4'''$$

donde:

Z_m = factor de compresibilidad promedio

Esta ecuación sirve de base para muchos modelos, de los cuales, la principal diferencia estriba en la manera en que se obtiene al factor de fricción f .

Por mencionar algunos están los modelos de Weymouth, Panhandle, Panhandle modificado, AGA, etc.

El modelo más utilizado en la industria del gas es el de Panhandle modificado, el cual tiene la siguiente forma:

$$q_D = 1.264 \times 10^7 \left(\frac{T_{std}}{P_{std}} \right)^{1.02} \left(\frac{(P_1^2 - P_2^2) d^{4.961}}{L S^{0.961} T_m Z_m} \right)^{0.51} \eta_D \quad \dots 3.4^{IV}$$

Este modelo fue obtenido a principio de la década de 1940 por la compañía Panhandle Eastern Pipeline al medir las caídas de presión a lo largo de un ducto de 24". Estos resultados fueron correlacionados utilizando la ecuación 3.6 resolviendo para el factor de fricción f . Estos valores de f finalmente fueron correlacionados con los datos experimentales quedando en función del gasto, densidad relativa del gas y el diámetro de la tubería.

$$f = \frac{0.0030}{(q_D S/d)^{0.03922}} \quad \dots 3.5$$

El valor promedio de eficiencia de 0.92 para η_D , normalmente utilizado, fue obtenido empíricamente de los flujos medidos corregidos a las condiciones estándar. El factor de eficiencia para η_D de 1.0 deberá ser considerado para un ducto ideal bajo condiciones

perfectas operando con números de Reynolds dentro del rango de 5×10^6 a 14×10^6 . Un ducto ideal sería en línea recta, sin cambios de elevación y liso. Se considera que la caída de presión es ocasionada solamente por la fricción con el ducto y la temperatura del gas es constante.

La capacidad de un ducto siempre será ligeramente menor a la indicada por este modelo y se debe calcular un factor de eficiencia promedio para el periodo de vida de un determinado ducto. Cabe resaltar que el modelo no es recomendable para presiones bajas ni para tuberías de un diámetro menor a 8".

Teniendo disponibles los modelos para determinar la potencia de compresión y el flujo a través de un gasoducto, lo siguiente será hacer una comparación hipotética de una estación de compresión determinada para cuantificar la ganancia en producción ligada al incremento de potencia en la TG.

Para continuar con los cálculos de las condiciones actuales de la estación de compresión solo falta determinar la presión al final del gasoducto dadas las condiciones al inicio del mismo.

La ecuación 3.4^{IV} para este caso (respetando los estados que se presentan en la figura 3.4) queda representada como:

$$\dot{q}_D = 1.264 \times 10^7 \left(\frac{T_{std}}{p_{std}} \right)^{1.02} \left(\frac{(p_2^2 - p_3^2) d^{4.961}}{LS^{0.961} T_m Z_m} \right)^{0.51} \eta_D \quad \dots 3.6$$

Los datos conocidos son:

$d = 0.5477$ [m] (diámetro interior de un tubo de 24" y cédula 80)

$p_2 = 6,966$ [kPa]

$\dot{q}_d = 10,279,014$ [m³_{std}/dia] (tres veces el flujo de cada turbocompresor)

$\eta_D = 0.92$

$T_m = 26.67$ °C = 299.82 [K] (la temperatura del agua de mar considerada en el capítulo 2)

$L = 96600$ [m]

$Z_m = 0.9911$

$S = 0.867$

Despejando a p_3 de la ecuación 3.6:

$$p_3 = \sqrt{p_2^2 - \frac{T_m Z_m LS^{0.961}}{d^{4.961}} \left(\frac{\dot{q}_D}{1.264 \times 10^7 \eta_D \left(\frac{T_{std}}{p_{std}} \right)^{1.02}} \right)^{1/0.51}} \quad \dots 3.6'$$

sustituyendo \dot{q}_d , d , S , p_2 , η_D , T_m , T_{std} , p_{std} , L y Z_m .

$$p_3 = \sqrt[1/0.51]{6,966^2 - \frac{299.82 \times 0.9911 \times 96,600 \times 0.867^{0.961}}{0.5477^{4.961}} \times \left(\frac{10,279,014}{1.264 \times 10^7 \times 0.92 \times \left(\frac{288.15}{101.325} \right)^{1.02}} \right)}$$

$$p_3 = 610.9 \text{ [kPa]}$$

En resumen la situación actual en la estación teórica de compresión se presenta resumida en la figura 3.4.

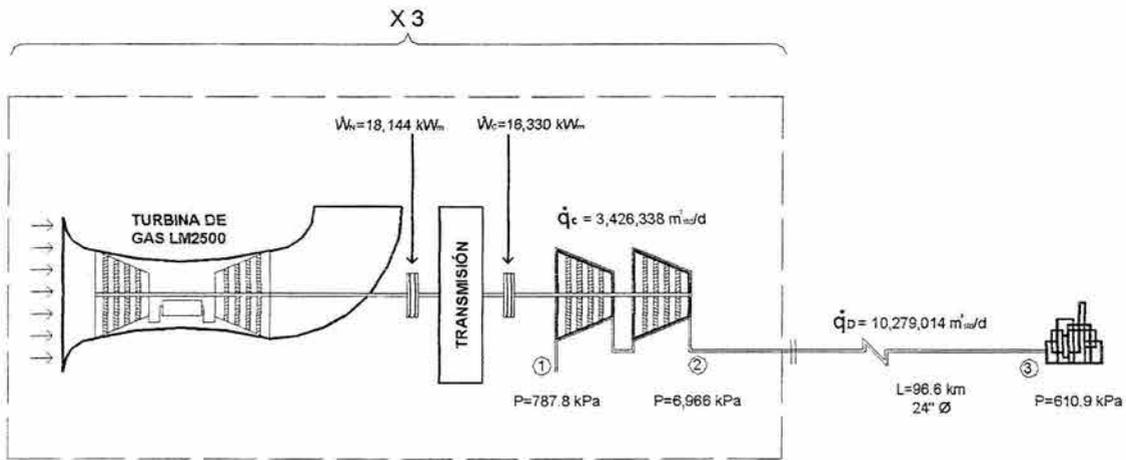


Fig. 3.4 Resumen de las condiciones actuales

3.3 CONDICIONES FUTURAS

Con la nueva potencia que se espera entreguen las TG gracias al EEAATG (21,233 kW_m que se leen de la tabla 1.6) se espera que haya un aumento de producción. Como ya se había mencionado, este incremento en el flujo está determinado por el gasoducto. Según la ecuación 3.6 se puede observar que el flujo está en función de la presión inicial y final si se mantienen todas las demás variables fijas. Por cuestiones operativas la condición para incrementar la cantidad de gas que pasa a través del ducto es que la presión al final de este permanezca constante o bien, no varíe demasiado. Al fijar un valor de p₃ en el gasoducto se simplifica más el problema ya que así el flujo estará en función p₂.

Poniendo a p₂ en función de q_d :

$$p_2 = \sqrt[1/0.51]{\frac{T_m Z_m L S^{0.961}}{d^{4.961}} \left(\frac{q_D}{1.264 \times 10^7 \eta_D \left(\frac{T_{std}}{p_{std}} \right)^{1.02}} \right)^2 + p_3^2} \quad \dots 3.6''$$

sustituyendo d , S , p_3 , η_D , T_m , T_{std} , p_{std} , L y Z_m :

$$p_2 = \sqrt{\frac{299.82 \times 0.9911 \times 96,600 \times 0.867^{0.961}}{0.5477^{4.961}} \times \left(\frac{\dot{q}_D}{1.264 \times 10^7 \times 0.92 \times \left(\frac{288.15}{101.325} \right)^{1.02}} \right)^{1/0.51}} + 610.9^2$$

simplificando:

$$p_2 = 22,271 \sqrt{\left(\frac{\dot{q}_D}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}} \quad \dots 3.6'''$$

Para ilustrar como se comporta la presión respecto al flujo, en la figura 3.5 se presenta la gráfica p_2 vs \dot{q}_D de la ecuación 3.6''', junto con su ajuste por mínimos cuadrados para cálculos rápidos.

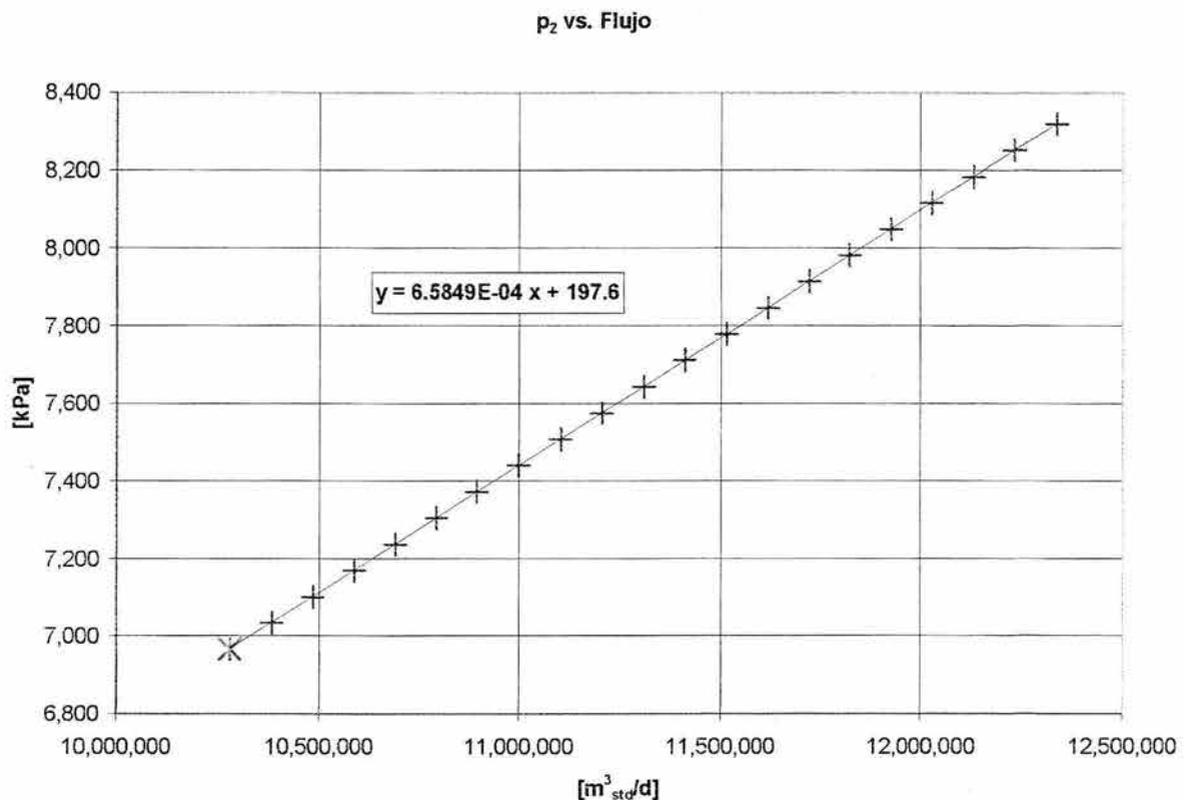


Fig. 3.5 Presión al inicio del ducto en función del gasto que circula por él. El punto en rojo representa las condiciones actuales $10,279,014 \text{ m}^3_{std}/\text{día}$ y $6,966 \text{ kPa}$

Como la presión al inicio del gasoducto es la misma presión a la salida de los compresores, entonces 3.6''' puede ser sustituida en 3.1':

$$W_{Cs} = \frac{q_c p_{std} Z T_1 k}{86,400 T_{std} (k-1)} \left(\left(\frac{22,271 \sqrt{\left(\frac{q_D}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}}}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \quad \dots 3.1''$$

Como el flujo que maneja cada turbocompresor es la tercera parte del total que pasa por el gasoducto, la ecuación 3.1'' se puede escribir como:

$$W_{Cs} = \frac{q_D p_{std} Z T_1 k}{295,200 T_{std} (k-1)} \left(\left(\frac{22,271 \sqrt{\left(\frac{q_D}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}}}{p_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \quad \dots 3.1'''$$

sustituyendo los valores de p_{std} , Z , T_1 , k , T_{std} , y p_1 :

$$W_{Cs} = \frac{q_D \times 101.325 \times 0.991 \times 353.15 \times 1.201}{259,200 \times 288.15 \times 0.201} \left(\left(\frac{22,271 \sqrt{\left(\frac{q_D}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}}}{787.8} \right)^{k-1/k} - 1 \right)$$

simplificando

$$W_{Cs} = \frac{q_D}{352.5} \left(\left(28.27 \sqrt{\left(\frac{q_D}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}} \right)^{0.201/1.201} - 1 \right) \quad \dots 3.1^{IV}$$

Se espera que al llevar a cabo el enfriamiento del aire de admisión, la potencia en la turbina de gas será de 21,233 kW_m (ver tabla 1.6). Se considerará que las eficiencias de la transmisión y del compresor permanecen iguales, entonces:

$$\begin{aligned} W_{Cs} &= W_T \eta_{T-C} \\ W_{Cs} &= 21,233 \text{ kW}_m \times 0.7075 \\ W_{Cs} &= 15,022 \text{ kW}_m \end{aligned}$$

igualando este valor con la ecuación 3.1^{IV}

$$15,022 = \frac{\dot{q}_D}{352.5} \left(\left(28.27 \sqrt{\left(\frac{\dot{q}_D}{33,768,748} \right)^{1/0.51} + \frac{1}{1,329}} \right)^{0.201/1.201} - 1 \right)$$

resolviendo para \dot{q}_D

$$\dot{q}_D = 11,395,624 [\text{m}^3_{\text{std}}/\text{dia}]$$

sustituyendo \dot{q}_D en 3.6''' se obtiene la presión de descarga en los compresores

$$p_2 = 22,271 \sqrt{\left(\frac{11,395,624}{33,768,748} \right)^{1.961} + \frac{1}{1,329}}$$

$$p_2 = 7,700.8 [\text{kPa}]$$

En la figura 3.6 se muestra la gráfica de W_{TG} contra \dot{q}_D (recuérdese que $W_{TG} = \frac{W_{Cs}}{\eta_{T-C}}$). En esta misma se presenta un ajuste mediante mínimos cuadrados para efectos de cálculos rápidos.

En resumen, la situación futura en la estación teórica de compresión se presenta resumida en la figura 3.5.

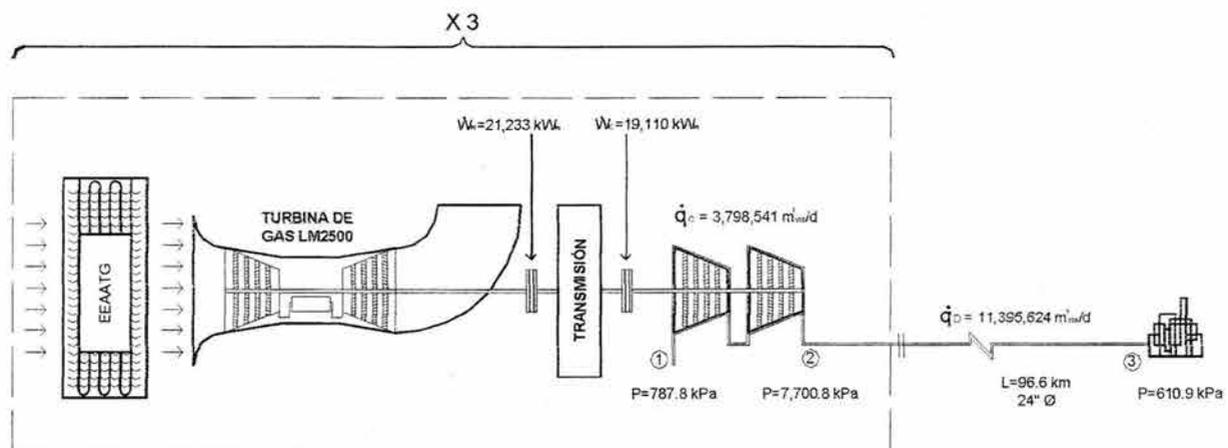


Fig. 3.6 Resumen de las condiciones futuras

El aumento en la producción de gas natural en la estación de compresión al llevar a cabo el enfriamiento del aire de admisión en los turbocompresores se puede resumir en la tabla 3.2

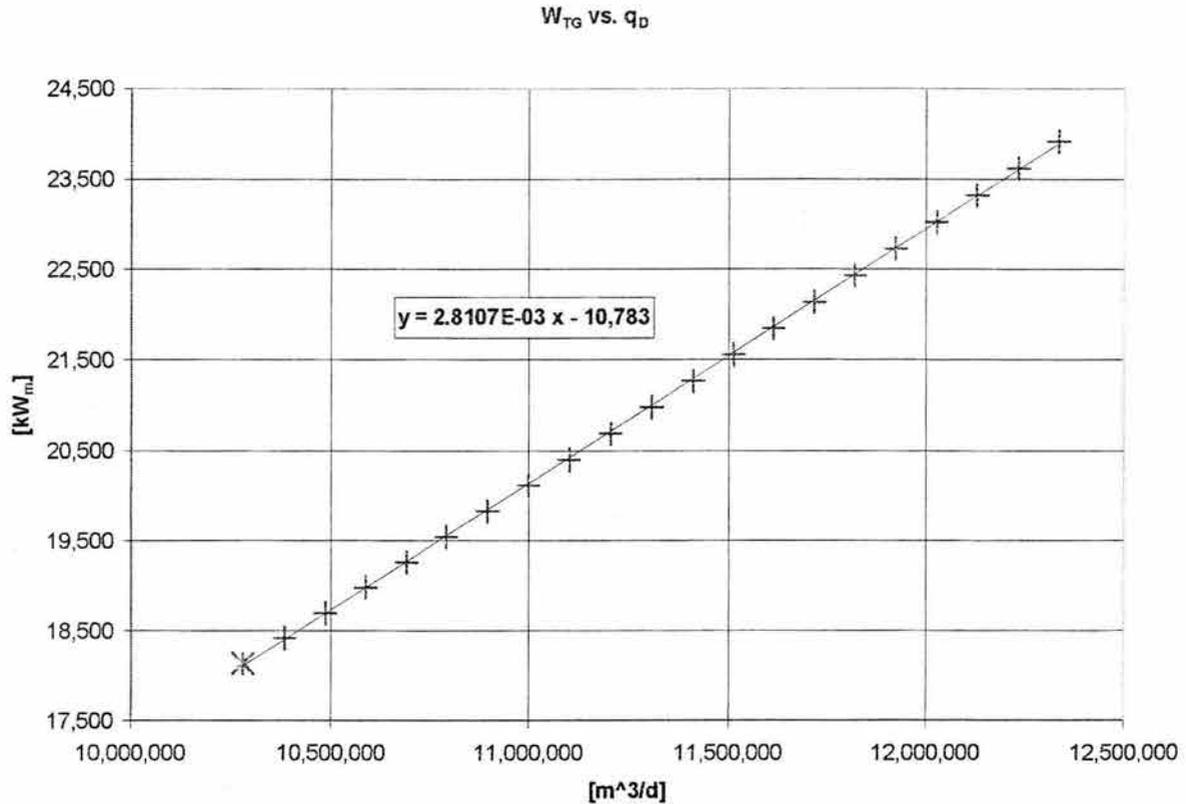


Fig. 3.7 Potencia neta necesaria en la TG de cada compresor vs. flujo en el gasoducto. El punto en rojo representa las condiciones actuales $10,279,014 \text{ m}^3_{std}/d$ y $18,144 \text{ kW}_m$

Tabla 3.2 Resumen de las condiciones actuales y futuras

		SIN EEAATG	CON EEAATG
TURBO COMPRESORES	p_1 [kPa]	787.8	787.8
	p_2 [kPa]	6,966	7,700.8
	q_C [m^3_{std}/d]	3,426,338	3,798,541
	W_C [kW_m]	16,330	19,110
	W_{TG} [kW_m]	18,144	21,233
GASODUCTO	p_2 [kPa]	6,966	7,700.8
	p_3 [kPa]	610.9	610.9
	q_D [m^3_{std}/d]	10,279,015	11,395,624

En la figura 3.7 se ilustra el cambio de presión a lo largo del gasoducto después de haber incrementado el flujo que circula dentro de él. El punto que está indicado con un círculo (en el extremo derecho) corresponde a la presión final p_3 del gasoducto, la cual es la misma para las condiciones actuales y futuras. Obsérvese que dicha presión es la misma para ambos casos.

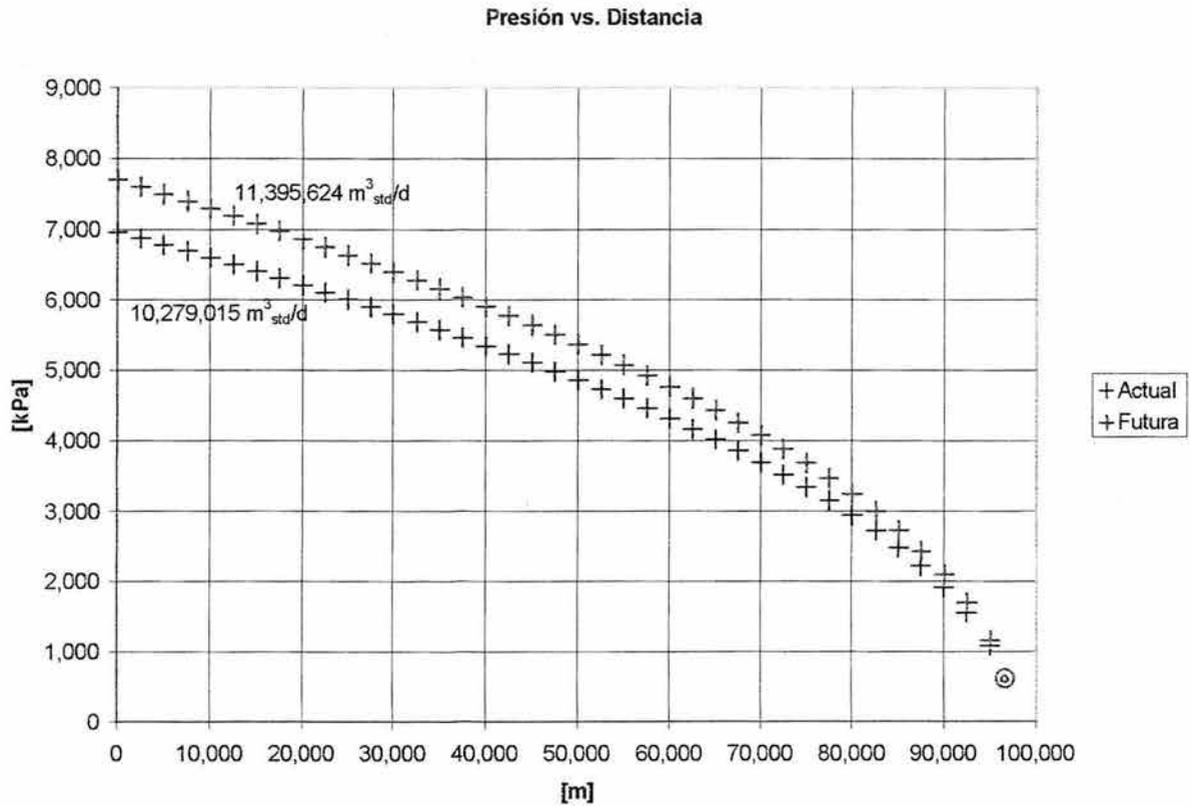


Fig. 3.7 Cambios en el gasoducto que comunica a la estación de compresión con las instalaciones en tierra

Hasta el momento se puede concluir que al aumentar la potencia en las TG en un 17.02%, significa un aumento en la producción de gas natural de aproximadamente 10.86% para la estación teórica planteada en este capítulo. Esto es un beneficio que habrá que estudiar económicamente para determinar principalmente el tiempo de amortización de la inversión planteada para la estación de compresión. El estudio económico se presenta a continuación en el capítulo 4.

CAPITULO 4

“ANÁLISIS ECONÓMICO”

A lo largo del desarrollo de esta tesis, básicamente se ha llegado a las siguientes conclusiones:

1. Al enfriar el aire de admisión en una TG que opera en lugares calurosos se puede recuperar la potencia perdida en este equipo hasta los valores máximos especificados por el fabricante. El incremento de potencia trae consigo un incremento en el consumo de combustible pero a la vez se mejora de la eficiencia de la TG.
2. La selección del EEAATG más conveniente para este caso fue el de refrigeración indirecta. Este usa como líquido secundario agua y refrigerante 134a en los equipos de refrigeración (chillers).
3. La potencia eléctrica necesaria para el EEAATG es menor a la ganada por la TG al aplicarle el enfriamiento. Por lo que energéticamente es conveniente.
4. El aumento de potencia en la TG debido al empleo del EEAATG se puede aplicar en incrementar la producción de una estación de compresión bajo las condiciones dadas en el capítulo 3.

Las cifras de estos cuatro puntos se muestran a continuación en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3. Estos mismos resultados se muestran esquemáticamente en la figura 4.1.

Tabla 4.1 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 1

TURBINA DE GAS		
	SIN EEAATG	CON EEAATG
W_N [kW _m]	18,144	21,233
\dot{Q}_s [kW _t]	51,563	56,799
η [%]	35.19	37.38

Tabla 4.2 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 2

EQUIPO DE REFRIGERACIÓN	
T.R.	2,450
Agua Condensada [m ³ /h]	9.35
Consumo [kW _e]	1,926.8

Tabla 4.3 Resumen de los resultados obtenidos en el capítulo 3

		SIN EEAATG	CON EEAATG
TURBO COMPRESORES	p_1 [kPa]	787.8	787.8
	p_2 [kPa]	6,966	7,700.8
	q_c [m^3_{std}/d]	3,426,338	3,798,541
	W_c [kW_m]	16,330	19,110
	W_{TG} [kW_m]	18,144	21,233
GASODUCTO	p_2 [kPa]	6,966	7,700.8
	p_3 [kPa]	610.9	610.9
	q_D [m^3_{std}/d]	10,279,014	11,395,624

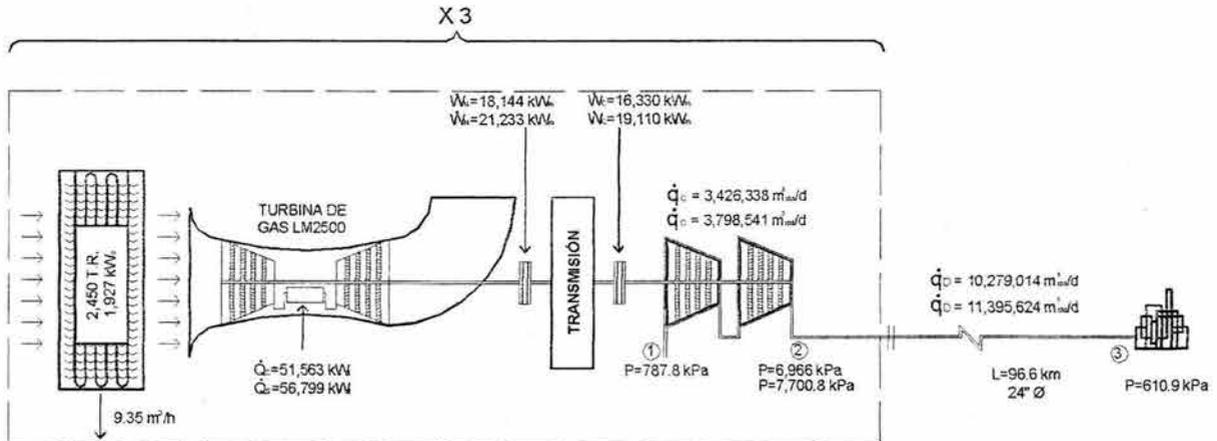


Figura 4.1 Resumen en los cambios en la estación de compresión al llevar a cabo el enfriamiento del aire de admisión en la Turbina de Gas

Lo que sigue para determinar finalmente si es conveniente o no la instalación del EEAATG en una estación de compresión es llevar a cabo un análisis económico.

4.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

Los datos económicos que se tomarán en cuenta para la realización del análisis son:

1. Paridad del peso contra el dólar: 11 pesos por dólar.
2. Precio de venta del gas natural a industrias: 5.2 dólares por millón de Btu (54.22 pesos millón de kJ).
3. El costo de gas natural en plataforma para consumo de PEMEX EXPLORACIÓN Y PRODUCCIÓN (PEP) será considerado con un valor de: 5.2 dólares por millón de BTU (54.22 pesos millón de kJ).
4. El costo del kWh en plataforma será considerado con un valor de \$8.0298.
5. El porcentaje que el gobierno federal cobra sobre los ingresos por ventas a PEMEX GAS será considerado del 80%.
6. La inflación será considerada con un valor del 5%.

4.2 INVERSIÓN

Para la estación de compresión propuesta en esta tesis, se tendrá que instalar un equipo de enfriamiento para cada turbocompresor dando un total de 4 equipos de refrigeración (ver figura 3.3). Cada equipo de refrigeración consta de:

- Dos (2) chillers de 1,500 T.R. cada uno.
- Tres (3) serpentines de enfriamiento para el aire de 1,000 T.R. cada uno.
- Dos (2) bombas para el circuito de agua helada de 74.6 kW cada una.
- Dos (2) bombas para el circuito de agua de mar de 95.3 kW cada una.
- Un (1) tanque de balance.
- Equipo de interconexión como tuberías, cables, arrancadores, controles, etc.

El costo aproximado de cada equipo de refrigeración considerando la adquisición, ingeniería, instalación e imprevistos es de 5 millones de dólares o 55 millones de pesos.

Entonces la inversión total en la estación de compresión es de:

$$I = \$55,000,000 \times 4 = \$220,000,000$$

ya que son cuatro turbocompresores a los que habrá que instalar los EEAATG.

4.3 COSTO DE OPERACIÓN

a) Costo por incremento de consumo de gas natural de parte de las TG:

De la tabla 4.1 se lee que el incremento en calor suministrado en cada TG al pasar de 40 a 7.33 °C en la admisión de la misma es de 5,236 kW_t. Este calor es suministrado por el combustible.

En este caso el combustible utilizado es gas natural por lo que el costo por este concepto para cada TG será de:

$$5,236 [\text{kW}_t] \times 54.22 \text{ \$/}(1 \times 10^6 \text{ kJ})] = 0.28 [\text{\$/s}] = 1,022.03 [\text{\$/h}]$$

como son tres TG que funcionarían, entonces:

$$A = 1,022.03 \text{ \$/h} \times 3 = 3,066.08 \text{ \$/h}$$

b) *Costo por consumo de energía eléctrica de parte de los EEAATG:*

De la tabla 4.2 se lee que el consumo eléctrico de cada EEAATG es de 1,926.8 kW_e. El costo por el consumo de energía de cada uno de estos equipos es de:

$$1,926.8 \text{ kW} \times 8.0298 \text{ \$/kWh} = 15,471.82 \text{ \$/h}$$

como son tres los EEAATG que funcionarían, entonces:

$$B = 15,471.82 \text{ \$/h} \times 3 = 46,415.46 \text{ \$/h}$$

c) *Otros (mantenimiento, personal, refacciones, herramientas, etc.):*

Se considerará que es el 20% del subtotal de A y B

$$3,068.08 \text{ \$/h} + 46,414.46 \text{ \$/h} = 49,481.53 \text{ \$/h}$$

$$C = 49,483.62 \text{ \$/h} \times 0.2 = 9,896.31 \text{ \$/h}$$

En total, el costo de operación es de:

$$CO = A + B + C$$

$$CO = 3,066.08 \text{ \$/h} + 46,415.46 \text{ \$/h} + 9,896.31 \text{ \$/h} = 59,377.84 \text{ \$/h}$$

4.4 INGRESOS POR INCREMENTO EN LA PRODUCCIÓN

Con los datos de la tabla 4.3 se sabe que la producción en la estación de compresión propuesta pasará de ser de 10,279,014 m³_{std}/d a 11,395,624 m³_{std}/d. Esto representa una ganancia en producción de 1,116,610 m³_{std}/d.

Para obtener el equivalente de esta ganancia en pesos es necesario pasar este flujo a kg/s mediante la ecuación 3.2''.

$$m = \frac{\dot{q}P_{std}}{86,400RT_{std}}$$

$$m = \frac{1,116,610 \times 101.325}{86,400 \times 0.331 \times 288.15}$$

$$m = 13.73 \text{ [kg/s]} = 49,427 \text{ [kg/h]}$$

Obteniendo la cantidad equivalente de energía asociada al incremento de producción (ya que el precio esta basado en esta):

$$Q' = 49,427 \text{ kg/h} \times 48,448 \text{ kJ/kg} = 2.395 \times 10^9 \text{ kJ/h}$$

Considerando el precio de venta de gas natural de 54.22 pesos por millón de kJ, se obtiene el ingreso por incremento en la producción en la estación de compresión:

$$IPP = 2.395 \times 10^9 \text{ [kJ/h]} \times 54.22 \text{ [$/1} \times 10^6 \text{ kJ]} = 129,836.15 \text{ $/h}$$

4.5 UTILIDADES ANTES IMPUESTOS

Es la resta de los ingresos por el incremento en la producción IPP y el costo de operación CO:

$$UAI = 129,836.15 \text{ $/h} - 59,377.84 \text{ $/h} = 70,458.31 \text{ $/h}$$

4.6 UTILIDADES DESPUÉS DE IMPUESTOS

Si el impuesto es considerado del 80% entonces la utilidad es el 20% de UAI:

$$UDI = 70,458.31 \times (1 - 0.8) = 14,091.66 \text{ $/h}$$

Considerando que el año tiene 8,760 horas, entonces la utilidad después de impuestos al año será de:

$$UDI = 14,091.66 \text{ $/h} \times 8,760 \text{ h} = 123,442,964.16 \text{ $/año}$$

4.7 PERIODO DE AMORTIZACIÓN

Considerando la inflación de 5% anual, una inversión de \$220,000,000.00 y utilidades de 123,442,964.16 \$/año; se tiene que esta inversión se paga según la expresión:

$$I = UDI \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right]$$

donde:

I es la inversión

UDI son las utilidades después de impuestos

i el interés anual

n los años en los que la inversión se paga

sustituyendo valores:

$$220,000,000 = 123,442,964.16 \times \left[\frac{1.05^n - 1}{0.05 \times 1.05^n} \right]$$

resolviendo para n

$$n = 1.91 \text{ años}$$

Finalmente, este es el resultado que se buscaba desde el planteamiento del objetivo de esta tesis. Aunque esta no sea una cifra que toma en cuenta muchas variables económicas, sirve en primera instancia para darse una idea del tiempo en que se recuperaría la inversión del sistema de enfriamiento planteado para el caso de esta tesis.

Cabe resaltar que el tiempo de recuperación calculado podría ser menor al obtenido, ya que el consumo de energía eléctrica de parte del EEAATG será en promedio menor al planteado. Esto debido a que las condiciones ambientales no promedian anualmente $\Phi=100\%$ y $T_{bs1}=40\text{ }^\circ\text{C}$.

El consumo extra de combustible y la potencia ganada por parte de la TG es siempre igual ya que la temperatura a la entrada de la misma permanece en $T_{bs1}=7.33\text{ }^\circ\text{C}$ sin importar que temperatura ambiente exista.

Dado que las TG siempre entregarán la misma potencia, es de esperar que la ganancia en producción también permanezca constante.

El costo por mantenimiento se supondrá fijo con valor de 9,896.31 [\$/h]. A continuación se muestra una tabla con los periodos de recuperación en función de T_{bs1} , hechos bajo el mismo esquema de cálculo anterior

Tabla 4.4 Análisis económico en función de T_{bs1}

T_{bs1} [°C]	A [\$/h]	B [\$/h]	C [\$/h]	CO [\$/h]	IPP [\$/h]	UAI [\$/h]	UDI [\$/h]	n [años]
45	3,066.08	65,047.28	9,896.31	78,009.67	129,836.15	51,826.48	10,365.30	2.65
40	3,066.08	46,415.46	9,896.31	59,377.85	129,836.15	70,458.30	14,091.66	1.91
35	3,066.08	35,256.75	9,896.31	48,219.14	129,836.15	81,617.01	16,323.40	1.64
30	3,066.08	28,254.54	9,896.31	41,216.93	129,836.15	88,619.22	17,723.84	1.51
25	3,066.08	23,675.54	9,896.31	36,637.93	129,836.15	93,198.22	18,639.64	1.43
20	3,066.08	20,558.02	9,896.31	33,520.41	129,836.15	96,315.74	19,263.15	1.38
15	3,066.08	18,333.13	9,896.31	31,295.52	129,836.15	98,540.63	19,708.13	1.35
10	3,066.08	16,640.67	9,896.31	29,603.06	129,836.15	100,233.09	20,046.62	1.33
7.33	3,066.08	15,867.36	9,896.31	28,829.75	129,836.15	101,006.40	20,201.28	1.32

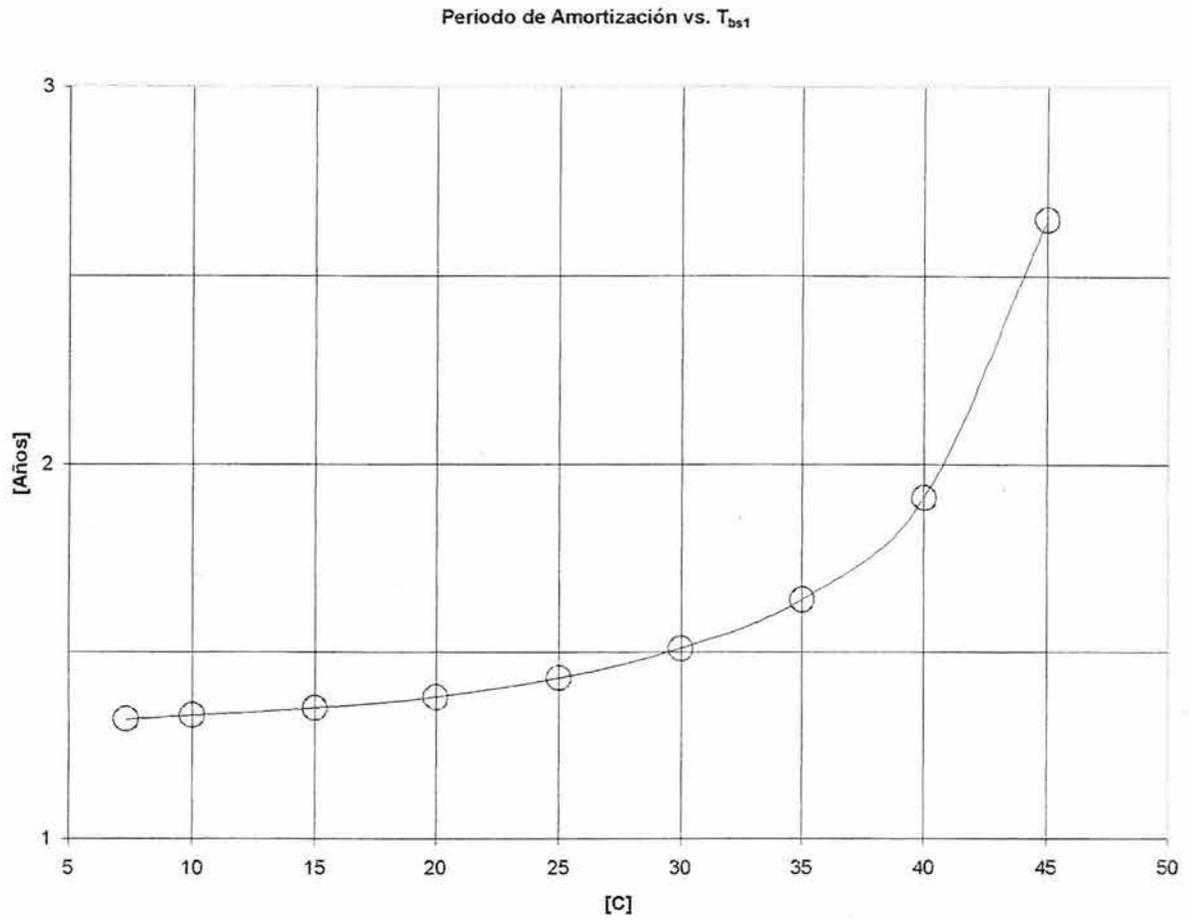


Fig. 4.2 Representación gráfica del periodo de amortización del equipo propuesto para la estación de compresión en función de la temperatura ambiente

CONCLUSIONES

El análisis económico del sistema de enfriamiento realizado para el caso de estudio de esta tesis sólo corresponde a uno de muchos. En general, los EEAATG tienen su aplicación en lugares donde la temperatura ambiente afecta el desempeño de las TG.

Al planear una instalación de estos equipos de enfriamiento en una o varias TG se debe advertir que las situaciones en el sitio pueden ser agrupadas en dos grandes casos:

- I. En turbinas de gas ya instaladas
- II. En turbinas de gas por instalar (nuevas)

En cualquiera de los dos casos y en el ámbito industrial, las TG se aplican principalmente para accionar a generadores, bombas y compresores por lo que para cada uno de estos equipos correspondería un caso de estudio muy particular.

Dentro del caso I se pueden considerar los siguientes subcasos:

Aplicar el sistema de enfriamiento para...

- a) Aumentar la potencia manteniendo el actual consumo de combustible. Esto debido a que la eficiencia térmica de la TG se mejora.
- b) Disminuir el consumo de combustible manteniendo la potencia actual. Por la misma razón anterior.
- c) Aumentar la potencia a valores muy cercanos a la potencia máxima; como consecuencia de esto se incrementa el consumo de combustible. Este caso fue el estudiado en esta tesis.

En los subcasos a) y c) siempre se debe evaluar la posibilidad de aumentar la potencia (capacidad) en equipos (sistemas) que están directamente conectados (relacionados) con la TG -en esta tesis el sistema relacionado con el turbocompresor fue el gasoducto conectado a él-.

Dentro del caso II se pueden considerar los siguientes subcasos:

- a) En algunos casos se podría(n) comprar una(s) TG más pequeña(s) y de menor costo para satisfacer la demanda de potencia. Aunque con el costo del(los) equipo(s) de refrigeración seguramente se rebase el precio de la(s) TG pensada(s) para trabajar sin equipo de refrigeración. Esta opción sigue siendo atractiva debido a que la(s) TG más pequeña(s) trabajaría(n) con una mejor eficiencia reduciendo así el consumo de combustible.
- b) En otros casos se podría disminuir la cantidad de turbogeneradores, turbocompresores o turbobombas necesarias en una planta, si al llevar a cabo el enfriamiento del aire en los mismos equipos se cumple con la demanda de energía eléctrica, gas comprimido o líquido bombeado en una determinada planta. Aquí se podría ahorrar dinero por instalar TG más pequeñas y disminuir el número de generadores, compresores o bombas necesarias en un proceso además disminuir el consumo de combustible en los equipos.

Dentro de los beneficios en los casos I y II y para lugares donde se piense llevar a cabo el enfriamiento del aire en lugares con una elevada humedad ambiente habrá que considerar que de los sistemas de refrigeración se puede obtener agua proveniente del condensado en los serpentines de enfriamiento. El valor que se le de a este líquido depende de las circunstancias de cada planta.

Los sistemas de enfriamiento, en el caso de ser destinados a incrementar la potencia en una TG, serán atractivos energéticamente siempre que la ganancia de potencia en la TG sea mayor que el consumo de energía del equipo de refrigeración.

Económicamente serán atractivos siempre que los gastos de operación de todo el sistema (EEAATG-TG-Equipo) sean menores a los ingresos relacionados con el incremento en la producción. Además que todo el sistema (EEAATG-TG-Equipo) se deberá prorratear en un periodo no mayor a 3 años.

BIBLIOGRAFÍA

Kenneth Wark, Jr., "*Termodinámica*", McGraw-Hill, 5ª Ed., 1991.

M. David Burghhart, James A. Harbach., "*Engineering Thermodynamics*", Harper Collins, 4th Ed., 1993.

O. W. Boyd, "*Petroleum Fluid Flow Systems*", OWB Corporation. John M. Campbell and Co., 1984.

Jacques Louis Vincent-Genod, "*Fundamentals of Pipeline Engineering*", Gulf Pub Co, 1984.

CRANE Co., "*Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*", McGraw-Hill, 1988.

PEMEX, "*Manual de Procedimientos reingeniería de Diseño*", Subdirección de Proyecto y Construcción de Obras, Gerencia de Ingeniería de Proyecto, México D.F. 1991.

Lelen T. Blank, Anthony J. Tarquin, "*Ingeniería Económica*", Mc Graw-Hill, 4ª Ed., 1999.

ANEXOS

ANEXO A

“CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA DE GAS LM-2500”

GAS TURBINE ALTITUDE CORRECTION FACTOR FOR
 OUTPUT AND HEAT CONSUMPTION AND ALSO ALTITUDE
 VS
 ATMOSPHERIC PRESSURE

- NOTES: 1. ALTITUDE PRESSURE CALCULATED BY METHODS OF NACA REPORT NO. 218.
 2. HEAT RATE AND THERMAL EFFICIENCY UNAFFECTED BY ALTITUDE.

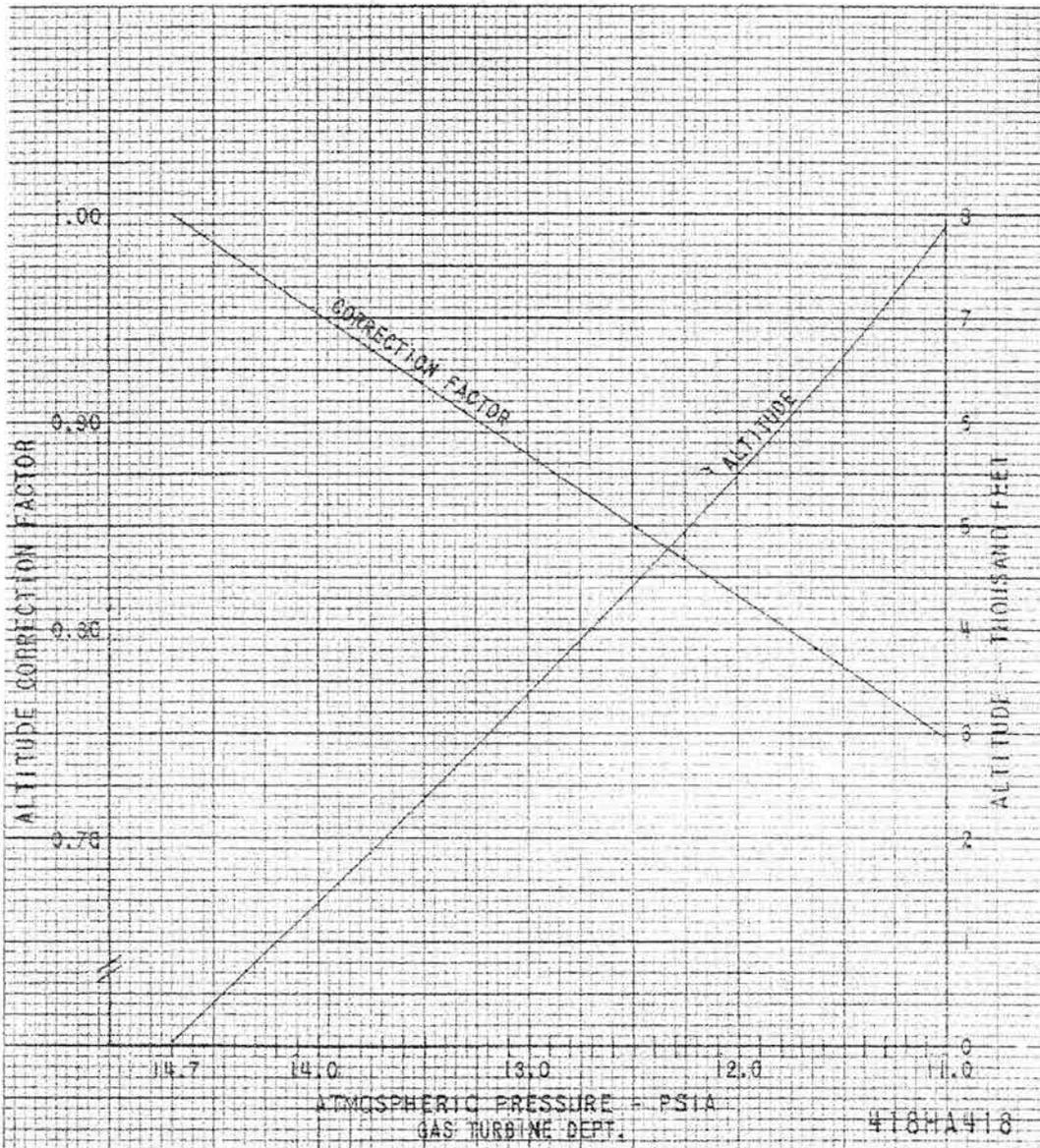


Fig. A.1 Factor de corrección de potencia por altitud y/o presión atmosférica

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE

COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 59°F (15°C)

COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760 MM OF HG)

FUEL

ISO OUTPUT
 ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV)
 ISO AIR FLOW
 ISO EXHAUST TEMPERATURE
 100% POWER TURBINE SHAFT SPEED

HP
 BTU/HP-HR
 LBS/HR
 °F
 RPM

NATURAL GAS

27,500
 6895
 519,000
 922
 3600

NOTES:

1. ALTITUDE CORRECTION ON CURVE 413HA418.
2. PRESSURE DROP EFFECTS:

	% EFFECTS		
	HP	HR	AF
4" H ₂ O INLET	-1.7	+0.65	-1.12
4" H ₂ O EXH.	-0.7	+0.65	-0.13
3. FOR EACH 4" H₂O PRESSURE DROP INCREASE EXHAUST TEMPERATURE 3°F.
4. AIR FLOW & EXHAUST TEMPERATURE ON CURVE 471HA779.

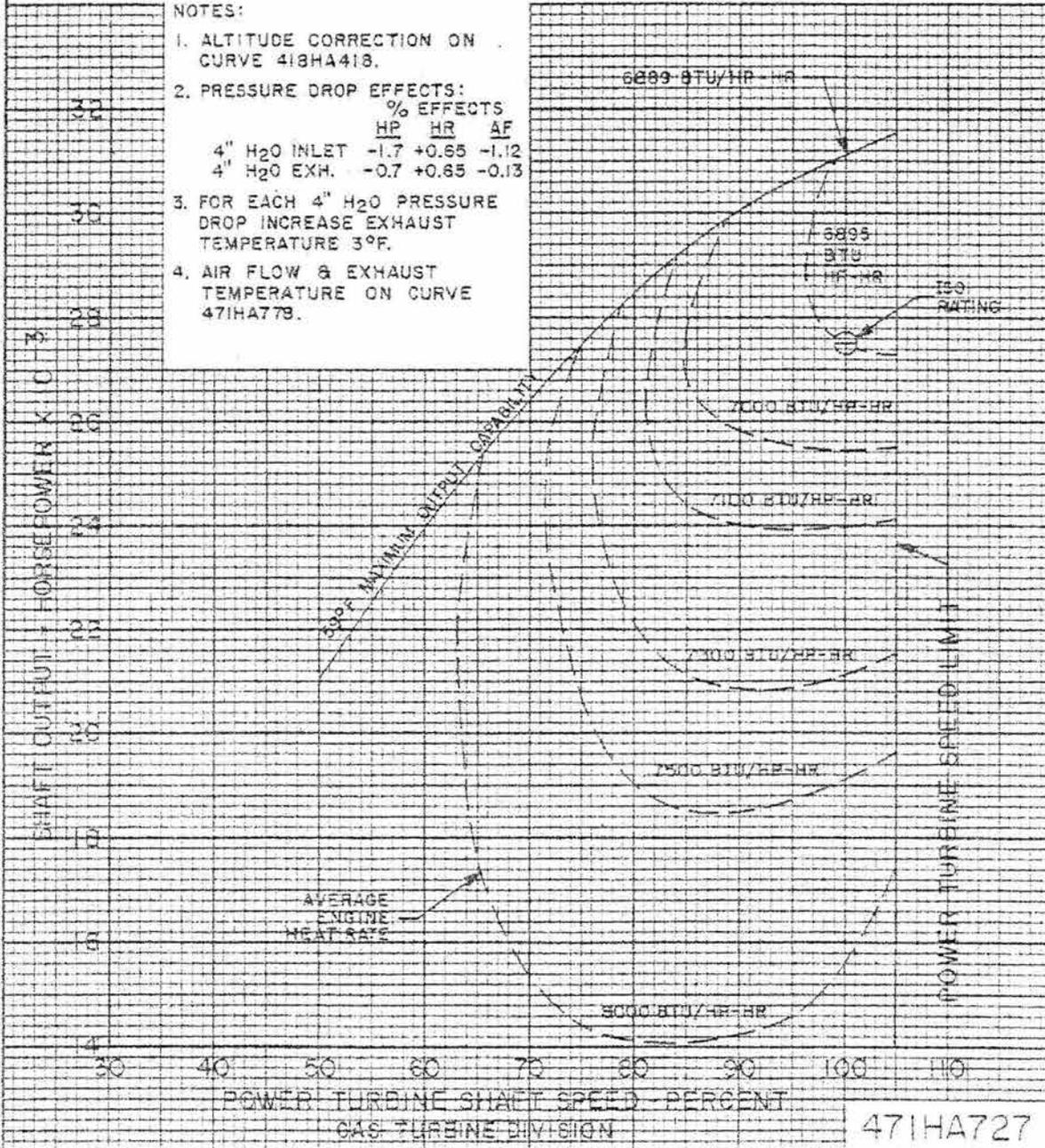


Fig. A.2-a Curvas características de potencia y consumo de combustible a 15°C de temperatura ambiente y 1 atmósfera de presión

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE

COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 59°F (15°C)

COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760MM OF HG)

FUEL		NATURAL GAS
ISO OUTPUT	HP	27,500
ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV)	BTU/HP-HR	6895
ISO AIR FLOW	LBS/HR	519,000
ISO EXHAUST TEMPERATURE	°F	922
100% POWER TURBINE SHAFT SPEED	RPM	3600

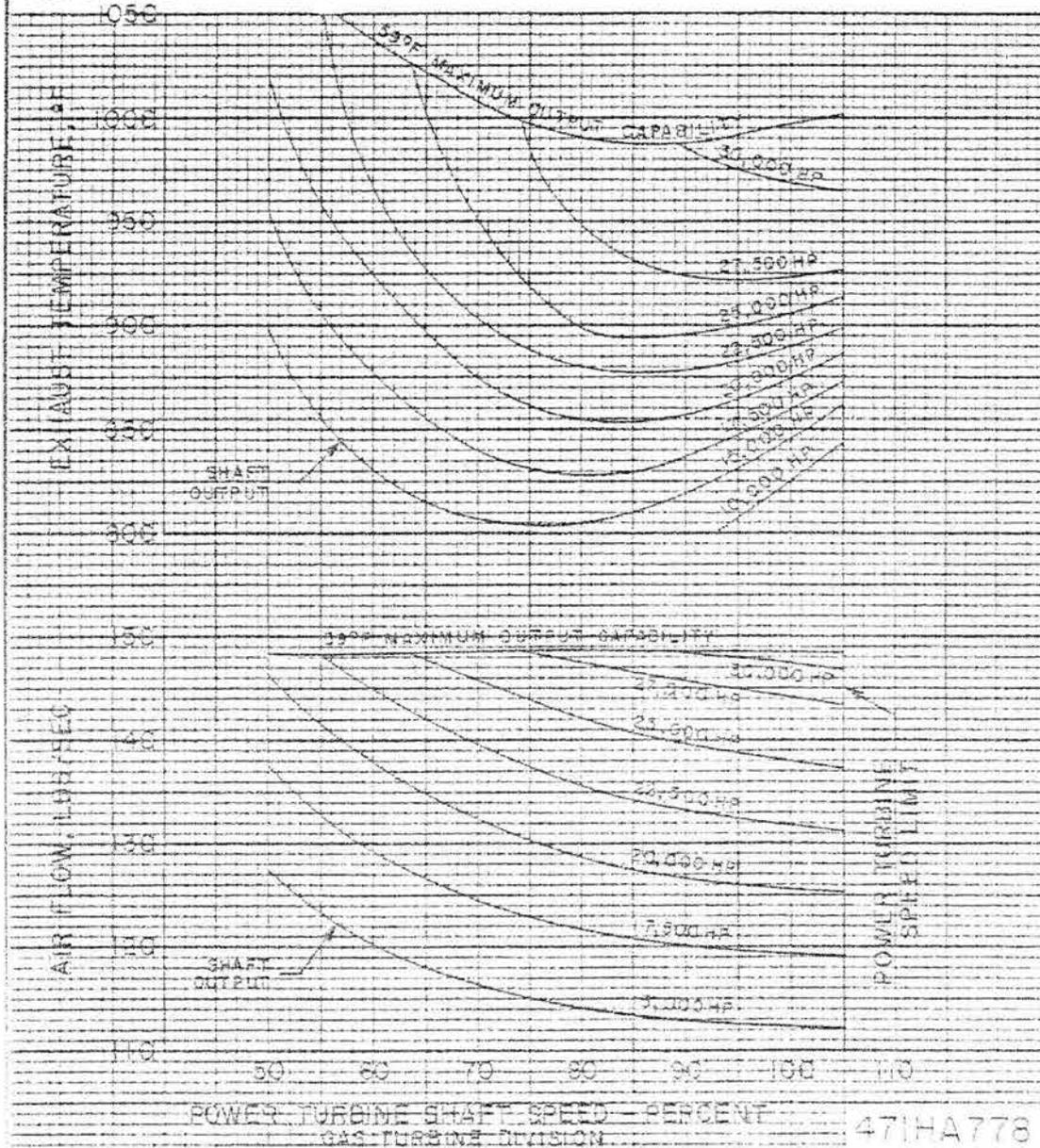


Fig. A.2-b Temperatura de gases de escape y flujo de aire a 15°C de temperatura ambiente y una atmósfera de presión

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE
 COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 80°F (26.7°C)
 COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760 MM OF HG)

FUEL ISO OUTPUT ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV) ISO AIR FLOW ISO EXHAUST TEMPERATURE 100% POWER TURBINE SHAFT SPEED	HP BTU/HP-HR LBS/HR °C RPM	NATURAL GAS 27,500 6895 519,000 922 3600
---	--	---

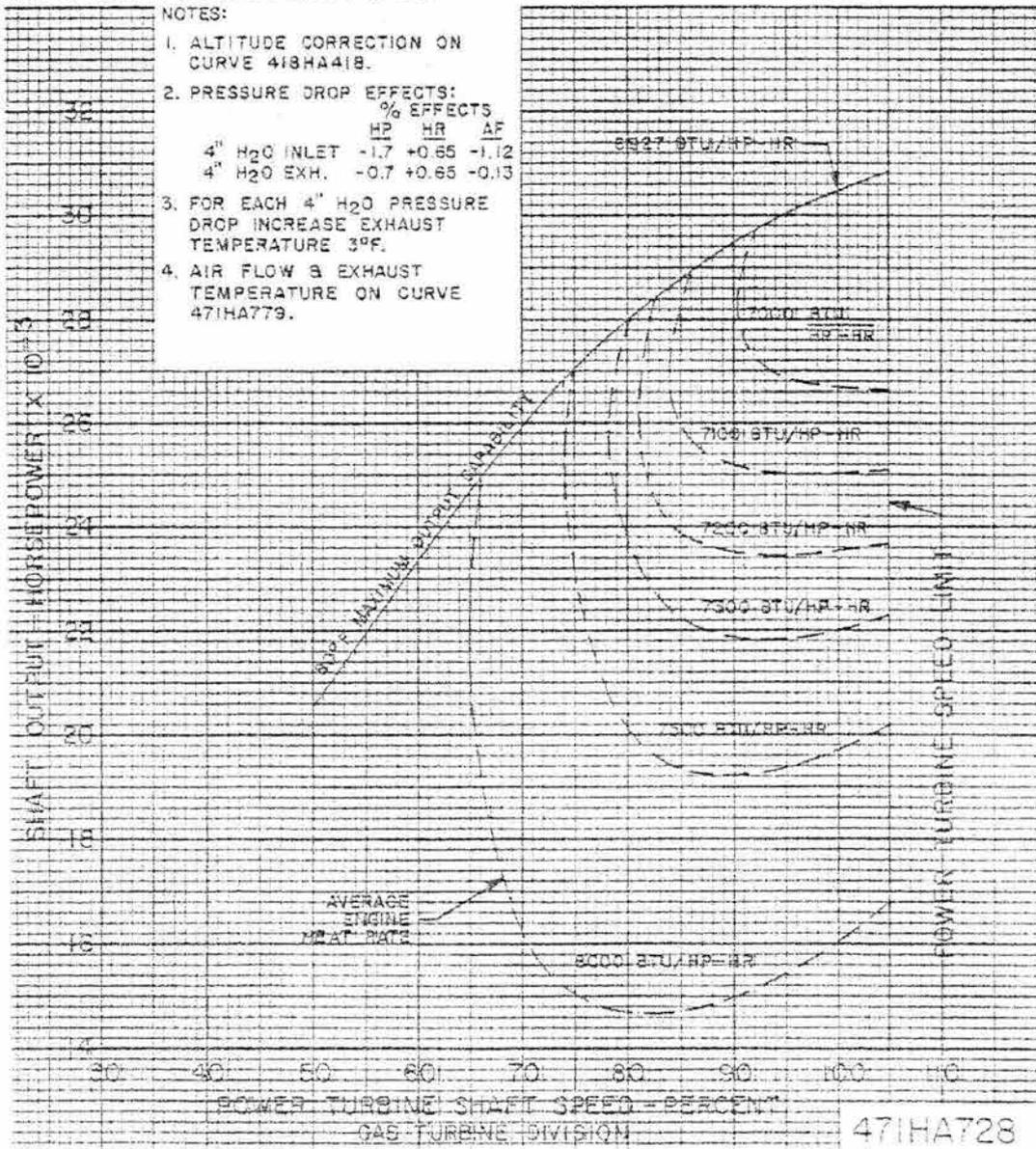


Fig. A.3-a Curvas características de potencia y consumo de combustible a 26.7°C de temperatura ambiente y 1 atmósfera de presión

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE

COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 80°F (26.7°C)

COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760MM OF HG)

FUEL		NATURAL GAS
ISO OUTPUT	HP	27,500
ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV)	BTU/HP-HR	6895
ISO AIR FLOW	LBS/HR	519,000
ISO EXHAUST TEMPERATURE	°F	922
100% POWER TURBINE SHAFT SPEED	RPM	3600

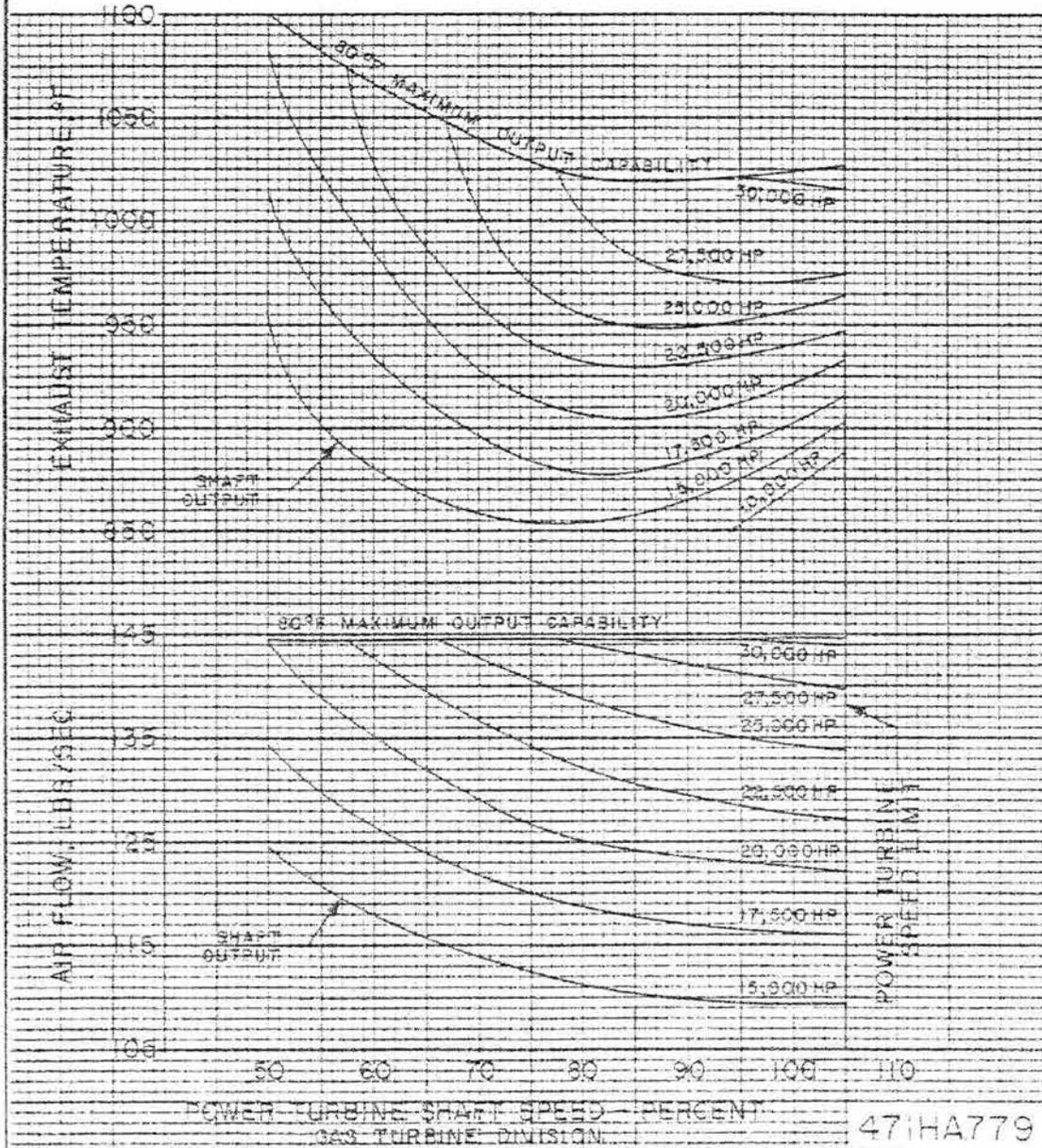


Fig. A.3-b Temperatura de gases de escape y flujo de aire a 26.7°C de temperatura ambiente y una atmósfera de presión

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE

COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 100°F (37.8°C)
 COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760 MM OF HG)

FUEL		NATURAL GAS
ISO OUTPUT	HP	27,500
ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV)	BTU/HP-HR	6895
ISO AIR FLOW	LBS/HR	519,000
ISO EXHAUST TEMPERATURE	°F	922
100% POWER TURBINE SHAFT SPEED	RPM	3600

NOTES:

1. ALTITUDE CORRECTION ON CURVE 418HA418.
2. PRESSURE DROP EFFECTS:

	% EFFECTS	HP	HR	AF
4" H ₂ O INLET	-1.7	+0.65	-1.12	
4" H ₂ O EXH.	-0.7	+0.65	-0.13	
3. FOR EACH 4" H₂O PRESSURE DROP INCREASE EXHAUST TEMPERATURE 3°F.
4. AIR FLOW & EXHAUST TEMPERATURE ON CURVE 471HA780.

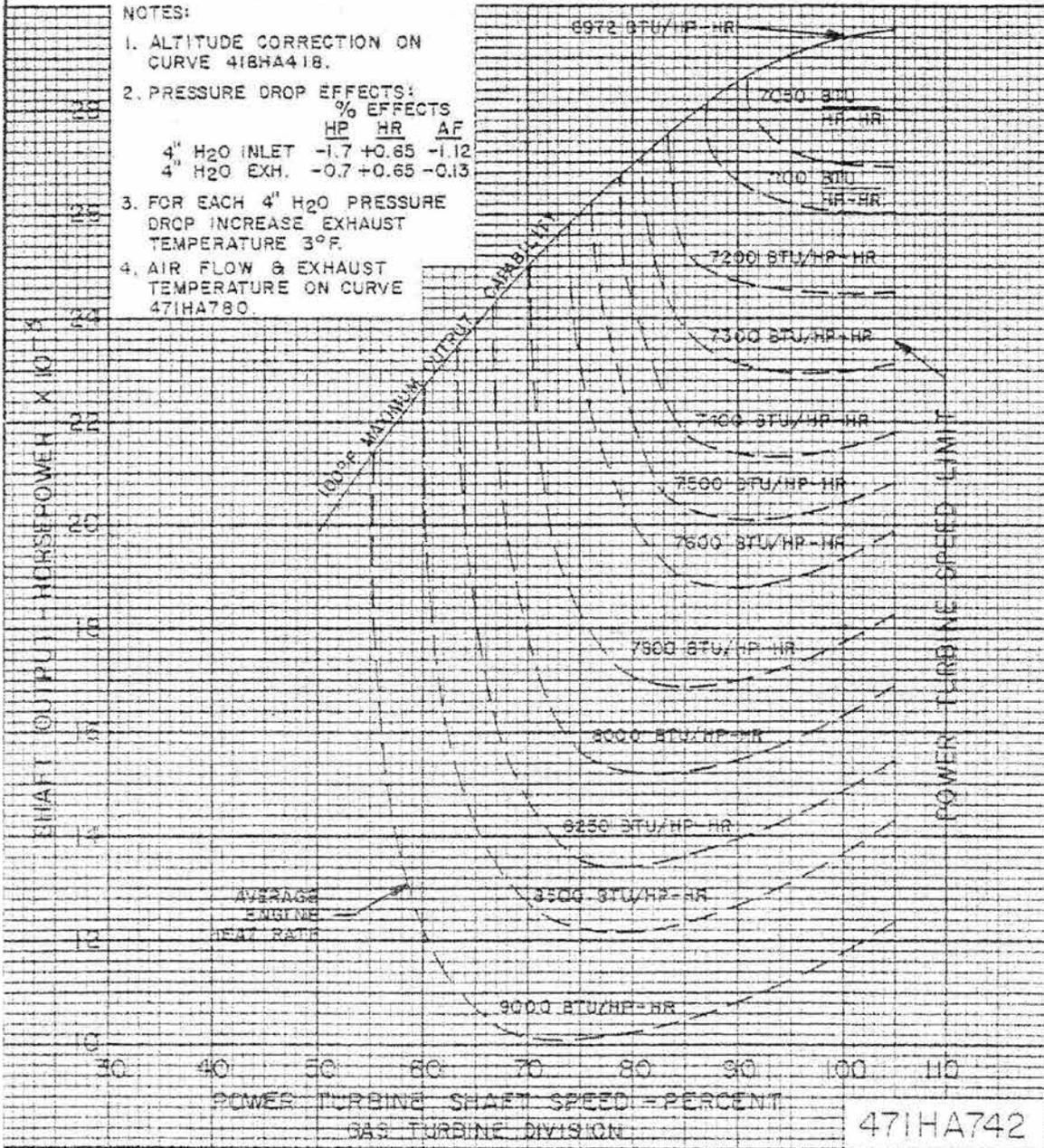


Fig. A.4-a Curvas características de potencia y consumo de combustible a 37.8°C de temperatura ambiente y 1 atmósfera de presión

GENERAL ELECTRIC MODEL LM2500

ESTIMATED PERFORMANCE
 COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 100°F (37.8°C)
 COMPRESSOR INLET PRESSURE 14.7 PSIA (760 MM OF HG)

FUEL ISO OUTPUT ISO AVERAGE ENGINE HEAT RATE (LHV) ISO AIR FLOW ISO EXHAUST TEMPERATURE 100% POWER TURBINE SHAFT SPEED	HP BTU/HP-HR LBS/HR °F RPM	NATURAL GAS 27,500 6895 519,000 922 3600
---	--	---

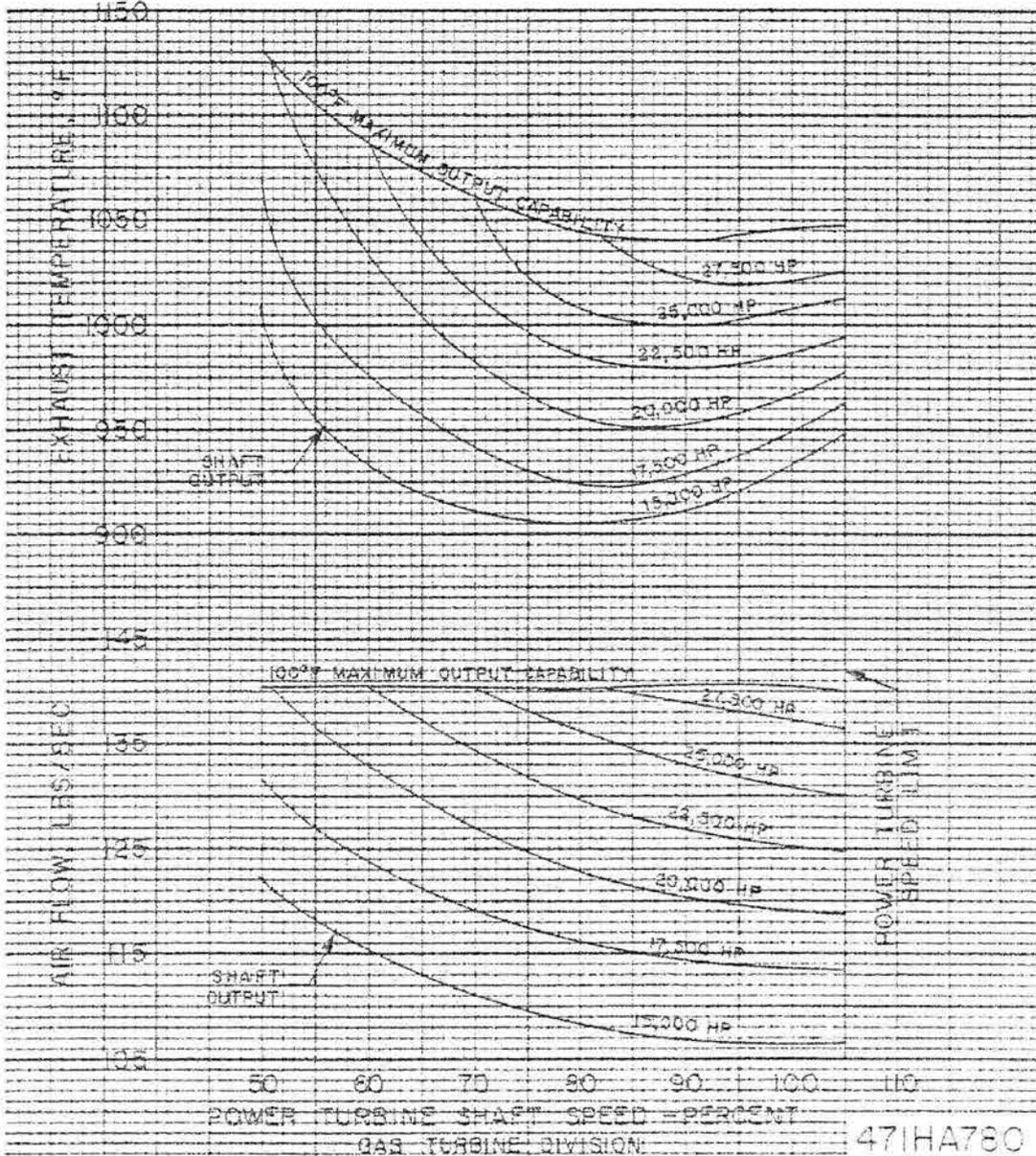


Fig. A.4-b Temperatura de gases de escape y flujo de aire a 37.8°C de temperatura ambiente y una atmósfera de presión

Tabla A.1 Peso y dimensiones de la turbina LM-2500

	PESO [kg]	DIMENSIONES (LxAxH) [m]
PAQUETE LM2500 EXCEPTO TURBINA	21,319	8.38 X 2.80 X 3.51
TURBINA LM2500 LM2500 turbina en contenedor	3,266 6,518	4.83 X 2.34 X 2.34
SISTEMA DE ADMISIÓN Compartimiento Incluyendo Filtración Silenciador Codo/Transición	9,979 4,536 2,722	4.27 X 4.88 X 3.96 2.59 X 2.74 X 2.59 3.05 X 2.74 X 2.44
SISTEMA DE ESCAPE Silenciador Ducto de transición entre el pleno y el silenciador	5,851 2,903	2.29 X 3.20 X 3.14 2.44 X 3.35 X 1.83
CONTROL SPEEDTRONIC®	907	1.37 X 0.91 X 0.41
MISCELÁNEOS	363	1.52 X 1.52 X 2.03

ANEXO B

“INFORMACIÓN DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO”

INFORMACIÓN TÉCNICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DIRECTA PROPORCIONADA POR LA COMPAÑÍA YORK

(EL TEXTO ES PARTE DE UN CORREO ELECTRÓNICO)

Anexo encontrarás lo siguiente:

1.- Un diagrama preliminar para el sistema de refrigeración directo utilizando como refrigerante amoníaco. Este sistema no es conveniente implementarlo debido al alto costo, alto consumo de energía de compresión por “solo aires” y sobre todo por las grandes dimensiones de los diferentes componentes, que tendrían que ser embarcados sueltos e interconectarse en campo.

2.- Los diferentes equipos son los siguientes:

2.1 (3) Tres serpentines de enfriamiento con tubos de aluminio con dimensión total estimada de 203” de alto por 236” de largo por 50” de profundidad y con un peso estimado de 11,000 lb. Las condiciones de diseño en el lado del aire son como las indicadas para los serpentines con agua helada. En este tipo de serpentín la temperatura de evaporación del refrigerante es de 30°F. Los serpentines son diseñados para operar en sistema recirculado con relación 3:1.

2.2 (3) Tres compresores tipo tornillo marca Frick modelo RWBII-496 con motor de 1,750 hp cada uno, TEFC, 4160/3/60, 30°F evaporación, 125°F condensación, 1016.4 T.R. al 90% de la carga, 1666.9 bhp. El sistema de enfriamiento de aceite considerado es por inyección de líquido refrigerante. Adjuntamos selección del compresor con dimensiones y pesos. El panel de control de los compresores es Quantum. Anexamos especificaciones.

2.3 (2) Dos unidades de recirculación de líquido amoníaco con dimensiones estimadas de 6’ de ancho por 8’ de largo por 19’ de alto. Dos bombas semi-herméticas con motor de 15 hp cada una, 460/3/60. Una bomba en operación y otra de reserva. Se incluye válvulas y accesorios para servicio y control lado refrigerante. Anexamos selección de unidad. Estamos considerando dos unidades para la capacidad total de 3,000 T.R.

2.4 (1) Un condensador tipo enfriador por aire compuesto por (9) bahías con dimensiones de cada una de 14’ de ancho por 42’ de largo por 14’ de alto y con un peso estimado de embarque de cada una de 42,160 lb. Se utilizarán un total de 720 hp a 460/3/60 para los ventiladores.

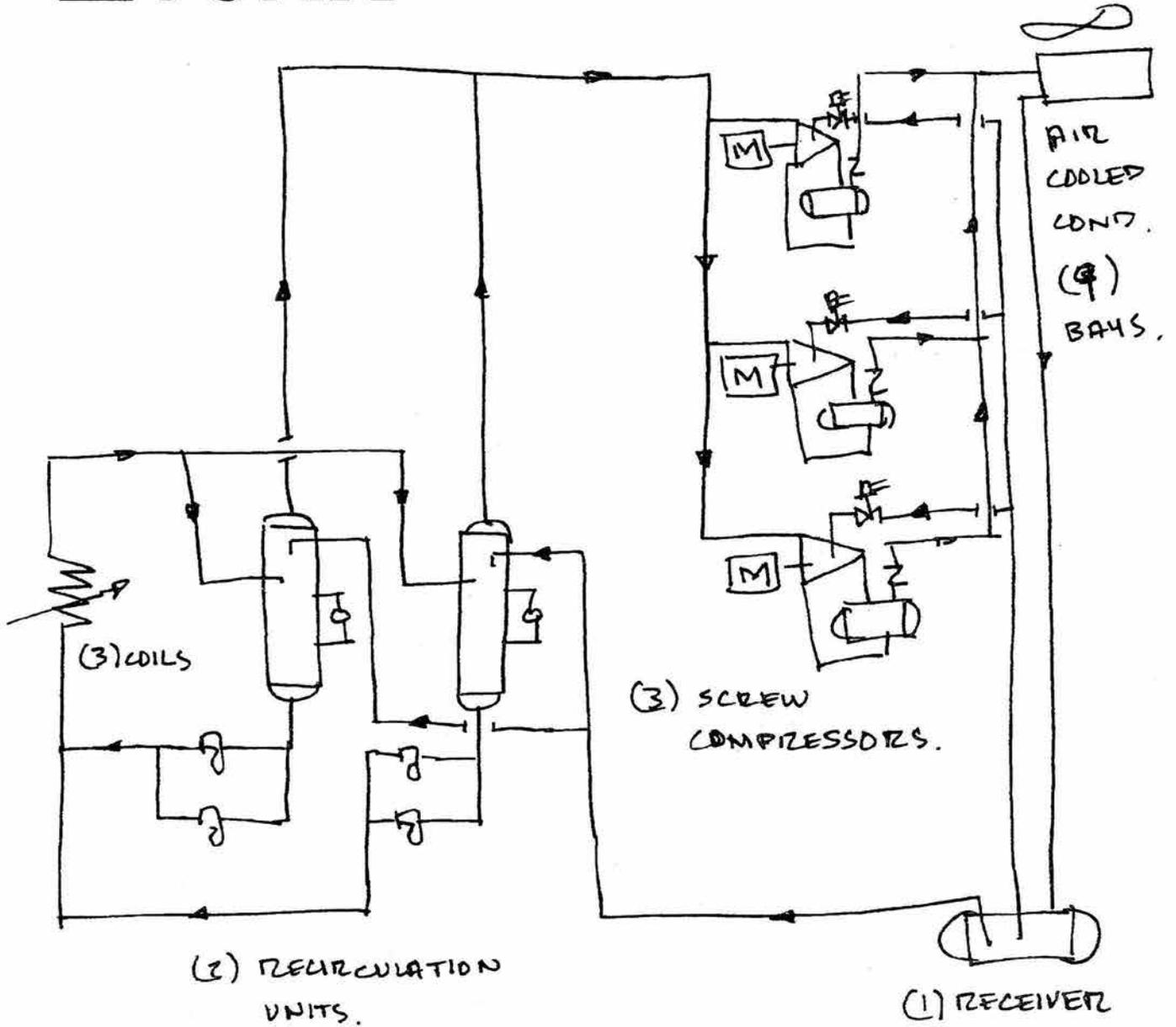
2.5 (1) Un recibidor de líquido amoníaco de 60” de diámetro por 202” de largo para almacenar solo una carga de amoníaco de 9,000 lb. El sistema completo requerirá para operación una carga de amoníaco total estimada de 43,000 lb. El peso estimado de embarque del recibidor de líquido es de 8,000 lb.

3.- El precio estimado para el sistema de refrigeración en la forma descrita es de 4,035,000.00 USD FOB México con un tiempo de entrega de 28 a 30 semanas.

En el precio NO se incluye: Instalación, supervisión, arranque, capacitación, tubería o alambrado de interconexión entre los diferentes componentes suministrados sueltos, alimentación eléctrica de fuerza o control, arrancadores, aislamiento, carga de refrigerante.

El diseño de fabricación será de acuerdo a estándares de York/Frick.

La vida útil de un equipo de estas características es de 25 años en condiciones de operación de acuerdo a diseño, con el adecuado mantenimiento y en áreas corrosivas normales. En el caso de aplicaciones en plataformas, la vida útil disminuye probablemente a 20 años con un adecuado mantenimiento y esto es debido a que el mantenimiento preventivo es mas riguroso (por ejemplo mas continua la limpieza en los tubos de los intercambiadores). El mantenimiento preventivo es muy importante así como mantener las condiciones de operación de diseño.



DIRECT REFRIGERATION SYSTEM, AMMONIA.

YORK International SA de CV

Av. Reforma No. 76 4° piso Col. Juárez, México, D.F., CP 06600, México

Phone +52 55 51 40 12 11, Fax +52 55 51 40 12 06

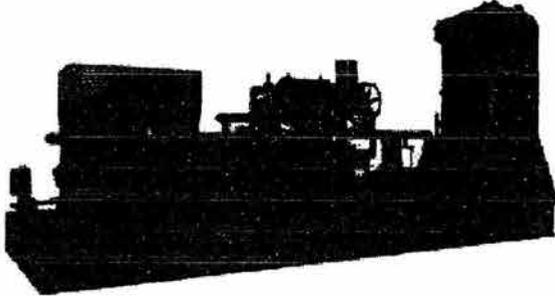
e-mail juan.luna@mx.york.com

Frick®		RWB II 496 R717 Single Stage			
CoolWare v6.00.004 Registered To: YORK-Mexico(Mexico city)-Juan Luna Luna					
Customer Name: IMP CTIAC		Ref #:		Date: 10/27/03	
End User Name: IMP CTIAC		Item: Screw Package Refrig (3)		Run: 2	
Project:					
SYSTEM PERFORMANCE SUMMARY					
Evaporator Load	1016.4 TR			Coeff. of Performance	2.876
Compressor Power	1666.9 Hp			Performance Factor	1.64 Hp/TR
COMPRESSOR - TDSH 355S					
Shaft Power	1666.9 Hp	Eff Model	R717 (Ammonia)	Suction Valve	Standard
Speed	3550 rpm	Volumetric Eff	81.2 %	Suct Valve dP	0.5 psi
Loading	90.0 %	Adiabatic Eff	73.9 %	Discharge Valve	Standard
Compression Ratio	5.40	Discharge Port	Standard	Disc Valve dP	0.4 psi
Volume Ratio	4.13				
Ideal Volume Ratio	4.13				
Temperature (°F)		Pressure (psia)		Mass Flow Rate (lbm/min)	
Suction	39.8	58.2		465.9	
Discharge	205.0	314.1		465.9	
Volume Flow Rate (cfm)					
				2369.7	
				554.6	
OIL SYSTEM					
Oil Cooling	Thermosyphon	Oil Pump	Pre-Lube	Oil Flow	142.7 gpm
Oil Type	Frick #3	Main Inj Valve Pos	100.0 %	Main Inj Flow	107.6 gpm
Oil Cooler Heat Rej.	2374.2 kBtu/hr			Bearing Flow	35.1 gpm
Oil Injection Temp	130.0 °F			Oil Manifold	302.1 psia
EVAPORATOR					
Temperature	30.0 °F	Pressure	59.7 psia	Superheat	0.0 °F
Suction Line Superheat	10.0 °F	Suction Line Pressure Drop	1.0 psi		
Heat Load	1016.4 TR				
CONDENSER					
Temperature	125.0 °F	Pressure	307.7 psia	Subcooling	0.0 °F
Desuperheat	0.0 °F	Disc Line Pressure Drop	4.0 psi	External Subcooling	0.0 °F
Heat Rejection	16634.4 kBtu/hr				
ERRORS AND WARNINGS					
Discharge pressure is near 300 psig. System pressure is above default cutout point. Motor too small.					
Disclaimer: The information contained in this program is subject to change without notice. Frick reserves the right to final verification of all rating results.					



E70-210A SPC/OCT 99

File: EQUIPMENT MANUAL - Section 70
Replaces: E70-210A SPC/NOV 98
Dist: 1, 1a, 1b, 1c, 4, 4b, 4c



RWB II

ROTARY SCREW COMPRESSOR UNITS

Models: 496 through 856 with
Vertical Separator

(For Horizontal Separator see E70-210B SPC)

SPECIFICATIONS

RWB II Rotary Screw Compressor Units are engineered and manufactured to meet the exacting requirements of the Industrial Refrigeration Market. All components have been designed and arranged to ensure reliability, accessibility, and ease of service. Standard units are designed for use as boosters or high-stage machines on ammonia, halocarbon, or hydrocarbon refrigerants.

COMPRESSOR: The Frick manufactured RWB II compressor has been designed around the latest technology to offer the most reliable and energy-efficient unit currently available. All screw compressor casings are designed and tested in accordance with the requirements of ASHRAE 15 safety code. The rotors are manufactured from forged steel and use the latest asymmetric profiles. The compressor incorporates a complete antifriction bearing design for reduced power consumption and the bearings selected provide an L10 life in excess of 100,000 hours at design conditions.

CAPACITY CONTROL: Capacity control is achieved by use of a slide valve which provides fully modulating capacity control from 100% to approximately 20% of full load.

"VOLUMIZER®" VARIABLE VOLUME RATIO CONTROL: The RWB II compressor includes a patented method of varying the internal volume ratio to match the system pressure ratio, eliminating the power penalty associated with over- or undercompression.

LUBRICATION SYSTEM: The RWB II compressor is designed specifically for operation without an oil pump. All oil required for main oil injection and lubrication is provided by positive gas differential pressure. All oil passes through 15 micron filters furnished with isolation stop valves and drain connections for ease of servicing. High-stage compressors are furnished with a close-coupled, positive-displacement prelube pump for start-up only. Booster and some low pressure differential, high-stage applications will require the full-time or cycling full-time-lube oil pump option.

OIL SEPARATOR/RESERVOIR: The oil separator is a vertical design with integral sump. The separator is designed and constructed in accordance with ASME Section VIII, Div. 1 for a maximum design working pressure of 300 psig. Coalescent separator elements are provided for final gas/oil separation of particles down to less than 1 micron.

OIL COOLING: Cooling the compressor oil may be achieved by either liquid-refrigerant-injection oil cooling, water-cooled oil cooling or thermosyphon oil cooling. Water-cooled and thermosyphon are supplied with ASME shell and tube heat exchangers mounted on the unit.

QUANTUM CONTROL CENTER: The compressor control system is factory mounted and completely piped and wired with all the required safety and operating devices. The control system includes as standard a NEMA 4 single box control panel housing the microprocessor control panel and all electrical termination points. The microprocessor panel is supplied with a color VGA graphic display. Included in the micro-processor is time-proportioning capacity control, first-out an-nunciation, prealarms, volumizer control, real-time clock control, access code protection, and alternate suction pressure operation. All major operating conditions are continuously shown on the microprocessor display. All operating conditions prior to a compressor cutout are stored in memory and shown on a special **FREEZE** display mode providing the ultimate in service and troubleshooting convenience.

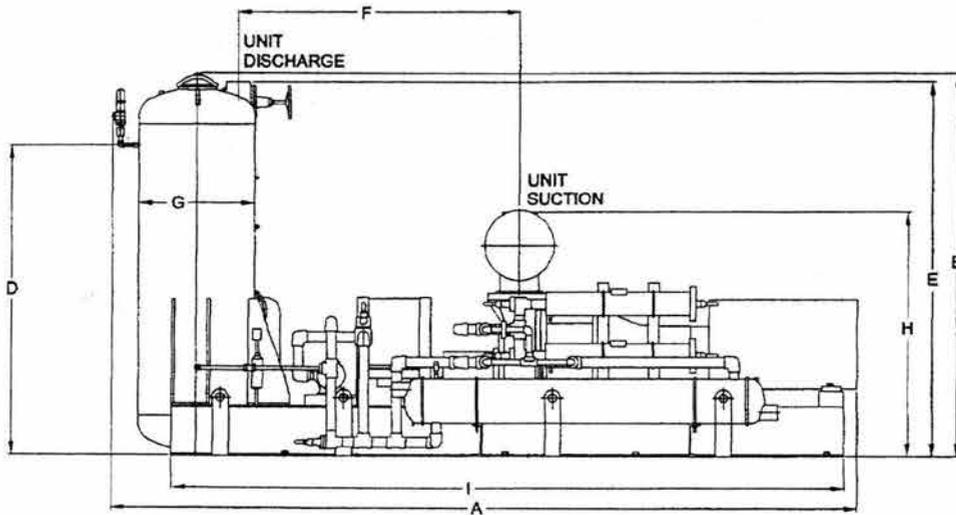
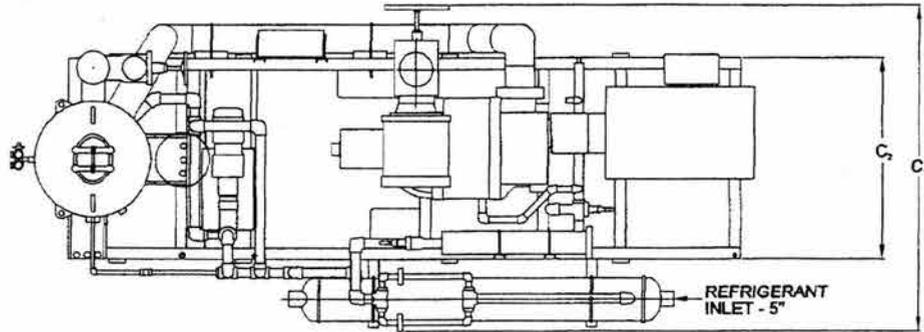
VALVES: Suction and discharge check and service valves plus a large capacity suction strainer are included with the unit.

OPTIONAL FEATURES: Full-Lube Oil Pump, Cycling Full-Lube Oil Pump, Dual Oil Filters, Economizer, Thermosyphon Oil Temperature Control Valve, Gauge Board, Motor, Motor Mounting, Starter Packages including Package-Mounted Solid-State, Microprocessor Service Kit, CLI, GPD, DIVII Microprocessor, Power Regulating Control Transformer, Lead-Lag Sequencing, Oversized Suction Valve, and Plus Control Panel.

STANDARD DESIGN DATA (with Metric equivalents) - NOMINAL @ 3550 RPM

RWB II MODEL NO.	COMPRESSOR DISPLACEMENT		RATINGS R-717 (1)				RATINGS R-22 (2)				UNIT WEIGHT LESS MOTOR	
			CAPACITY		POWER		CAPACITY		POWER			
			CFM	M3/hr	TR	kw	BHP	kw	TR	kw		
496	2920	4961	1066	3748	1169	872	958	3368	1299	969	30,000	13,608
676	3982	6765	1453	5111	1594	1189	1306	4593	1772	1322	30,000	13,608
856	5068	8610	1796	6318	2048	1527	1612	5669	2281	1701	35,000	15,876

1. Based on 20°F (-6.7°C) suction and 95°F (35°C) condensing with 10°F (5.5°C) liquid subcooling and 10°F (5.5°C) suction superheat.
2. Based on 20°F (-6.7°C) suction and 105°F (40.6°C) condensing with 10°F (5.5°C) liquid subcooling and 10°F (5.5°C) suction superheat.



RWB II MODEL NO.	APPROXIMATE DIMENSIONS INCHES/MILLIMETERS (5)									
	A (1)	B	C ₁ (1)	C ₂ (1)(2)	D	E	F (1)	G (1)	H	I
496	280/7112	138/3505	120/3048	73/1854	113/2870	136/3454	103/2616	42/1067	88/2235	248/6248
676	304/7722	138/3505	120/3048	73/1854	113/2870	136/3454	103/2616	42/1067	88/2235	248/6248
856	322/8179	142/3607	120/3048	73/1854	136/3454	124/3150	103/2616	72/1829	88/2235	250/6350

1. Maximum dimension. Varies according to separator diameter and/or oil cooler diameter as dictated by actual customer.
2. Maximum dimension for unit without oil cooler.
3. Actual dimension varies based on system requirement.
4. Standard connections (in./mm), suction for 496 & 676: 12/304.8, for 856: 14/355.6; discharge for 496—856: 8/203.2.

NOTE: Drawing for reference only! Use certified drawing for erection.



100 CV Avenue, P.O. Box 997
Waynesboro, Pennsylvania USA 17268-0997
Phone: 717-762-2121 • Fax: 717-762-8624 • www.frickcold.com

Subject to Change Without Notice

© 2002, YORK Refrigeration



Refrigerant Recirculator Rating Program v1.01

Customer:
End User:

Reference No.:
Date:

MODEL: V8414 VERTICAL

VESSEL DIMENSIONS

Diameter : 84 (in.)
 Length : 165 (in.)
 Shell Thickness : 0.875 (in.)
 Wet Return Size : 12 (in.)
 Wet Return Height : 128 (in.)*

* Dimension from bottom of vessel.

OPERATING CONDITIONS

Refrigerant : R-717
 Operating Temperature : 30 (°F)
 Liquid Feed : 125 (°F)
 Recirculation Ratio : 3

LIQUID LEVELS

Operating Level: 20 (in.)* LLCO Margin: 1.0 (in.) LLCO Level: 4 (in.)*
 HLCO Margin: 2.0 (in.) HLCO Level: 88.1 (in.)*

* Dimension from bottom of vessel.

RATED CAPACITY

Refrigerating Capacity : 1987.6 (TR)
 Volume Flow : 4392.7 (cfm)
 Mass Flow : 910.5 (lb./min.)
 Vapor Velocity : 148.3 (ft./min.)
 Pump Flow : 410.1 (gpm)
 Surge Volume : 200.4 (cubic feet)
 Ballast Volume : 21.5 (cubic feet)
 Ballast Liquid Supply : 0.4 (min.)

COMPONENT SIZING

Cornell Pump : Consult Frick @ 25
 Hansen Pump : Consult Frick PSID

SAFETY VALVE
 Required Flow : 630 (SCFM)
 Dual Valve : SHANK 804,
 250#

MESSAGES / WARNINGS

Registered User:

COMMENTS

PUMP MOTOR IS HP

INFORMACIÓN TÉCNICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTA PROPORCIONADA POR LA COMPAÑÍA YORK

(EL TEXTO ES PARTE DE UN CORREO ELECTRÓNICO)

Anexo encontrarás lo siguiente:

1.- Diseño preliminar para el enfriamiento de aire de la turbina de gas utilizando un sistema de enfriamiento indirecto utilizando agua helada como medio enfriante. Este es el sistema mas económico (probablemente) y sobre todo el que ocuparía menos espacio y peso, sobre todo en el equipo generador de agua helada. En este tipo de sistema York solo ofrecería los enfriadores de agua y los serpentines de enfriamiento de aire.

2.- Enfriadores de agua helada. En este tipo de equipo, el condensador es tipo enfriado por agua y estoy considerando utilizar agua de mar como medio enfriante a una temperatura de 80°F. Los tubos en el evaporador son de CuNi 90/10 y en el condensador de Titanio. Basándonos en una capacidad total de 3,000 T.R., estoy seleccionando dos unidades de 1,500 T.R. cada una. El modelo preliminar seleccionado es YKTGTBJ3-DEFS. El precio estimado unitario de esta unidad es de 840,000.00 USD FOB México. El precio estimado por dos unidades es de 1,680,000.00 USD FOB México. El tiempo de entrega es de 20 a 22 semanas. El precio incluye: Control microprocesador NEMA 4X, motor TEFC, 4160/3/60, Arrancador tipo autotransformador NEMA 1, aislamiento en el evaporador 1 1/2", tubos CuNi 90/10 en el evaporador y Titanio en el condensador, motor TEFC, 4160/3/60, resortes antivibratorios, kit de secuencia de operación para dos unidades, juego de herramientas, derivación de gas caliente, pintura para aplicación exterior Amerlock 400 y Amershield, filtros de aceite dual, carga inicial de aceite y R-134A.

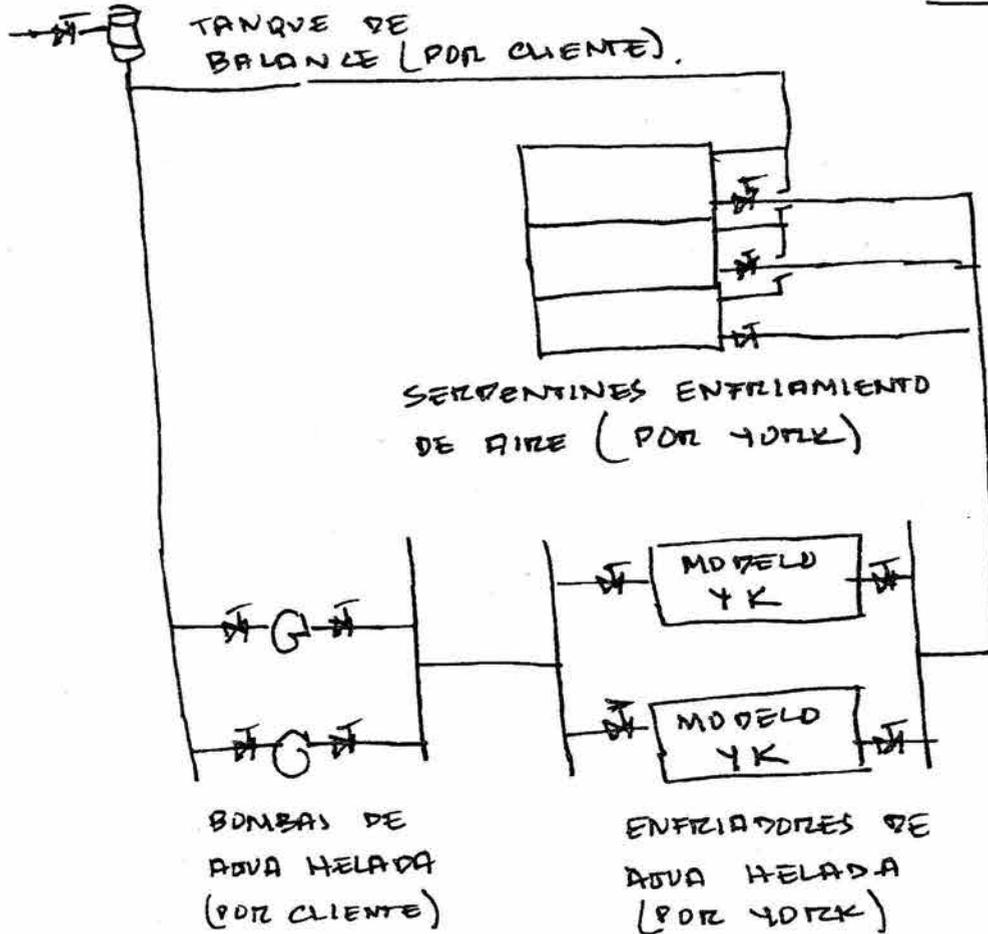
Anexamos selección de equipo y especificaciones incluyendo pesos y dimensiones. En el precio NO se incluye: instalación, supervisión, arranque, capacitación, alimentación eléctrica de fuerza o control, válvulas o accesorios o equipos para servicio o control o alimentación de agua helada o agua de enfriamiento de mar.

3.- Serpentines de enfriamiento de aire. En este caso se suministrarán (3) tres serpentines de enfriamiento de aire con dimensiones de cara cada uno de 54" de alto por 234" de largo para dar un área de cara total de 263 pie². Los serpentines se tienen que ensamblar en campo. La velocidad de cara del aire será de 502 pies/min. En los (3) tres serpentines se enfriarán un total de 132,192 pies³/min desde 104°F de bulbo seco/102.5°F hasta 45°F de bulbo seco/44.5°F bulbo húmedo con una capacidad total de 3,000 T.R. El serpentín es fabricado con tubos y aletas de cobre, 20 hileras de tubos, 6 aletas por pulgada. En el lado del agua se utilizara un total de 7,200 gpm de agua helada de 38°F a 48°F. La caída de presión en el lado del aire será menor a 1.0" C.A. y en el lado del agua menor a 30' C.A. El gabinete es de lamina galvanizada. Se incluye filtros de baja eficiencia lavables antes del serpentín y eliminadores de neblina después del serpentín. Las dimensiones totales estimadas son de 203" de alto por 236" de largo x 50" de profundidad con un peso estimado de embarque de 17,000 lb. El precio estimado por los (3) tres serpentines es de 200,000.00 USD FOB México con un tiempo de entrega de 14 a 16 semanas. En el precio NO se incluye: instalación, supervisión, arranque,

capacitación, válvulas o accesorios o equipos para servicio o control o alimentación de agua helada, mangueras antivibratorias de interconexión de agua helada.

El diseño de fabricación será de acuerdo a estándares de York/Frick.

La vida útil de un equipo de estas características es de 25 años en condiciones de operación de acuerdo a diseño, con el adecuado mantenimiento y en áreas corrosivas normales. En el caso de aplicaciones en plataformas, la vida útil disminuye probablemente a 20 años con un adecuado mantenimiento y esto es debido a que el mantenimiento preventivo es mas riguroso (por ejemplo mas continua la limpieza en los tubos de los intercambiadores). El mantenimiento preventivo es muy importante así como mantener las condiciones de operación de diseño.



SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE INDIRECTO.

YORK International SA de CV

Av. Reforma No. 76 4° piso Col. Juárez, México, D.F., CP 06600, México

Phone +52 55 51 40 12 11, Fax +52 55 51 40 12 06

e-mail juan.luna@mx.york.com



Issue Date: 6/03
 Project: IMP CTIAC
 Engineer: JLL
 Customer: IMP CTIAC

Program: LTC
 Rev: v1_25.idd
 Date: 10/27/03
 Page: 1 of 2

		(MOTOR SELECTED BY PROGRAM)	
MODEL	YKTGTBJ3-DEFS	GEAR CODE	EG(CALC)
REFRIGERANT	134A	SPECIFIED CAPACITY (TONS)	1500
RATED CAPACITY (TONS)	1500	MAX MOTOR LOAD (KW)	1093
INPUT POWER (KW)	1073		
VOLTAGE / HZ	4160 / 60	DIFFUSER	STANDARD
ORIFICE (VARY)	VALVE:4	LRA	1224
FLA	169		
INRUSH (AMPS)	783		
STARTER SIZE	205		
FULL LOAD (KW/TON)	0.715	NPLV	0.634

STARTER TYPE (6) AUTO-TRANS, CLOSED (80%TAP/64%INRUSH) - 3 LEAD

	Evaporator	Condenser
FLUID	WATER*	WATER*
% BY WEIGHT	0.0*	0.0*
TUBE MTI NO.	179*	95*
PASSES	2*	2*
FOUL FACTOR	0.00010*	0.00025*
FLUID ENT TEMP (F)	48.00*	80.00*
FLUID LEV TEMP (F)	38.00*	90.00*
FLUID FLOW (GPM)	3600.0	4314.4
FLUID PRDROP (FT)	29.3	11.1

(*) Designates Specified Input

IPLV / NPLV CALCULATION:

$$\begin{array}{c}
 \text{IPLV OR NPLV} \\
 = \\
 \frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 1 \\
 \hline
 1.5761
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 \text{NPLV} = \\
 \frac{1}{1.5761} = 0.634
 \end{array}$$

A = KW / TONS AT 100% CAPACITY

C = KW / TONS AT 50% CAPACITY

B = KW / TONS AT 75% CAPACITY

D = KW / TONS AT 25% CAPACITY

% Load	CAPACITY (TONS)	ECWT (F)	KW / TONS	WEIGHT	WEIGHTED TONS / KW
100	1500.0	80.000	0.715	0.01	0.0140
75	1125.0	72.500	0.620	0.42	0.6769
50	750.0	65.000	0.615	0.45	0.7321
25	375.0	65.000	0.784	0.12	0.1531

Ratings outside the scope of ARI STD 550/590.

Compliant with ASHRAE 90.1

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.54-EG1.

Note: Special pricing required and extended delivery may apply.

JYORK

Issue Date: 6/03
 Project: IMP CTIAC
 Engineer: JLL
 Customer: IMP CTIAC

Program: LTC
 Rev: v1_25.idd
 Date: 10/27/03
 Page: 2 of 2

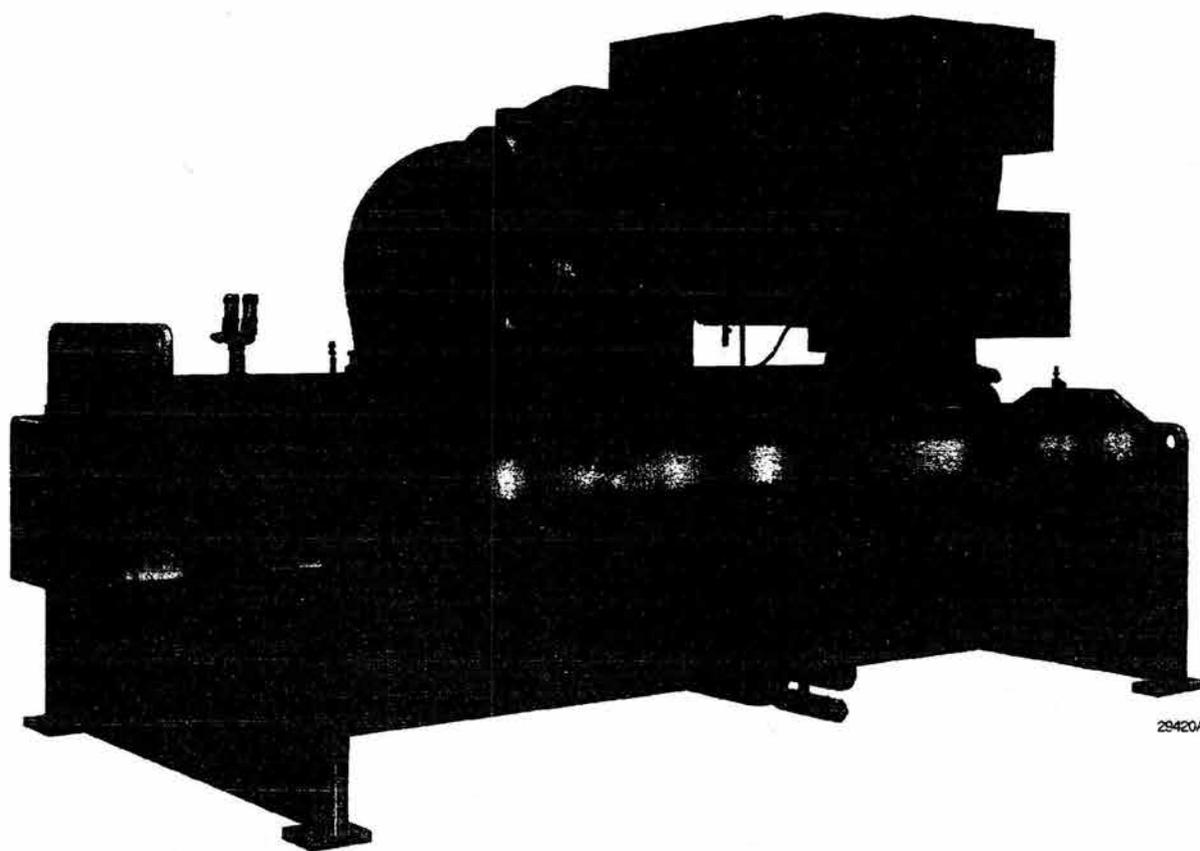
PROPERTIES OF SPECIAL TUBESIDE FLUIDS

INPUT DATA	
Model / Gear Code	YKTGTBJ3-DEFS / EG(CALC)
Variable Speed Drive	NO

	EVAPORATOR	COND - COOLING
Number	179	95
Type	TURBO-B	HPTI FINNED
Material	90/10 CU NI	TITANIUM
FPI	0.0	30.0
Thickness	0.035	0.035



MILLENNIUM™
Centrifugal Liquid Chillers
Design Level E



28420A

350 THROUGH 2000 TONS
(1230 through 7032 kW)
Utilizing HFC-134a



Metric Conversions

NOTE: YK STYLE E CHILLERS
ARE YEAR 2000 COMPLIANT



Rated in Accordance
with the latest edition of
ARI STANDARD 550/590

Mechanical Specifications

GENERAL

The YORK *MILLENNIUM* Centrifugal Liquid Chillers are completely factory packaged including the evaporator, condenser, compressor, motor, lubrication system, control center, and all interconnecting unit piping and wiring.

The initial charge of refrigerant and oil is supplied for each chiller. When the optional condenser isolation valves are ordered, the unit may ship fully charged with refrigerant and oil. Actual shipping procedures will depend on a number of project-specific details.

The services of a YORK factory-trained, field service representative are incurred to supervise or perform the final leak testing, charging, the initial start-up, and concurrent operator instructions.

COMPRESSOR

The compressor is a single-stage centrifugal type powered by an open-drive electric motor. The casing is fully accessible with vertical circular joints and fabricated of close-grain cast iron. The complete operating assembly is removable from the compressor and scroll housing.

The rotor assembly consists of a heat-treated alloy steel drive shaft and impeller shaft with a high strength, cast aluminum alloy, fully shrouded impeller. The impeller is designed for balanced thrust and is dynamically balanced and overspeed tested for smooth, vibration free operation.

The insert-type journal and thrust bearings are fabricated of aluminum alloy and are precision bored and axially grooved. The specially engineered, single helical gears with crowned teeth are designed so that more than one tooth is in contact at all times to provide even distribution of compressor load and quiet operation. Gears are integrally assembled in the compressor rotor support and are film lubricated. Each gear is individually mounted in its own journal and thrust bearings to isolate it from impeller and motor forces.

CAPACITY CONTROL

Prerotation vanes (PRV) modulate chiller capacity from 100% to 15% of design for normal air conditioning applications. Operation is by an external, electric PRV actuator which automatically controls the vane position to maintain a constant leaving chilled liquid temperature. Rugged airfoil shaped cast manganese bronze vanes are precisely positioned by solid vane linkages connected to the electric actuator.

LUBRICATION SYSTEM

Lubrication oil is force-fed to all bearings, gears and rotating surfaces by a variable speed drive pump which operates prior to startup, continuously during operation and during coastdown. A gravity-fed oil reservoir is built into the top of the compressor to provide lubrication during coastdown in the event of a power failure.

An oil reservoir, separate from the compressor, contains the submersible oil pump, 2 HP pump motor and 3000 watt immersion-type oil heater. The oil heater is thermostatically controlled to remove refrigerant from the oil.

Oil is filtered by an externally mounted 1/2 micron replaceable cartridge oil filter equipped with service valves. Oil is cooled via a refrigerant-cooled oil cooler, eliminating the requirement for field water piping. The oil side of the oil cooler is provided with service valves. An automatic oil return system recovers any oil that may have migrated to the evaporator. Oil piping is completely factory installed.

MOTOR DRIVELINE

The compressor motor is an open drip-proof, squirrel cage, induction type constructed to YORK design specifications. 60 hertz motors operate at 3570 rpm. 50 hertz motors operate at 2975 rpm.

The open motor is provided with a D-flange, and is factory-mounted to a cast iron adaptor mounted on the compressor. This unique design allows the motor to be rigidly coupled to the compressor to provide factory alignment of motor and compressor shafts.

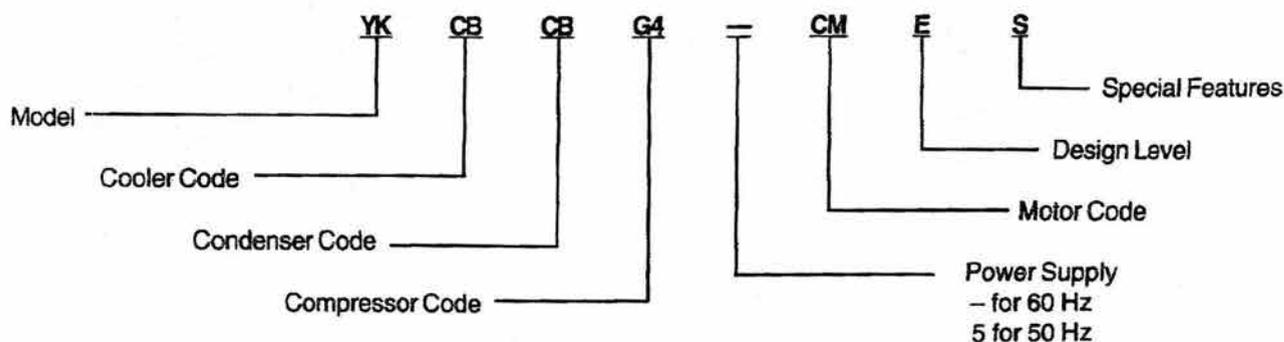
Motor drive shaft is directly connected to the compressor shaft with a flexible disc coupling. Coupling has all metal construction with no wearing parts to assure long life, and no lubrication requirements to provide low maintenance.

For units utilizing remote electro-mechanical starters, a large, steel terminal box with gasketed front access cover is provided for field connected conduit. There are six terminals (three for medium voltage) brought through the motor casing into the terminal box. Jumpers are furnished for three-lead types of starting. Motor terminal lugs are not furnished. Overload/overcurrent transformers are furnished with all units. For units furnished with factory packaged Solid State Starters or Variable Speed Drive, refer to the Accessories and Modifications Section.

TABLE OF CONTENTS

Introduction	3
Ratings	4
Graphic Control Center	5
Mechanical Specifications	13
Accessories and Modifications	18
Application Data	20
Dimensions (Ft. - In.) – G & H Compressor Units	29
Dimensions (Ft. - In.) – Nozzle Arrangements:	
Coolers – Compact Water Boxes – G & H Compressor Units	30
Condensers – Compact Water Boxes – G & H Compressor Units	31
Coolers – Marine Water Boxes – G & H Compressor Units	32
Condensers – Marine Water Boxes – G & H Compressor Units	34
Dimensions (Ft. - In.) – J Compressor Units	37
Dimensions (Ft. - In.) – Nozzle Arrangements:	
Coolers – Compact Water Boxes – J Compressor Units	38
Condensers – Compact Water Boxes – J Compressor Units	39
Coolers – Marine Water Boxes – J Compressor Units	40
Condensers – Marine Water Boxes – J Compressor Units	42
Approximate Unit Weights (Lbs.)	44
Marine Water Box Weight Additions (Lbs.)	44
Dimensions (mm) G & H Compressor Units	45
Dimensions (mm) Nozzle Arrangements:	
Coolers – Compact Water Boxes – G & H Compressor Units	46
Condensers – Compact Water Boxes – G & H Compressor Units	47
Coolers – Marine Water Boxes – G & H Compressor Units	48
Condensers – Marine Water Boxes – G & H Compressor Units	50
SI Metric Conversion	52
Dimensions (mm) J Compressor Units	53
Dimensions (mm) Nozzle Arrangements:	
Coolers – Compact Water Boxes – J Compressor Units	54
Condensers – Compact Water Boxes – J Compressor Units	55
Coolers – Marine Water Boxes – J Compressor Units	56
Condensers – Marine Water Boxes – J Compressor Units	58
Approximate Unit Weights (Kg)	60
Marine Water Box Weight Additions (Kg)	60
Guide Specifications	61

NOMENCLATURE



Mechanical Specifications (continued)

HEAT EXCHANGERS

Shells

Evaporator and condenser shells are fabricated from rolled carbon steel plates with fusion welded seams. Carbon steel tube sheets, drilled and reamed to accommodate the tubes, are welded to the end of each shell. Intermediate tube supports are fabricated from carbon steel plates, drilled and reamed to eliminate sharp edges, and spaced no more than four feet apart. The refrigerant side of each shell is designed, tested, and stamped in accordance with ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII – Division I, or other pressure vessel code as appropriate.

Tubes

Heat exchanger tubes are state-of-the-art, high efficiency, externally and internally enhanced type to provide optimum performance. Tubes in both the evaporator and condenser are 3/4" O.D. copper alloy and utilize the "skip-fin" design, providing a smooth internal and external surface at each intermediate tube support. This provides extra wall thickness (up to twice as thick) and non-work hardened copper at the support location, extending the life of the heat exchangers. Each tube is roller expanded into the tube sheets providing a leak-proof seal, and is individually replaceable.

Evaporator

The evaporator is a shell and tube, flooded type heat exchanger. A distributor trough provides uniform distribution of refrigerant over the entire shell length to yield optimum heat transfer. A suction baffle or aluminum mesh eliminators are located above the tube bundle to prevent liquid refrigerant carryover into the compressor. A 1-1/2" liquid level sight glass is conveniently located on the side of the shell to aid in determining proper refrigerant charge. The evaporator shell contains a dual refrigerant relief valve arrangement set at 180 PSIG (1241 kPa); or single-relief valve arrangement, if the chiller is supplied with the optional refrigerant isolation valves. A 1" refrigerant charging valve is provided.

Condenser

The condenser is a shell and tube type, with a discharge gas baffle to prevent direct high velocity impingement on the tubes. The baffle is also used to distribute the refrigerant gas flow properly for most efficient heat transfer. An integral sub-cooler is located at the bottom of the condenser shell providing highly effective liquid refrigerant subcooling to provide the highest cycle efficiency. The condenser contains dual refrigerant relief valves set at 235 PSIG (1620 kPa).

Water Boxes

The removable water boxes are fabricated of steel. The design working pressure is 150 PSIG (1034 kPa) and the boxes are tested at 225 PSIG (1551 kPa). Integral steel water baffles are located and welded within the water box to provide the required pass arrangements. Stub-out water nozzle connections with Victaulic grooves are welded to the water boxes. These nozzle connections are suitable for Victaulic couplings, welding or flanges, and are capped for shipment. Plugged 3/4" drain and vent connections are provided in each water box.

REFRIGERANT FLOW CONTROL

Refrigerant flow to the evaporator is controlled by the YORK variable orifice control system. Liquid refrigerant level is continuously monitored to provide optimum subcooler, condenser and evaporator performance. The variable orifice electronically adjusts to all Real-World operating conditions, providing the most efficient and reliable operation of refrigerant flow control.

GRAPHIC CONTROL CENTER

General

The chiller is controlled by a stand-alone microprocessor based control center. The chiller control panel provides control of chiller operation and monitoring of chiller sensors, actuators, relays and switches.

Control panel

The control panel includes a 10.4-in. diagonal color liquid crystal display (LCD) surrounded by "soft" keys which are redefined based on the screen displayed at that time, mounted in the middle of a keypad interface and installed in a locked enclosure. The screen details all operations and parameters, using a graphical representation of the chiller and its major components. Panel verbiage is available in other languages as an option, with English always available. Data can be displayed in either English or Metric units. Smart Freeze Point Protection will run the chiller at 36 °F (20°C) leaving chilled water temperature, and not have nuisance trips on low water temperature. The sophisticated program and sensor monitors the chiller water temperature to prevent freeze-up. When needed, Hot Gas Bypass is available as an option. The panel displays countdown timer messages so the operator knows when functions are starting and stopping. Every programmable point has a pop-up screen with the allowable ranges, so that the chiller can not be programmed to operate outside of its design limits.

The chiller control panel also provides:

1. System operating information including:
 - a. return and leaving chilled water temperature
 - b. return and leaving condenser water temperature
 - c. evaporator and condenser saturation temperature
 - d. differential oil pressure
 - e. percent motor current
 - f. evaporator and condenser saturation temperature
 - g. compressor discharge temperature
 - h. oil reservoir temperature
 - i. compressor thrust bearing positioning and oil temperature
 - j. operating hours, and
 - k. number of compressor starts
 2. Digital programming of setpoints through the universal keypad including:
 - a. leaving chilled water temperature
 - b. percent current limit
 - c. pull-down demand limiting
 - d. six-week schedule for starting and stopping the chiller, pumps and tower
 - e. remote reset temperature range
 3. Status messages indicating:
 - a. system ready to start
 - b. system running
 - c. system coastdown
 - d. system safety shutdown-manual restart
 - e. system cycling shutdown-auto restart
 - f. system prelube
 - g. start inhibit
 4. The text displayed within the system status and system details field is displayed as a color-coded message to indicate severity: red for safety fault, orange for cycling faults, yellow for warnings, and green for normal messages.
 5. Safety shutdowns enunciated through the display and the status bar, and consist of system status, system details, day, time, cause of shutdown, and type of restart required. Safety shutdowns with a fixed speed drive include:
 - a. evaporator – low pressure
 - b. evaporator – transducer or leaving liquid probe
 - c. evaporator – transducer or temperature sensor
 - d. condenser – high pressure contacts open
 - e. condenser – high pressure
 - f. condenser – pressure transducer out of range
 - g. auxiliary safety – contacts closed
 - h. discharge – high temperature
 - i. discharge – low temperature
 - j. oil – high temperature
 - k. oil – low differential pressure
 - l. oil – high differential pressure
 - m. oil – sump pressure transducer out of range
 - n. oil – differential pressure calibration
 - o. oil – variable speed pump – pressure setpoint not achieved
 - p. control panel – power failure
 - q. motor or starter – current imbalance
 - r. thrust bearing – proximity probe clearance
 - s. thrust bearing - proximity probe out – of – range
 - t. thrust bearing – high oil temperature
 - u. thrust bearing – oil temperature sensor
 - v. watchdog – software reboot
 - 5.1 Safety shutdowns with a VSD include:
 - a. VSD shutdown – requesting fault data
 - b. VSD – stop contacts open
 - c. VSD – 105% motor current overload
 - d. VSD – high phase A, B,C inverter heatsink temp.
 - e. VSD – high converter heatsink temperature
- (Filter Option Only)
- f. harmonic filter – high heatsink temperature
 - g. harmonic filter – high total demand distribution
6. Cycling shutdowns enunciated through the display and the status bar, and consists of system status, system details, day, time, cause of shutdown, and type of restart required.

Cycling shutdowns with a fixed speed drive include:

 - a. multiunit cycling – contacts open
 - b. system cycling - contacts open
 - c. oil – low temperature differential
 - d. oil – low temperature

Mechanical Specifications (continued)

- e. control panel - power failure
- f. leaving chilled liquid - low temperature
- g. leaving chilled liquid - flow switch open
- h. motor controller – contacts open
- i. motor controller – loss of current
- j. power fault
- k. control panel - schedule
- l. starter – low supply line voltage
- m. starter – high supply line voltage
- n. proximity probe – low supply voltage
- o. oil - variable speed pump - drive contacts open

6.1 Cycling shutdowns with a VSD include:

- a. VSD shutdown – requesting fault data
- b. VSD – stop contacts open
- c. VSD initialization failed
- d. VSD - high phase A,B,C instantaneous current
- e. VSD – phase A,B,C gate driver
- f. VSD – single phase input power
- g. VSD – high DC bus voltage
- h. VSD – pre charge DC bus voltage imbalance
- i. VSD – high internal ambient temperature
- j. VSD – invalid current scale selection
- k. VSD – low phase A, B, C inverter heatsink temp.
- l. VSD – low converter heatsink temperature
- m. VSD – pre-charge - low DC bus voltage
- n. VSD – logic board processor
- o. VSD – run signal
- p. VSD – serial communications

(Filter Option Only)

- q. harmonic filter – logic board or communications
- r. harmonic filter – high DC bus voltage
- s. harmonic filter – high phase A, B, C current
- t. harmonic filter – phase locked loop

- u. harmonic filter – precharge – low DC bus voltage
- v. harmonic filter – DC bus voltage imbalance
- w. harmonic filter – 110% input current overload
- x. harmonic filter – logic board power supply
- y. harmonic filter – run signal
- z. harmonic filter – DC current transformer 1
- aa. harmonic filter – DC current transformer 2

- 7. Security access to prevent unauthorized change of setpoints, to allow local or remote control of the chiller, and to allow manual operation of the prerotation vanes and oil pump. Access is through ID and password recognition, which is defined by three different levels of user competence: view, operator, and service.
- 8. Trending data with the ability to customize points of once every second to once every hour. The panel will trend up to 6 different parameters from a list of over 140, without the need of an external monitoring system.
- 9. The operating program stored in non-volatile memory (EPROM) to eliminate reprogramming the chiller due to AC power failure or battery discharge. Programmed setpoints are retained in lithium battery-backed RTC memory for a minimum of 11 years with power removed from the system.
- 10. A fused connection through a transformer in the compressor motor starter to provide individual over-current protected power for all controls.
- 11. A numbered terminal strip for all required field inter-lock wiring.
- 12. An RS-232 port to output all system operating data, shutdown / cycling message, and a record of the last 10 cycling or safety shutdowns to a field-supplied printer. Data logs to a printer at a set programmable interval. This data can be preprogrammed to print from 1 minute to 1 day.

13. The capability to interface with a building automation system to provide:
- a. remote chiller start and stop
 - b. remote leaving chiller liquid temperature adjust
 - c. remote current limit setpoint adjust
 - d. remote ready to start contacts
 - e. safety shutdown contacts
 - f. cycling shutdown contacts
 - g. run contacts

CODES AND STANDARDS

- ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Section VIII Division 1.
- ARI Standard 550/590
- c/U.L. – Underwriters Laboratory
- ASHRAE 15 – Safety Code for Mechanical Refrigeration
- ASHRAE Guideline 3 – Reducing Emission of Halogenated Refrigerants in Refrigeration and Air-Conditioning Equipment and Systems
- NEC – National Electrical Code
- OSHA – Occupational Safety and Health Act

ISOLATION MOUNTING

The unit is provided with four vibration isolation mounts consisting of 1" (25.4 mm) thick neoprene isolation pads for field mounting under the steel mounting pads located on the tube sheets.

REFRIGERANT CONTAINMENT

The standard unit has been designed as a complete and compact factory packaged chiller. As such, it has minimum joints from which refrigerant can leak. The entire assembly has been thoroughly leak tested at the factory prior to shipment. The YORK chiller includes service valves conveniently located to facilitate transfer of refrigerant to a remote refrigerant storage/recycling system. Optional condenser isolation valves allow storage of the charge in the condenser.

PAINT

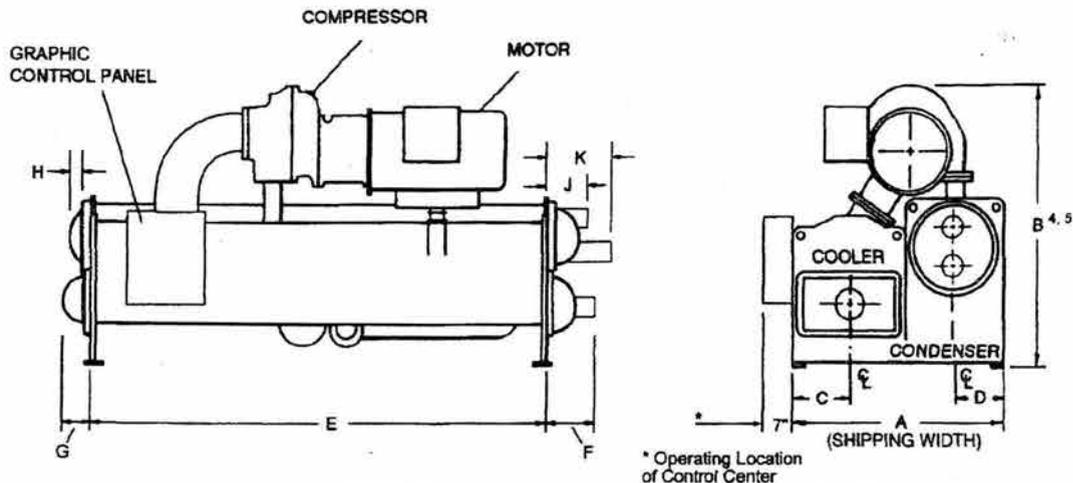
Exterior surfaces are protected with one coat of Caribbean blue, durable alkyd-modified, vinyl enamel, machinery paint.

SHIPMENT

Protective covering is furnished on the motor, Control Center and unit-mounted controls. Water nozzles are capped with fitted plastic enclosures.

Dimensions (Ft. - In.) – Unit

J COMPRESSOR UNITS



LD04279

J1/J2 COMPRESSORS

COOLER – CONDENSER SHELL CODES

	G-G	G-H	H-G	H-H	H-J	J-H	J-J	T-T
A	7'-6"	7'-10"	7'-10-1/2"	8'-2-1/2"	8'-6-1/2"	8'-11"	9'-1"	9'-1"
B	9'-3-3/4"	9'-9-3/4"	9'-3-3/4"	9'-9-3/4"	9'-9-3/4"	9'-9-3/4"	9'-9-3/4"	9'-9-1/2"
C	2'-0"	2'-0"	2'-2-1/4"	2'-2-1/4"	2'-2-1/4"	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"
D	1'-9"	1'-11"	1'-9"	1'-11"	2'-1"	1'-11"	2'-1"	2'-1"
E	14'-0"	14'-0"	14'-0"	14'-0"	14'-0"	14'-0"	14'-0"	16'-0"
F	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"
G	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"

J3 COMPRESSORS

COOLER – CONDENSER SHELL CODES

	H-H	H-J	J-H
A	8'-2-1/2"	8'-6-1/2"	8'-9"
B	9'-8-3/4"	10'-0-3/4"	9'-8-3/4"
C	2'-2-1/4"	2'-2-1/4"	2'-5-1/2"
D	1'-11"	2'-1"	1'-11"
E	14'-0"	14'-0"	14'-0"
F	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"
G	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"

J3
T-T

J3/J4 COMPRESSORS

COOLER – CONDENSER SHELL CODES

	JJ	T-T	T-V	V-T	V-V	W-V
A	9'-1"	9'-1"	9'-6"	9'-1"	9'-6"	9'-11"
B	10'-0-3/4"	10'-0-3/4"	10'-5-3/4"	10'-0-3/4"	10'-5-3/4"	10'-5-3/4"
C	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"	2'-5-1/2"	2'-8"
D	2'-1"	2'-1"	2'-3-1/2"	2'-1"	2'-3-1/2"	2'-3-1/2"
E	14'-0"	16'-0"	16'-0"	16'-0"	16'-0"	16'-0"
F	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	1'-11-3/4"	2'-0-3/4"
G	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-2-3/4"	1'-4-1/2"

COND. CODE	H	1 PASS		2 PASS		3 PASS	
		J	K	J	K	J	K
G	5-7/8"	1'-1-3/4"	1'-1-3/4"	1'-1-3/4"	1'-1-3/4"	1'-1-3/4"	1'-1-3/4"
H	11-5/8"	1'-8-7/8"	1'-8-7/8"	1'-6-1/8"	1'-6-1/8"	1'-4-5/8"	1'-8"
J	1'-0-1/2"	1'-9-5/8"	1'-9-5/8"	1'-7-1/2"	1'-7-1/2"	1'-6-3/4"	1'-10"
T	1'-0-1/2"	1'-9-5/8"	1'-9-5/8"	1'-7-1/2"	1'-7-1/2"	1'-6-3/4"	1'-10"
V	1'-1-5/8"	1'-11"	1'-11"	1'-10"	1'-10"	1'-7-1/2"	1'-11-1/4"

NOTES:

- All dimensions are approximate. Certified dimensions are available on request.
- For compact water boxes (shown above), determine overall unit length by adding water box depth to tube sheet length. For Marine Water Boxes, see pages 40 - 43.
- Water nozzles can be located on either end of unit. Add 1/2" to nozzle length for flanges connections.
- To determine overall height, add 7/8" for isolators.
- Use of motors with motor hoods may increase overall unit dimensions.

Weights

TABLE 7 – APPROXIMATE UNIT WEIGHT INCLUDING MOTOR*

SHELLS	SHIP WEIGHT (LBS.)	OPER WEIGHT (LBS.)	EST. REFRIG. CHARGE (LBS.)
C-C	18,600	22,300	1,350
C-D	19,300	23,200	1,400
D-C	19,000	22,800	1,420
D-D	19,700	23,600	1,470
D-E	21,400	25,700	1,590
E-D	21,000	25,200	1,590
E-E	24,200	29,000	1,690
E-F	25,200	30,200	1,790
F-E	24,900	29,900	1,900
F-F	26,200	31,400	2,020
F-G	31,700	38,000	2,150
G-F	31,700	38,000	2,290
G-G	33,000	39,600	2,415
G-H	34,000	40,800	2,560
H-G	35,000	42,000	2,625
H-H	37,000	44,400	2,825
H-J	38,000	45,600	3,010
J-H	39,000	46,800	3,310
J-J	41,000	49,200	3,495
T-T	43,500	52,200	3,995
T-V	46,500	55,800	4,290
V-T	47,000	56,400	3,820
V-V	50,700	60,800	4,150
W-V	54,300	65,200	4,460

* Refer to product drawings for detailed weight information.

TABLE 8 – MARINE WATER BOX WEIGHTS (LBS.) – G & H Compressor Units
WEIGHTS (To be added to Standard Unit weights shown above).

COOLER CODE	SHIPPING WEIGHT INCREASE – LBS.			OPERATING WEIGHT INCREASE – LBS.			COND. CODE	SHIPPING WEIGHT INCREASE – LBS.			OPERATING WEIGHT INCREASE – LBS.		
	1-PASS	2-PASS	3-PASS	1-PASS	2-PASS	3-PASS		1-PASS	2-PASS	3-PASS	1-PASS	2-PASS	3-PASS
C, D, E	1,602	1,574	1,394	1,832	1,814	1,624	C, D	1,800	798	1,620	1,898	893	1,710
F	2,296	1,122	2,129	2,568	1,394	2,400	E	2,572	1,167	2,340	2,670	1,261	2,510
G	2,838	1,238	2,339	3,206	1,606	2,707	F	1,046	752	900	1,159	865	970
H	3,468	1,575	2,916	3,945	2,052	3,393	G	1,382	965	1,100	1,576	1,159	1380

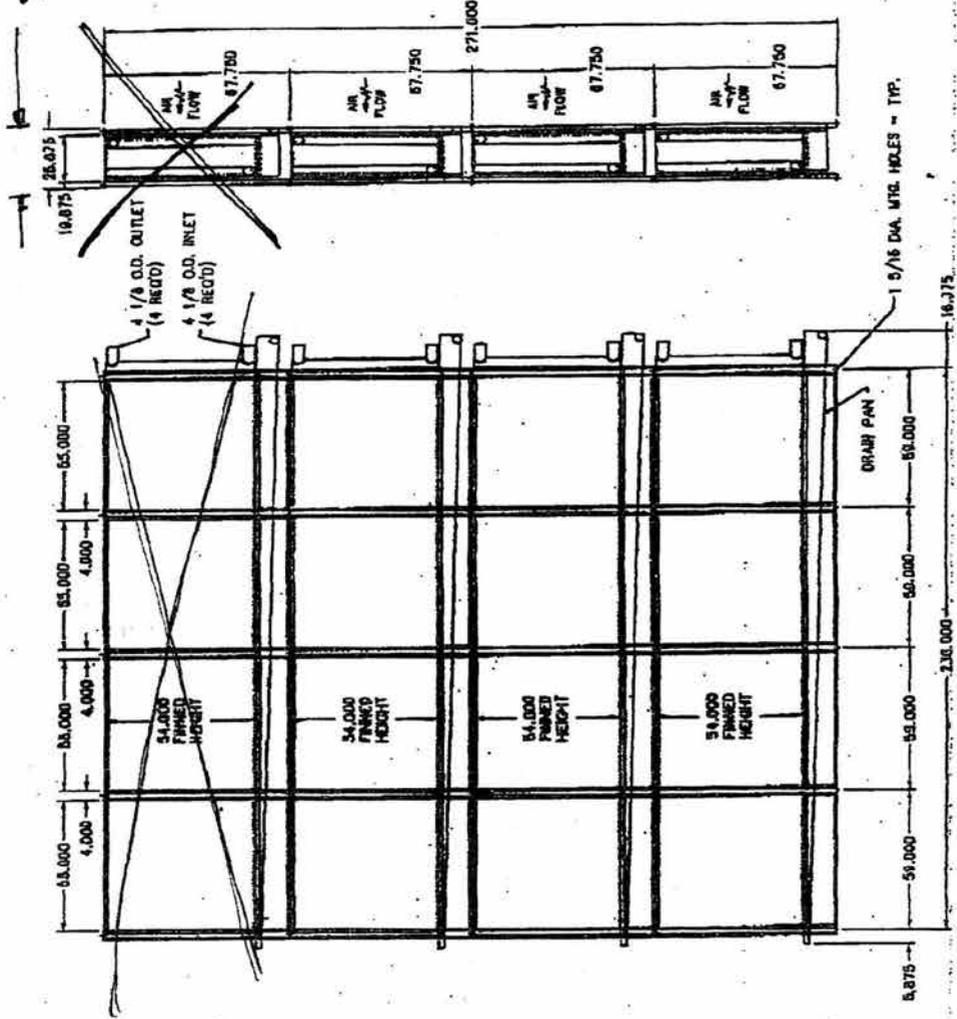
TABLE 9 – MARINE WATER BOX WEIGHTS (LBS.) – J Compressor Units
WEIGHTS (To be added to Standard Unit weights shown above).

COOLER CODE	SHIPPING WEIGHT INCREASE – LBS.			OPERATING WEIGHT INCREASE – LBS.			COND. CODE	SHIPPING WEIGHT INCREASE – LBS.			OPERATING WEIGHT INCREASE – LBS.		
	1-PASS	2-PASS	3-PASS	1-PASS	2-PASS	3-PASS		1-PASS	2-PASS	3-PASS	1-PASS	2-PASS	3-PASS
G	2,415	975	1,915	2,690	1,225	2,200	G	2,380	1,140	1,670	2,500	1,250	1,775
H	2,775	1,514	2,800	3,140	1,775	3,200	H	2,495	1,210	2,290	2,650	1,340	2,610
J, T	3,576	1,715	3,400	4,050	2,100	3,900	J, T	2,990	1,485	2,895	3,390	1,700	3,230
V	3,760	1,820	3,460	4,450	2,490	4,000	V	3,930	1,900	3,815	4,440	2,300	4,670
W	4,650	2,455	4,330	5,460	3,270	5,120							

2/3

50" PLUS FILTERS
PLUS MIST
ELIMINATORS.

258.25"



TOTAL LENGTH = 258.25"
TOTAL HEIGHT = 271"
TOTAL WIDTH = 25.875"
RIGHT HAND CONNECTION.

106270-223-1R

DO NOT SCALE FROM DRAW TO DIMENSIONS		CUSTOMER P.O.		FILE NAME	
S.A.	DATE	NO. OF SHEET	OF	VALUE	NO. NEW NOTED
	11/17/98	1	1		
SUBMITTAL					
MODEL		SERIES		DRAWING NO.	
1" DIA. 3/8" x 2 1/2" x 1 1/2" DIA. - 4/17/1		246		106270-223-1R	
Frigid Coll/meco					
YORK INTERNATIONAL					

ANEXO C

“CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS DE LOS CIRCUITOS DE AGUA HELADA Y AGUA DE MAR DE LOS CHILLERS”

Model:3700

Size:10X12-16N

Group:LX

60Hz

RPM:1180

Stages:1

Job/Inqu. No.

Purchaser:

User:

Item/Equip.No:

Service:

Issued by: juan angel serrano

Quotation No.

Order No.

Date: 04/02/01

Certified By:

Operating Conditions

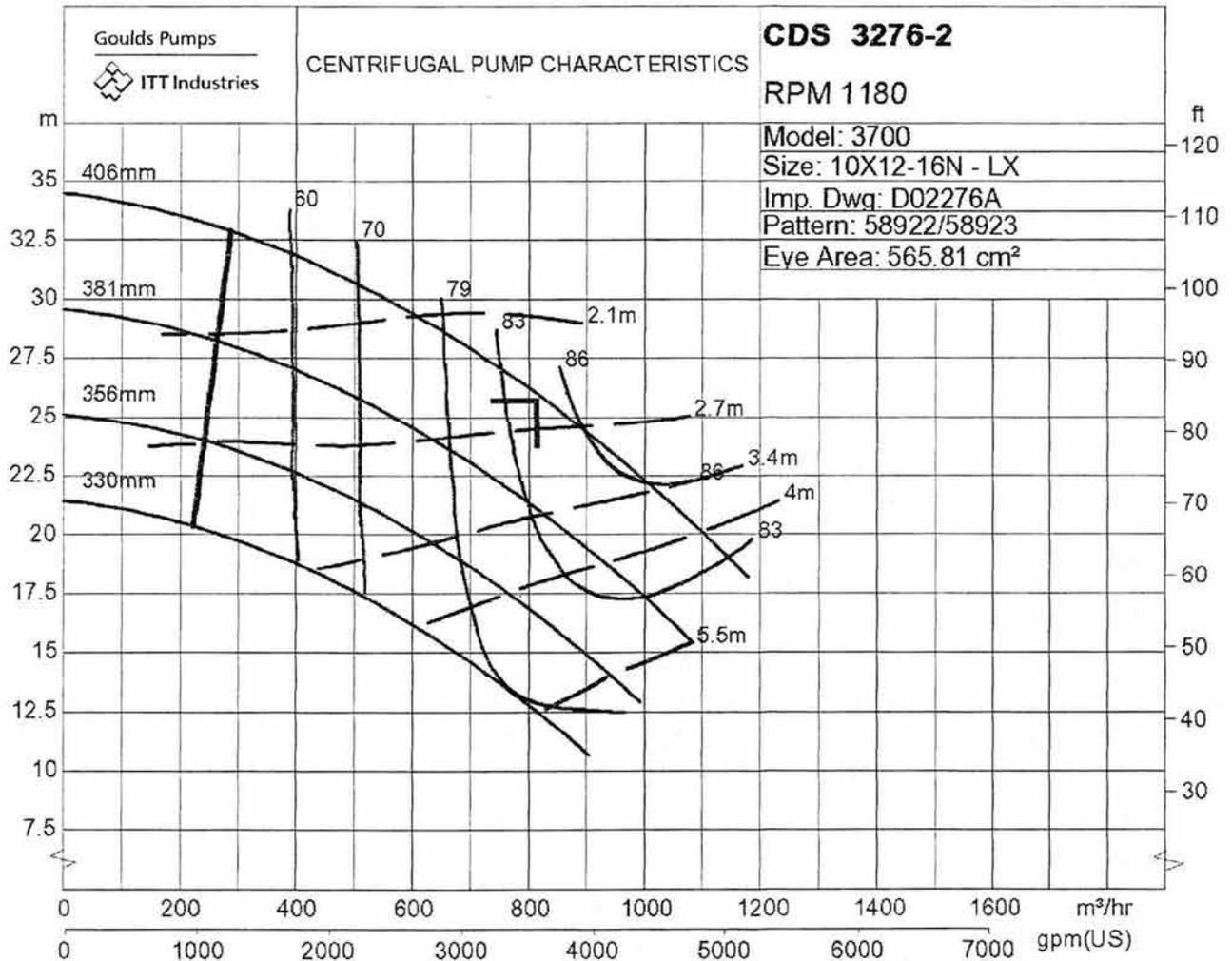
Liquid: Water
Temp.: 5 °C
Sp. Heat:
S.G./Visc.: 1/1 cp
Flow: 818 m³/hr
TDH: 25.7 m
NPSHa:
Req. solid size:
% Solids:
Vapor Press:

Actual Pump Eff.: 84.5 %
Actual Pump Power: 67.7 kW
Mech. Seal Loss: 0 kW
Dyn. Seal Loss: 0 kW
Other Power Loss: 0 kW
Rated Total Power: 67.7 kW
Imp. Dia. First 1 Stg: 406 mm
NPSHr: 2.6 m
Shut off Head: 34.4 m
Max. Solids Size: 39.624 mm

Pump Performance

Suction Specific Speed: 16799 (m³/hr , m)
Min. Cont. Stable Flow: 285.8 m³/hr
Min. Cont. Thermal Flow:
Non-Overloading Power: 71.2 kW
Imp. Dia. Addtl Stg
Mag. Drive Circuit Flow:
Max Drive Power:
Max Drive Temp:
Max Motor Size:

Notes: 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current and viscous effect on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included.



Model:JC / JCU

Size:10X12-22

Group:N/A

60Hz RPM:880

Stages:1

Job/Inqu. No.

Purchaser:

User:

Issued by: juan angel serrano

Item/Equip.No:

Quotation No.

Date: 06/02/04

Service:

Order No.

Certified By:

Operating Conditions

Pump Performance

Liquid: Water
Temp.: 27 °C
Sp. Heat:
S.G./Visc.: 1.045/1.5 cp
Flow: 980 m³/hr
TDH: 24.6 m
NPSHa:
Req. solid size:
% Solids:
Vapor Press: 0.34 m abs

Actual Pump Eff.: 80.5 %
Actual Pump Power: 84.6 kW
Mech. Seal Loss: 0 kW
Dyn. Seal Loss: 0 kW
Other Power Loss: 0 kW
Rated Total Power: 84.6 kW
Imp. Dia. First 1 Stg: 525 mm
NPSHr: 4.5 m
Shut off Head: 34.3 m
Max. Solids Size: 57.15 mm

Suction Specific Speed: 0 (m³/hr, m)
Min. Cont. Stable Flow: 265 m³/hr
Min. Cont. Thermal Flow:
Non-Overloading Power: 92.1 kW
Imp. Dia. Addtl Stg:
Mag. Drive Circuit Flow:
Max Drive Power:
Max Drive Temp:
Max Motor Size:

Notes: 1. The Mechanical seal increased drag effect on power and efficiency is not included, unless the correction is shown in the appropriate field above. 2. Magnetic drive eddy current and viscous effect on power and efficiency is not included. 3. Elevated temperature effects on performance are not included.

