



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Química

**EFFECTO DEL ENFRIAMIENTO DEL GAS EN EL
GASODUCTO CACTUS-REYNOSA**

ESTUDIO TECNICO-ECONOMICO

**LORENZO ALDECO RAMIREZ
INGENIERIA QUIMICA**

1979



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.

ANEXO

TESIS 1979

AB _____
DE M. T. 77
SCHA _____
PROC _____
S _____



13

JURADO ASIGNADO ORIGINALMENTE SEGUN EL TEMA:

ING. ALBERTO BREMAUNTZ MONGE
PRESIDENTE

ING. RUDI P. STIVALET CORRAL
SECRETARIO


ING. EDUARDO ROJO Y DE REGIL
VOCAL

ING. ENRIQUE BRAVO MEDINA
1er SUPLENTE

ING. JESUS TORRES MERINO
2o. SUPLENTE

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA
PETROLEOS MEXICANOS

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL SUSTENTANTE:



LORENZO ALDECO RAMIREZ

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL ASESOR DEL TEMA:

ING. EDUARDO ROJO Y DE REGIL

NOMBRE COMPLETO Y FIRMA DEL SUPERVISOR TECNICO:

ING. LEONARDO ALDECO SANCHEZ

A MIS PADRES:

CELIA Y LEONARDO

POR SU APOYO Y
CONFIANZA

AGRADECIMIENTOS

El autor agradece a todas aquellas personas cuyos comentarios y observaciones fueron de gran utilidad para el desempeño de este trabajo. Así como a aquellas que de una manera u otra contribuyeron en él.

I N D I C E G E N E R A L

	Página
<u>I N T R O D U C C I O N</u>	6
CAPITULO 1 <u>GENERALIDADES SOBRE EL GAS NATURAL</u>	9
A) Origen del Gas Natural	10
B) Medios de Obtención y Recolección	11
C) Ubicación de las Zonas Productoras del País.	12
D) Tratamiento	14
E) Distribución. Sistema Nacional de Gasoductos.	19
CAPITULO 2 <u>PANORAMA DEL MERCADO DE GAS NATURAL</u>	21
A) Naturaleza de La Demanda	22
B) Producción Nacional	23
C) El Mercado Exterior. Estados Unidos.	30
	35
CAPITULO 3 <u>SISTEMA NACIONAL DE GAS</u>	36
A) Características Generales	37
B) Trazo y Derecho de Vía	
C) Especificaciones de la tubería	37
D) Recubrimiento de la Tubería	37
E) Cruzamientos	38
F) Estaciones de Compresión	38
G) Localización de las Estaciones de Compresión.	39
CAPITULO 4 <u>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</u>	47
<u>PROBLEMAS GENERADOS POR EL CALENTAMIENTO DEL GAS</u>	
A) Capacidad de la Línea	48
B) Esfuerzos en la Tubería	49
C) Recubrimiento Anticorrosivo	49
D) Objetivo del Estudio	50.
	51

		<u>Página</u>
CAPITULO 5	<u>ANALISIS TECNICO</u>	52
	A) Generalidades del Análisis Técnico	53
	B) Temperatura del Suelo	54
	C) Temperatura del Gas	64
	D) Cálculo del Coeficiente Global de Transmisión de Calor	72
	E) Cálculo de las Estaciones de Compresión	78
	F) Características Generales de Los -- Equipos Enfriadores	87
CAPITULO 6	<u>ANALISIS ECONOMICO</u>	93
	A) Generalidades del Análisis	94
	B) Metodología	95
	C) Bases de Cálculo	113
	D) Desarrollo	114
CAPITULO 7	<u>RESULTADOS</u>	127
CAPITULO 8	<u>RESUMEN, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</u>	130
<u>BIBLIOGRAFIA</u>		145
ANEXO I	TEMPERATURA DEL SUELO	149
ANEXO II	MODELO DE INTEGRACION NUMERICA	152
ANEXO III	ECUACION DE ESTADO	168
ANEXO IV	PROGRAMA DE COMPUTADORA	173
ANEXO V	LOCALIZACION DE LOS EQUIPOS DE ENFRIAMIENTO	183
ANEXO VI	TEMPERATURA OPTIMA DE SALIDA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO	185
ANEXO VII	ESTIMACION DE COSTOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO	190
ANEXO VIII	ESTIMACION DE COSTOS DE BOMBAS	195
ANEXO IX	ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR PARA CAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA	198

ANEXO X	ESTIMACION DE COSTOS DE CAMBIADORES DE CALOR.	200
ANEXO XI	ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR PARA CAMBIADORES DE SUPERFICIE EXTENDIDA.	207
ANEXO XII	INVERSION Y COSTOS DE OPERACION PARA LAS INSTALACIONES REQUERIDAS.	209
ANEXO XIII	CALCULO DE LA INVERSION Y COSTOS DE OPERACION PARA LAS ALTERNATIVAS CONSIDERADAS.	213
ANEXO XIV	CALCULO DEL AHORRO NETO Y DEL TIEMPO DE PAGO PARA LAS ALTERNATIVAS CONSIDERADAS.	252
ANEXO XV	PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION. GASODUCTO CACTUS - REYNOSA.	259

INTRODUCCION

Los hidrocarburos constituyen un recurso natural no renovable que no todos los países tienen la fortuna de poseer.

En la actualidad el petróleo es un producto de primera necesidad para la industria y la vida diaria de las personas, utilizándose sus componentes y sus derivados, tanto como materia prima, como energéticos.

A raíz de los descubrimientos de los campos del cretáceo localizados en el sureste del país, México se ha convertido en una potencia petrolera, volviendo a ser no sólo autosuficiente en cuanto al abastecimiento de su demanda interna de hidrocarburos, sino también exportador de ellos.

Partiendo del hecho de que el petróleo es un recurso natural no renovable, resulta un reto a la tecnología y capacidad económica del país, el aprovechar en forma óptima este producto, ya sea obteniendo con él recursos para financiar un desarrollo posterior o bien, utilizando equipos más eficientes para su tratamiento, transporte, combustión o procesamiento para obtener productos de mayor densidad económica.

En base a los estudios realizados sobre estos yacimientos, Petróleos Mexicanos ha anunciado un ambicioso y extenso plan para el aprovechamiento de los hidrocarburos y la

obtención más diversificada y en mayor volumen de productos de una primera transformación denominados de la petroquímica básica.

Como consecuencia de este programa, se contará con excedentes de crudo y gas natural susceptibles de ser exportados, razón por la que PEMEX construye un gasoducto desde los campos productores de la Zona Sur a Reynosa, Tams.

Este gasoducto cumplirá dos funciones: cubrir deficiencias de este combustible en el norte del país y exportar los remanentes.

A pesar de que antes de iniciarse la construcción del gasoducto, PEMEX y las compañías estadounidenses posibles compradoras habían firmado cartas de intención para la comercialización del gas, el gobierno de los Estados Unidos no aprobó los convenios por considerar excesivos, para su política de energéticos, el precio de venta del gas mexicano.

En base a lo anterior, el proyecto se modificó de modo que cuando menos inicialmente no se instalarán las 18 estaciones de compresión ni se concluirá la línea hasta Reynosa llegando solamente a las cercanías de la ciudad de Monterrey.

Con esta situación sólo se cumplirá el primero de los objetivos establecidos para el proyecto.

Sin embargo, por las condiciones del mercado estadounidense de gas natural, se espera que en un corto plazo se llegue a un acuerdo y el proyecto se concluya.

La presente tesis tiene por finalidad realizar un estudio sobre el efecto de reducir la temperatura de flujo del gas que transportará el mencionado gasoducto mediante enfriadores que se instalarían en la descarga de las estaciones de compresión. Con dicha reducción de la temperatura de flujo habría una menor caída de presión en el gasoducto, que finalmente se traduciría en un menor consumo del combustible requerido por las motocompresoras. Bajo otro enfoque, para una potencia instalada, la capacidad de la línea se incrementaría. En este estudio se considerará que una vez concluido el sistema transportaría un gasto de 2500 MMPCD.

El realizar este trabajo es consecuencia de la preocupación del autor de optimizar el uso de nuestros recursos no renovables, puesto que ésto, de acuerdo con el sentido de muchos mexicanos, permitiría al país disponer de más medios para un desarrollo definitivo.

CAPITULO 1

GENERALIDADES SOBRE EL GAS NATURAL

- A) ORIGEN DEL GAS NATURAL.
- B) MEDIOS DE OBTENCION Y RECOLECCION.
- C) UBICACION DE LAS ZONAS PRODUCTORAS DEL PAIS.
- D) TRATAMIENTO.
 - 1. ENDULZAMIENTO.
 - 2. RECUPERACION DE LICUABLES.
 - 2.1 PLANTAS DE ABSORCION.
 - 2.2 PLANTAS CRIOGENICAS.
 - 3. CAPACIDAD FUTURA DE TRATAMIENTO.
- E) DISTRIBUCION. SISTEMA NACIONAL DE GASODUCTOS.

A) ORIGEN DEL GAS NATURAL

El gas natural se ha utilizado por siglos como combustible comercial en el lejano oriente. En China se empleaba en alumbrado sirviéndose de tubos de bambú. En América el uso comercial se remonta a cerca de 150 años.

El gas natural está compuesto principalmente por metano y, en menores cantidades, hidrocarburos parafínicos tales como etano, propano y butanos. Incluye también compuestos que no son hidrocarburos como ácido sulfhídrico, bióxido de carbono, helio, nitrógeno y vapor de agua.

El gas natural puede encontrarse en dos estados: gaseoso y disuelto en el aceite. Cuando el gas natural se encuentra en estado gaseoso dentro de la roca porosa que contiene al yacimiento, se le llama gas no asociado. Si se encuentra disuelto en el petróleo crudo o condensado se le llama gas asociado.

Los hidrocarburos no se encuentran distribuidos uniformemente en el subsuelo. Es necesario que ocurran cuatro condiciones para dar lugar a un yacimiento donde se acumulen el petróleo y el gas.¹

a) Una roca almacenadora, que debe ser permeable de tal forma que, bajo presión, el petróleo pueda moverse a través de sus poros tamaño microscópico.

b) Una roca impermeable, que evite que el petróleo escape hacia la superficie.

c) El yacimiento debe tener forma de trampa, es decir, que las rocas impermeables tengan una forma tal que el petróleo no escape por los lados.

d) Deben existir rocas generadoras que se hayan convertido en petróleo por efecto de la presión y la temperatura.

B) MEDIOS DE OBTENCION Y RECOLECCION

No existe diferencia entre perforar un pozo de gas o uno de aceite.² Existe una diferencia en la manera de terminarlo.

Se han empleado diversos métodos para perforar pozos, sin embargo se han desechado varios por poco prácticos para los requerimientos modernos. En la actualidad se utiliza el método rotatorio en el que, una broca se conecta a un tramo de tubería de acero, la cual se hace girar por medio de una mesa rotatoria. Al avanzar la perforación, se van agregando más tramos de tubería. Un fluido de perforación, "lodo", se bombea por el interior de la tubería de perforación, sale a través los orificios o toberas de la barrena y regresa a la superficie por el espacio anular comprendido entre las paredes del pozo y la tubería de perforación. Este lodo arrastra los restos de formación que se van produciendo en el proceso de perforación. En la superficie, el lodo es limpiado de los fragmentos de la formación y bombeado hacia el pozo nuevamente.

Los pozos productores de petróleo se clasifican en fluyentes y de producción artificial y bombeo. Los fluyentes son aquellos en lo que el aceite fluye del yacimiento al exterior, mediante energía natural que puede -

ser de empuje hidráulico o de gas. Los de producción artificial o bombeo, son los sistemas de explotación que se aplican cuando la presión no permite que el petróleo fluya por energía natural. Cuando un pozo deja de fluir por su propia energía, se le aplican sistemas de explotación artificiales, como el bombeo neumático, mecánico, hidráulico, etc. (Recuperación secundaria).

El aceite que producen los pozos es enviado por su propia energía o la que se le proporcione artificialmente hasta un primer centro recolección llamado batería de separadores, en donde se separa mecánicamente el aceite del gas, se miden y se envían a otros centros recolectores de mayor importancia y de ahí a los centros de tratamiento y refinación.

C) UBICACION DE LAS ZONAS PRODUCTORAS

Todos los distritos actualmente productores de petróleo, se localizan a lo largo de la llanura costera oriental, incluyendo la plataforma continental cubierta por aguas del Golfo de México. Esta región se encuentra limitada por una cadena montañosa que es la Sierra Madre Oriental y comprende varias provincias geológicamente diferentes. Los campos productores se agrupan en zonas y distritos que son:

ZONA NORTE: Consta de tres distritos que son:

- a) Distrito Frontera Noreste.- En el área de Reynosa.
- b) Distrito Norte.- En el área de Nuevo Laredo.
- c) Distrito Sur.- En el área de Tampico.

El Distrito Frontera Noreste es geológicamente la continuación hacia el sur de la bien conocida provincia del Golfo de Louisiana y Texas. Produce esencialmente gas y condensado. La plataforma continental adyacente a este distrito, tiene grandes posibilidades que ya empiezan a explorarse.

El Distrito Sur (Tampico), se encuentran los campos más antiguos en cuanto a su explotación.

DISTRITO POZA RICA. Incluye la llamada Faja de Oro y tiene pozos productores terrestres y costa afuera.

Este yacimiento ha producido alrededor de 750 millones de barriles y tiene una reserva de aproximadamente el doble de lo producido y es, indudablemente, uno de los campos gigantes del mundo.

DISTRITO PAPALOAPAN ANGOSTURA. Se encuentra al sur de la ciudad de Veracruz, sobre la planicie costera del golfo.

a) DISTRITO SUR. DISTRITO AGUA DULCE. DISTRITO EL PLAN. DISTRITO NANCHITAL.

Se encuentran en la porción occidental de Tabasco, lindando con Veracruz. Encierra los mayores campos productores terciario de la zona sur.

b) DISTRITO COMACALCO.- Se encuentra en la región de Tabasco Central.

En 1963, Pémex descubrió cerca de la costa varios campos de el período terciario lo mismo que los descubiertos al oeste de Villahermosa. Bajo estas arenas terciarias, posteriormente se descubrieron en 1972 campos del período Cretácico que constituyen los mayores depósitos de petróleo

del hemisferio Occidental. Estos campos tienen la característica de poseer una altísima relación gas - petróleo, como por ejemplo, los pozos de Agave, Copanó, Paredón, Sunuapa, Mundo Nuevo y Cacho López promedian más de 5,000: 1.

DISTRITO CD. DE PEMEX. Este distrito se encuentra en la región oriental de Tabasco y tiene como mayor productor el campo José Colomo. Produce gas dulce húmedo.

Recientemente se han explorado tres zonas de gran potencia:

- 1.- Sonda de Campeche.- Es una estructura paralela a la de Reforma que se encuentra en la Plataforma marina. Bacab, Chac, Akal son algunos de los pozos que se han perforado con profundidades entre 2,500 y 3,690 m.
- 2.- Area de Coahuila.- Pemex está desarrollando nuevos campos de gas dulce en la Cuenca de Sabinas. Estos pozos son económicamente atractivos por la cercanía que tienen de los grandes centros de consumo (Monterrey) y de la frontera.
- 3.- Zona de Baja California.0 En 1976 se descubrió un pozo subcomercial de gas (Cantina 1). Actualmente se explora en la región de Guerrero Negro (Sebastián Vizcaíno), Purísima Fray (en tierra) y en las bahías de San Sebastián y Magdalena (costa afuera.)

D) TRATAMIENTO

El gas asociado al crudo lleva consigo grandes cantidades de líquidos valiosos que es necesario recuperar; también contiene ácido sulfhídrico

que debe ser eliminado (proceso de endulzamiento) antes de la recuperación de los licuables, ya que es un compuesto perjudicial para las instalaciones que lo manejan.

El gas natural que se transporta al mercado debe reunir requisitos en cuanto a la concentración de ácido sulfhídrico. Estos requisitos están justificados ya que es un compuesto tóxico y que en su combustión produce dióxido y trióxido de azufre.

1. ENDULZAMIENTO.

El gas amargo conteniendo ácido sulfhídrico y bióxido de carbono, es procesado para eliminar estos compuestos utilizando el proceso Girbotol que consiste en la absorción en una solución de monoetanolamina o dietanolamina, de la cual se recuperan posteriormente los gases.

La solución de amina se recircula nuevamente al proceso. Los gases se procesan para obtener azufre y bióxido de carbono.

2. RECUPERACION DE LICUABLES.

Para la recuperación de los licuables contenidos en el gas, se cuenta con dos tipos de procesos; el criogénico, que tiene temperaturas de operación cercanas a -160° C para la condensación de casi la totalidad de los licuables contenidos en el gas y el proceso de absorción que utiliza un aceite pesado para absorber los licuables y posteriormente recuperarlos.

2.1 PLANTAS DE ABSORCIÓN.

En este tipo de plantas recuperadoras de licuable, los volúmenes de gas procedentes de los diferentes campos se reciben primeramente en una estación de medición pasando después a un separador de entrada en donde se separan el agua y el condensado líquido que trae consigo el gas húmedo; a la corriente de gas que sale de este separador se le inyecta una solución de dietilén glicol y enseguida se pasa a un tren de enfriamiento en donde se enfría desde 38° C hasta 1° C, intercambiando calor, primero con el gas seco frío y después en el enfriador con propano en el sistema de refrigeración.

Con este enfriamiento se obtienen hidrocarburos condensados que, mezclados con la solución de dietilén glicol y con el gas, pasan a un separador donde las tres fases se apartan. Posteriormente se tratan por separado las tres corrientes.

La corriente gaseosa pasa a las torres de absorción donde sale seco con una composición aproximada de 89% de metano, 9% de etano y 2% de propano.

Los hidrocarburos condensados pasan a un tanque depresor donde se separa principalmente metano y después a una torre destanizadora.

El dietilén glicol, diluido con el agua absorbida, pasa a una sistema de regeneración para reutilizarse en el proceso.

El aceite de absorción, rico en hidrocarburos pesados, pasa a un tanque depresor, donde se separa principalmente metano y después, sucesi-

vamente a una torre desmetanizadora, a una desetanizadora y finalmente, a un alambique donde el aceite se empobrece separándose los hidrocarburos que anteriormente fueron absorbidos. Estos se mezclan con el condensado estabilizado. Esta mezcla constituye la gasolina de absorción que se envía a la refinería.

2.2 PLANTAS CRIOGENICAS.

Para la recuperación de los licuables contenidos en el gas, últimamente se han utilizado procesos criogénicos en los que se aprovecha la técnica de la autoexpansión del gas complementada con refrigeración con propano con lo cual es posible alcanzar temperaturas de -85°C . En este punto se recuperan por destilación el 95% del propano y el 100% de los hidrocarburos más pesados que éste.

En este tipo de plantas, el gas húmedo a alta presión proveniente de los campos, pasa a un separador donde los líquidos condensados se separan de la corriente gaseosa. Posteriormente se someten a una expansión isentrópica donde se reduce la presión y se enfría simultáneamente. Pasa luego a un separador donde se separan nuevamente los líquidos que se han condensado con el enfriamiento.

El gas pasa a secado en lechos fijos de alúmina para evitar la formación de hidratos cuando el gas se enfría posteriormente.

El gas deshidratado pasa a un tren de cambiadores en donde se enfría con gas residual primeramente, con gas de proceso y finalmente con -

propano refrigerante. A continuación el gas se somete a enfriamiento por expansión. En esta etapa, la mezcla de gas y líquido se alimenta a una torre desmetanizadora donde se obtiene metano al 90% y por el fondo los componentes más pesados que pasan a una segunda torre - (desmetanizadora) en la cual se separa etano que se manda a las plantas de etileno o se une al metano que se inyecta a un poliducto para llevarse a las refinerías para ser procesado.

PEMEX opera plantas recuperadoras de licuables en Cd. Pémex (Absorción o criogénica), La Venta (absorción y criogénica).

3. CAPACIDAD FUTURA DE TRATAMIENTO DE GAS.

A fin de aprovechar íntegramente el gas asociado, húmedo y amargo, que se produce en los campos del mesozoico, Petróleos Mexicanos ha programado obras para tener la siguiente capacidad de endulzamiento:³

1977	1100	MMPCD
1978	1900	
1982	3500	
1988	4300	

En cuanto a la recuperación de licuables, se tiene en proyecto la construcción de plantas criogénicas y debido a la velocidad con que se está incrementando la producción de crudo y gas y a las limitaciones para disponer a corto plazo de instalaciones requeridas, se han iniciado trámites para la adquisición en Estados Unidos de plantas paquete.

El programa para recuperación de licuables es el siguiente:

1977	1150	MMPCD
1978	1950	
1982	3950	
1988	4950	

E) DISTRIBUCION

Para la distribución del gas natural se cuenta con dos sistemas principales:

- a) Gasoducto Cd. Pémex - México - Salamanca - Guadalajara, que abarca desde el sureste hasta el altiplano.
- b) Gasoducto Reynosa - Monterrey - Torreón - Chihuahua, que surte a la región noroeste del país.

El primero de ellos, con una longitud de 1290 km. tiene una capacidad de transporte de 1,000 millones de pies cúbicos por día (MMPDD) y está constituido por dos líneas paralelas de 24"Ø hasta México; continúa con dos líneas de 14 y 20 in. los primeros 60 km. y luego de 14 y 16 in. de diámetro hasta Guadalajara. Cuenta con 12 estaciones de compresión y 110,000 HP instalados. Su capacidad se duplicará hasta 2,000 MMPCD al concluirse la construcción de una tercera línea paralela de 36 y 30 in. de diámetro entre Cárdenas, Tabasco y Venta de Carpio, Estado de México, así como la instalación de equipos adicionales de compresión en sus actuales estaciones.

Por su parte el gasoducto Reynosa - Monterrey - Torreón - Chihuahua, con longitud cercana a 1,000 km. y capacidad de transporte de 500 MMPCD cuenta con dos líneas paralelas de 22 in. y 24 in. de diámetro, en su primer tramo, y continúa con tubería de 12 in. a Chihuahua. Tiene seis estaciones de compresión con equipos recíprocos que suman 3,000 HP instalados.

CAPITULO 2
PANORAMA DEL MERCADO
DE GAS NATURAL

A) NATURALEZA DE LA DEMANDA

B) PRODUCCION NACIONAL

1. PRONOSTICOS DE PRODUCCION DE GAS NATURAL
2. DEMANDA NACIONAL DE GAS NATURAL
3. DISPONIBILIDAD DE GAS NATURAL PARA EXPORTACION.
4. PRECIO DE VENTA DEL GAS.

C) EL MERCADO EXTERIOR. ESTADO UNIDOS.

1. ESTIMACION DE LA DEMANDA
2. PRECIOS.

A) NATURALEZA DE LA DEMANDA

En virtud de que la demanda conjunta de combustibles industriales, básicamente combustóleo y gas natural, es relativamente inelástica al precio, su magnitud se asocia casi exclusivamente al crecimiento económico del país, medido por el producto interno bruto. Sin embargo, la proporción en que ambos se consumen, depende de sus precios relativos y de su disponibilidad.

Por ser Petróleos Mexicanos un monopolio del estado, los precios de sus productos constituyen variables de decisión cuyo valor define los niveles de demanda y consecuentemente la magnitud de sus ingresos.

Mediante una adecuada política de precios, es factible inducir el perfil de la demanda de los combustibles industriales que más convenga a los intereses del país, aprovechando la paridad de uso entre ellos, aunque es necesario mantenerlos a niveles que garanticen la rentabilidad de las inversiones.

B) PRODUCCION NACIONAL

Al inicio del presente sexenio (1976 - 1982), Petróleos Mexicanos anunció un plan de desarrollo basado principalmente en la potencialidad y reservas de los campos del sureste del país. Este programa consideraba incrementos en la producción de 953,000 bpd promedio durante 1977 a - 2,242,000 bpd en 1982 en lo que se refiere a petróleo crudo. En el caso de gas, el incremento sería solamente de 2,200 MMPCD promedio en 1977

a 4,000 en 1982.

La confianza en poder llevar a cabo este programa se basó en la perforación más intensa en el área de Chiapas y Tabasco, así como de la aplicación de sistemas de recuperación secundaria y el desarrollo de la plataforma marina de Campeche.

De noviembre de 1976 a agosto de 1977 el promedio de producción de aceite y líquidos, se incrementó de 907,000 a 1,112,763 bpd y la de gas de 1960 MMPCD a sólo 2,089 ya que se restringió la producción de gas no asociado de Cd. Pémex, a fin de procesar en este lugar el gas asociado que procede del área de Reforma para evitar así quemarlo en la atmósfera.

Además de los pozos productores en los que se basaba el plan de PEMEX, se ha confirmado una alta productividad en otros nueve estructuras de la misma región de Reforma que están pendientes de desarrollo y cuyas reservas probables se estiman en 2,800 millones de barriles. De estas estructuras, Artesa, Oxiacaque y Sunuapa (que representan el 28% de las reservas mencionadas) manifiestan una producción de aceites ligeros similares a la de los campos en producción del área de Chiapas y Tabasco, con una relación de gas a aceite de $1250 \text{ ft}^3 / \text{barril}$, y las estructuras restantes, Copanón, Giraldas y Mundo Nuevo, tienen una relación de $7,700 \text{ ft}^3 / \text{barril}$ de condensado.

Las reservas de gas correspondientes a las nueve estructuras, son superiores a los 6.2 millones de ft^3 que representan un incremento de 31.4% en las reservas probadas totales al 31 de diciembre de 1976 y su

explotación obviamente hará que se disponga en un futuro próximo de cantidades superiores a las originalmente pronosticadas.

Con este volumen y las reservas de gas de los nuevos campos de la Cuenca de Sabinas, se tiene un total de 30 millones de millones de pies cúbicos.

1. PRONOSTICOS DE PRODUCCION DE GAS NATURAL.⁴

Se tienen dos pronósticos para la producción de gas natural; una alternativa alta que incluye las reservas de gas de formación probadas desarrolladas y probadas no desarrolladas y probables de cuencas productoras conocidas (considerando únicamente la recuperación primaria.) La alternativa conservadora considera únicamente la producción proveniente de las reservas probadas desarrolladas y no desarrolladas y el 75% de las probables también solamente la recuperación primaria.

Ambas alternativas se presentan en las tablas 2.1 y 2.2

2. DEMANDA NACIONAL DE GAS NATURAL.

En base a las tasas de crecimiento industrial esperadas para los próximos 18 años, se estima el consumo de combustibles. La demanda de gas está basada en la premisa de satisfacer primeramente la demanda global con combustóleo y el resto con gas natural. La oferta de combustóleo está basada en los planes de producción de las refinerías. (Ver tabla 2.3)

3. DISPONIBILIDAD DE GAS NATURAL PARA EXPORTACION.

De la producción bruta de gas deben considerarse varios aspectos para llegar a la producción disponible tanto para el mercado interno como para el de exportación. Estos factores son: el gas que por diversas razones es enviado a la atmósfera, el gas que es inyectado a los yacimientos y el encogimiento debido a la recuperación de los licuables (aproximadamente el 10%).

Considerando estos factores se obtiene la oferta que, después de satisfacer el mercado nacional, proporciona el gas disponible para exportación. (Ver figura 2.4)

TABLA 2.1
ALTERNATIVA ALTA DE PRODUCCION DE
GAS ACTUAL Y FUTURA
(RESERVAS PROBADAS Y PROBABLES)

	MILLONES DE PIES CUBICOS AL DIA (MPCD)						
	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
RESERVAS PROBADAS AL 1/1/77							
Zona Norte	460	493	520	524	519	491	455
Distrito Poza Rica	148	152	126	135	171	180	202
Distrito Angostura	26	22	30	42	45	48	45
Zona Sur	1475	1576	1637	1671	1579	1485	1301
SUMA :	2109	2243	2313	2372	2314	2204	2003
RESERVAS PROBADAS DE LOS CAMPOS NO DESARROLLADOS AL 1/1/77							
Distrito Frontera Norte:							
Cretásico-Jurásico			129	278	246	218	193
Eoceno-Paleoceno			---	56	106	150	189
Zona Sur Cretásica			985	1182	1127	1053	1004
SUMA :	2109	2243	3427	3888	3793	3625	3389
TOTAL RESERVAS PROBADAS							
Reservas Probables de Cuen- cas Productoras Conocidas.				235	901	1516	2010
GRAN TOTAL :	2109	2243	3427	4123	4694	5141	5399

REFERENCIA: PETROLEOS MEXICANOS. GENERALIDADES DEL PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL GASODUCTO CACTUS-REYNOSA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO, 1977.

ALTERNATIVA CONSERVADORA DE PRODUCCION DE
GAS ACTUAL Y FUTURA
(Reservas Porbadas y Probables)

	M I L L O N E S D E P I E S C U B I C O S A L D I A (M M P C D)						
	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
RESERVAS PROBADAS AL 1/1/77							
Zona Norte	460	493	520	524	519	491	455
Distrito Poza Rica	148	153	126	135	171	180	202
Distrito Angostura	26	22	30	42	45	48	45
Zona Sur	1475	1576	1637	1671	1579	1485	1301
S U M A:	2109	2243	2313	2372	2314	2204	2003
RESERVAS PROBADAS DE LOS CAMPOS NO DESARROLLADOS AL 1/1/77							
Distrito Frontera Norte:							
Cretácico-Jurásico			129	278	246	218	193
Eoceno-Paleoceno			-	56	106	150	189
Zona Sur Cretácico			985	1181	1127	1053	1004
S U M A:							
TOTAL RESERVAS PROBADAS:	2109	2243	3427	3888	3793	3625	3389
RESERVAS PROBABLES DE CUENCAS PRODUCTORAS CONO CIDAS				176	676	1137	1508
GRAN TOTAL :	2109	2243	3427	4064	4469	4762	4397

REFERENCIA: PETROLEOS MEXICANOS. GENERALIDADES DEL PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL GASODUCTO CACTUS - REYNOSA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO, 1977.

TABLA 2.3

DEMANDA NACIONAL DE GAS

AÑO	DEMANDA GLOBAL	OFERTA COMBUSTOLEO	DEMANDA DE GAS
1977	3,150	1,600	1,550
1978	3,394	1,694	1,700
1979	3,661	1,811	1,850
1980	3,953	1,926	2,027
1981	4,275	2,224	2,050
1982	4,625	2,483	2,142
1983	4,935	2,727	2,208
1984	5,195	2,910	2,285
1985	5,437	3,075	2,360
1986	5,709	3,284	2,425
1987	5,901	3,414	2,487
1988	6,127	3,577	2,550
1989	6,326	3,739	2,587
1990	6,524	3,899	2,625
1991	6,751	4,057	2,694
1992	6,977	4,214	2,763
1993	7,200	4,369	2,831
1994	7,423	4,523	2,900
1995	7,689	4,675	3,014

REFERENCIA: PETROLEOS MEXICANOS. GENERALIDADES DEL PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL GASODUCTO CACTUS - REYNOSA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO 1977.

TABLA 2.4
 PRODUCCION Y DISPONIBILIDAD DE GAS
 (Alternativa Conservadora)

	M I L L O N E S D E P I E S ³ A L D I A (M M P C D)						
	1976	1977	1978	1979	1980	1981	19 2
PRODUCCION BRUTA DE GAS	2109	2243	3427	4064	4469	4762	4897
GAS ENVIADO A LA ATMOSFERA	506	150	34	41	47	51	54
ENCOGIMIENTO	180	220	315	390	438	466	479
INYECTADO A YACIMIENTOS	24	38	38	38	38	38	38
GAS DISPONIBLE	1399	1735	3040	3587	3946	4207	4326
DEMANDA NACIONAL	1399	1550	1700	1850	2027	2050	2142
DISPONIBLE PARA EXPORTACION	--	185	1340	1737	1919	2157	2184

REFERENCIA: PETROLEOS MEXICANOS. GENERALIDADES DEL PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL GASODUCTO CACTUS - REYNOSA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO 1977.

C) EL MERCADO EXTERIOR DE GAS NATURAL

ESTADOS UNIDOS

Hasta ahora, Estados Unidos ha sido el principal productor y consumidor de gas natural; sin embargo su participación comparada con el total mundial, se reduce desde 1960 hasta la fecha. En ese año alcanzaba el 76.9% para 1965 el 64.1% y en 1970 se redujo a 59.7% para alcanzar niveles de 39.7% en 1976.

La producción mundial creció de 1960 a 1976 a una tasa promedio de 7.7% (debido en gran parte al incremento de la producción de la R.F.A. Holanda e Inglaterra), mientras que la de Estados Unidos fue del 3.9%.

Este lento crecimiento es atribuido a la política de precios seguida por el organismo encargado de los energéticos en ese país (Federal - Power Commission) que originó un relativo estancamiento de la producción sobre todo a partir de 1970. Desde este año y hasta 1976, la tasa de crecimiento declinó hasta el 1.1% como promedio anual.

Por la elevada relación de reservas a producción existentes con que se contaba en la Unión Americana, se impulsó el consumo de gas natural vía control de precios en relación al costo de combustibles sustitutos. En estas condiciones durante la época de los 60's la demanda se expandió con celeridad mientras que se desalentó la exploración de nuevos yacimientos de tal suerte que la relación reservas producción se redujo considerablemente y desde los primeros años de los setentas, se ha venido abatiendo la tasa de crecimiento de la demanda, experimentán-

tándose tasas negativas en los últimos años dada la insuficiente producción para satisfacerla.

Las regulaciones de precios y las nuevas demandas para los requerimientos ambientales, están forzando al gobierno y a las compañías distribuidoras a analizar los controles para el uso final del gas tomando prioridades hacia el consumo doméstico ya que el gas se está convirtiendo en algo muypreciado para quemarse como combustible en calderas.

El análisis de las reservas ratifica esta escasez pues Estados Unidos mantuvo una tasa de crecimiento de 24% mientras que las reservas mundiales crecieron al 10.6% durante el período comprendido entre 1967 y 1975.

Dado que el mercado de Estados Unidos es el más importante para el gas natural, las disminuciones que hay en su producción, demanda y reservas lo obligan a efectuar importaciones en cantidades cada vez más crecientes. Sin embargo, éstas no se manifiestan en forma masiva principalmente por las dificultades que presenta su transportación.

El consumo aparente se satisface primordialmente con la producción nacional; de 1960 a 1974 las importaciones de Argelia, México y Canadá sólo han contribuído con 3.5%. De 1972 a 1973 se importaron $1,000 \times 10^9$ ft³/año, que representan el 4.5%. México dejó de exportar a partir de 1972. Canadá está solo exportando las cuotas establecidas en los contratos vigentes debido al abatimiento de sus reservas. Además se ha reconsiderado últimamente el precio de venta del gas incrementándose de 1.60

a 2.25 el millar de pies cúbicos.

La posibilidad de que Estados Unidos utilice masivamente el gas de los campos de Alaska no es factible a corto plazo debido a problemas técnicos como los ya enfrentados en la construcción del oleoducto de esa región.

1. ESTIMACION DE LA DEMANDA

- a) Presupone un cambio muy pequeño o ninguno en la situación actual (declinación de la producción).
- b) Se incrementa básicamente las importaciones por tubería.
- c) Se incrementan las importaciones de gas natural licuado.
- d) Se realiza un abastecimiento máximo nacional y de importación.

Las estimaciones muestran que el abastecimiento nacional seguirá limitado así como las importaciones debido a la capacidad de los gasoductos, la cual es difícil o imposible de expandir (existen varios obstáculos para la construcción de nuevas líneas incluyendo la región ártica).

En cada uno de los casos la demanda sería:

Alternativa (a)	$402,000 \times 10^6 \text{ ft}^3$
Alternativa (b)	$487,000 \times 10^6 \text{ ft}^3$
Alternativa (c)	$591,000 \times 10^6 \text{ ft}^3$
Alternativa (d)	$704,000 \times 10^6 \text{ ft}^3$

Las importaciones de gas natural variarán fuertemente, dependiendo de la producción nacional y de la comercialización del gas natural sintético (SNG) proveniente de la gasificación del carbón.

2. PRECIOS

Con el fin de estimular el incremento de la perforación exploratoria y en consecuencia de las reservas probadas, la Federal Power Commission se ha visto en la necesidad de modificar los precios topes establecidos. En la actualidad, el Congreso, las Oficinas Federales norteamericanas y las empresas productoras, transportadoras y comercializadoras de gas natural, están negociando nuevos precios. Estos tienden a liberar el precio del gas natural extraído de pozos nuevos sosteniendo que son necesarios precios altos si se quiere superar la escasez de gas.

En la actualidad se tienen esquemas interestatales proyectados de tres posibles escenarios; la primera derivada de la Federal Power Commission, la segunda sugerida por el Presidente Carter y la tercera relativa al gas nuevo no regulado debido a que se refiere al gas natural licuado importado o que se pudiera derivar del crudo importado. (Ver tabla 2.5)

TABLA 2.5
PRECIO PROBABLE DEL GAS NATURAL PROCEDENTE DE
CAMPOS NUEVOS

	1976	1978	1980	1985	1990
Interestatal	1.42	1.50	1.58	1.78	1.98
FPC Interestatal	1.64	2.25	2.80	3.75	4.79
CARTER	—	1.75	2.09	3.24	4.27
	—	1.75	2.09	3.24	4.27
NO REGULADO	—	3.44	3.84	—	—
	—	2.80	3.49	4.80	5.37

En todas las alternativas existe una marcada tendencia a incrementar los precios en los próximos años. El gas mexicano que pudiera exportarse quedaría comprendido en el renglón del gas no regulado.

Se puede asegurar que, de acuerdo con la Federal Power Commission y la American Gas Association, la escasez de gas en los Estados Unidos y los requerimientos imperativos del mercado influirán en forma decisiva en el incremento de los precios y no se prevee ninguna alternación en las tendencias observadas hasta ahora.

CAPITULO 3

SISTEMA NACIONAL DE GAS

- A) CARACTERISTICAS GENERALES
- B) TRAZO Y DERECHO DE VIA
- C) ESPECIFICACIONES DE LA TUBERIA
- D) RECUBRIMIENTO DE LA TUBERIA
- E) CRUZAMIENTOS
- F) ESTACIONES DE COMPRESION
- G) LOCALIZACION DE LAS ESTACIONES
DE COMPRESION

3. SISTEMA NACIONAL DE GAS

A) CARACTERISTICAS GENERALES

Originalmente, Petróleos Mexicanos había planeado tender el gasoducto (Troncal Sistema Nacional de Gas) desde Cactus hasta Reynosa en la frontera con Estados Unidos. Esto permitiría a Pémex entregar gas a las zonas industriales del norte del país, así como exportar los excedentes a los Estados Unidos.

El plan de vender los excedentes a los Estados Unidos se suspendió cuando el gobierno norteamericano no aprobó el precio de 1.60 dólares el millar de pies cúbicos fijado por Pémex.

La disputa por el precio del gas alteró los planes de construcción de Pémex y el Sistema Nacional de Gas (SNG) se construye ahora en un plan que comprende dos fases.

En la primera, se construirán 1 096 km de gasoducto de 48 pgda., que serán tendidos entre Cactus y un punto cerca de San Fernando, Tamp. De este punto el Sistema seguirá al noroeste, hacia China, con tubería de 42 pgdas y 129 km de longitud.

En China, la línea se conectará con los gasoductos de 24 y 22 pgda. que van de Reynosa a Monterrey.

En la segunda fase, se construirán 119 km de tubería de 42 pgda entre San Fernando y Reynosa. Además, se construirán 18 estaciones de compresión a lo largo de todo el sistema. Esta segunda fase no se iniciará hasta que se llegue a un acuerdo entre ambos gobiernos respecto al precio del gas.

B) TRAZO Y DERECHO DE VIA

El trazo de la línea aprovecha algunos tramos con derecho de vía de otras líneas. De la longitud total, cerca de 910 km requieren derecho de vía nuevo, incluyendo la sección de San Fernando a Reynosa.

El trazo de la línea se encuentra en la figura 3.1 adjunta.

C) ESPECIFICACIONES DE LA TUBERIA

La tubería será suministrada por once fabricantes de 5 países. Las especificaciones incluyen tubería de acero grado API-5LX Gr X-60 y API-5LX Gr X-65. Para la tubería X-60 los espesores de pared son 24 y 24 mm, y para la de grado X-65 son de 16 y 19 mm.

La tubería más gruesa se utilizará en los cruces de ríos y canales. La de 19 mm. se instalará en la descarga de las estaciones de compresión, cerca de las poblaciones y en las zonas pantanosas. El resto de la línea será de 16 mm de espesor.

D) RECUBRIMIENTO DE LA TUBERIA

Para la protección anticorrosiva de la mayor parte de la tubería se aplicará en el campo usando una pintura primaria y un esmalte de alquitrán de hulla.

El material será aplicado en una sola capa con equipo automático montado sobre la tubería, la cual será limpiada con unidades de cepillos de alambre también montados sobre la tubería.

El recubrimiento será reforzado con cinta de fibra de vidrio y luego con cinta de fibra de vidrio saturada de alquitrán de hulla.

La tubería que se colocará en las zonas pantanosas y en los cruza-
mientos de los ríos, tendrá el mismo recubrimiento pero además será
lastrada con concreto que se aplicará en planta sobre la tubería recu-
bierta con material anticorrosivo.

En las juntas que van a ser lastradas, se aplicará doble recubri-
miento para evitar daño durante la edición del concreto. Esta doble pro-
tección también será aplicada en la tubería que se instale sobre terreno
rocoso.

También interiormente se recubrirá la tubería con un producto epó-
xico de 0.762 mm. de espesor que además de protegerla durante 20 años,
incrementaría su eficiencia de conducción de gas.

E) CRUZAMIENTOS

El derecho de vía cruza 18 grandes ríos, entre los cuales están el
Río Mexcala, el Papaloapan, el Tonalá, el Tuxpan, el Coatzacoalcos y el
Río Pánuco, que tienen anchos hasta de 650 m. y profundidades de has-
ta 21 m. Ver figura 3.2.

F) ESTACIONES DE COMPRESION

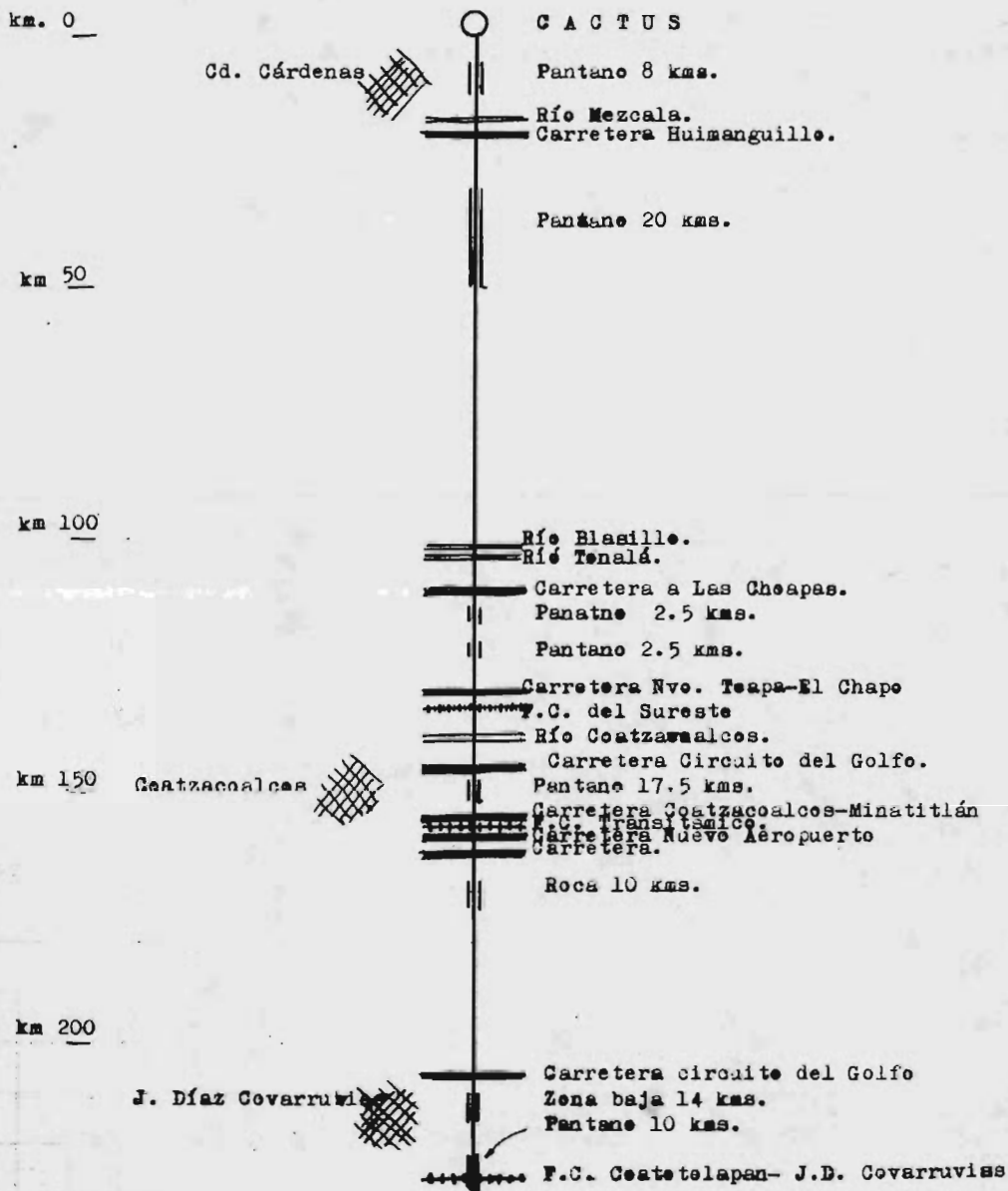
La máxima presión de operación será de 1,200 lbs/pgda cuadrada .
Tendrá 18 estaciones de compresión separadas alrededor de 68 km. Cada
una de las estaciones tendrá dos turbinas que utilizarán gas natural co-
mo combustible y que impulsarán un compresor centrífugo. Cada turbina
tendrá una potencia de 11,170 HP en la flecha. La capacidad de la línea
será de 2,500 MMPCD. La línea tendrá una profundidad mínima de ente-

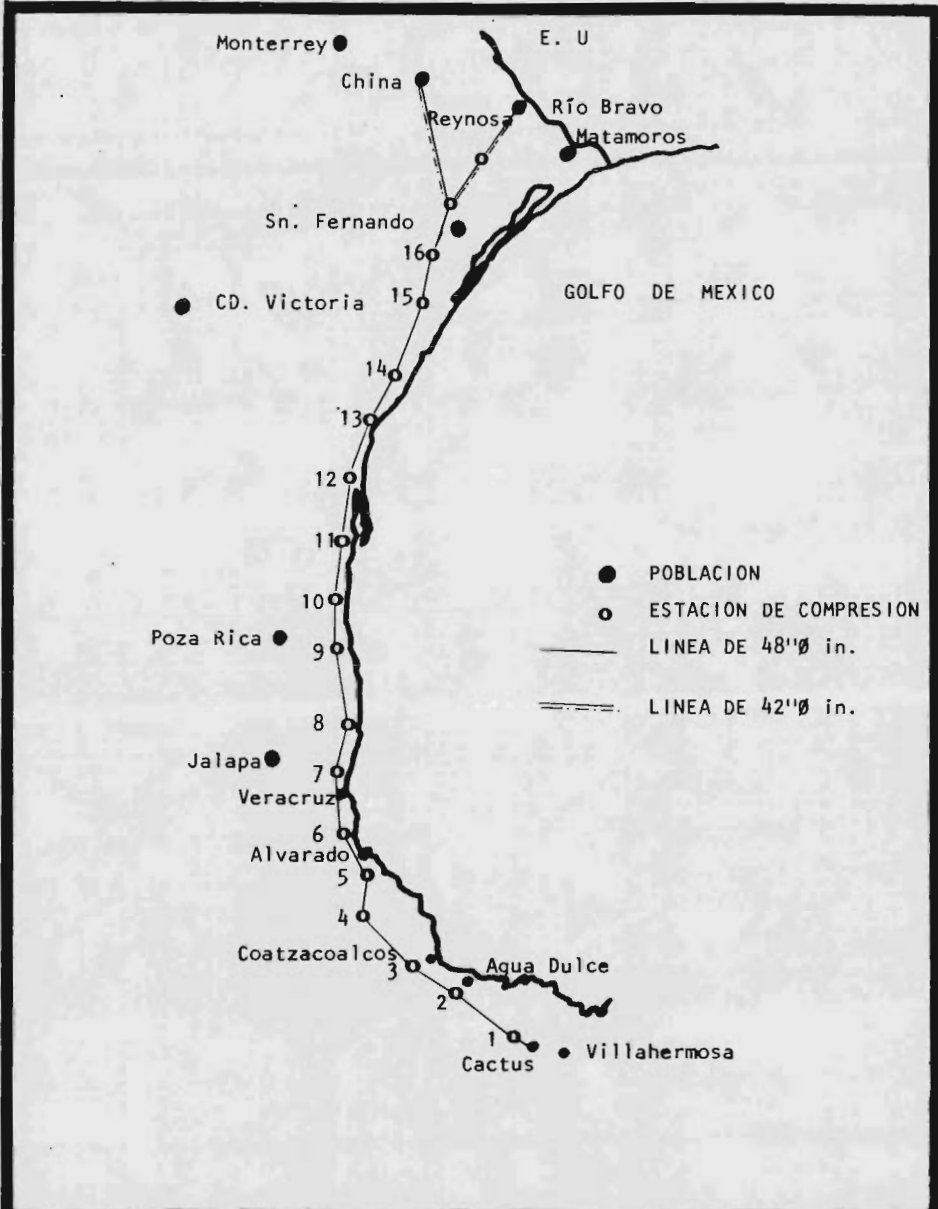
rrado de 3 pies. 90,914 m. a la parte superior del tubo.

G) LOCALIZACION DE LAS ESTACIONES DE COMPRESION

Las estaciones de compresión quedarán localizadas en los sitios que se indican en la figura 3.3.

CRUZAMIENTOS DEL GASODUCTO CACTUS - REYNOSA





TRAZO DEL TSN G

Figura 3.1

km 230

km 250

km 300

km 350

km 400

km 450

Lerde de Tejada

Veracruz



km 480

Arroyo Santana

Roca 15 kms.

km 500

Arroyo Juchique

Arroyo Compa.

Rfo Mizantla.
Zona baja 10 kms.

Rfo Nautla.

Carretera Mtz. de la Torre-Nautla

Arroyo Encinos

Zona baja 3 kms.

km 550

Pantano 2 kms.

Rfo Tecolutla.

Pantano
8 kms.

Carretera Papantla- Gtz. Zamora
Gutiérrez Zamora



Pantano 4 kms.

km 600

Rfo Cazenes

Rfo Tuxpan

Carretera Tuxpan-Poza Rica

P.C. Tuxpan-Alema

Zona baja 4 kms.

km 650

Zona baja 4 kms.

Zona baja 5 kms.

Rfo Tancochin

Zona baja 5 kms.

km 700

Zona baja 2kms

Arroyo Carbajal

Rfo Cucharas

Estero Laja

km 980

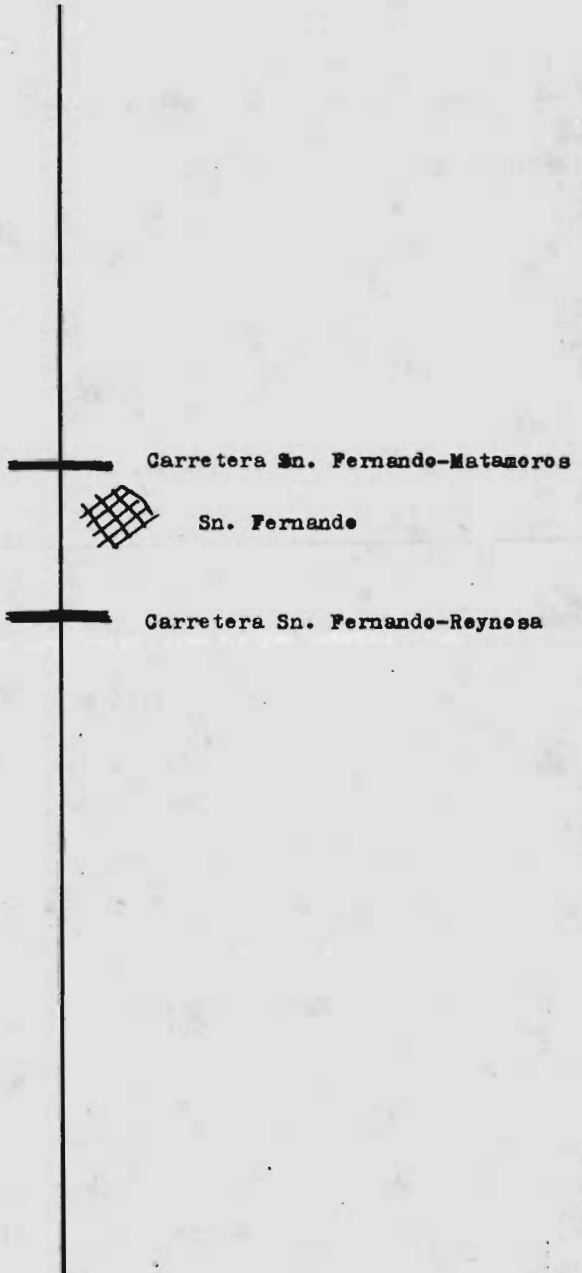
km 1000

km 1050

km 1100

km 1150

km 1200



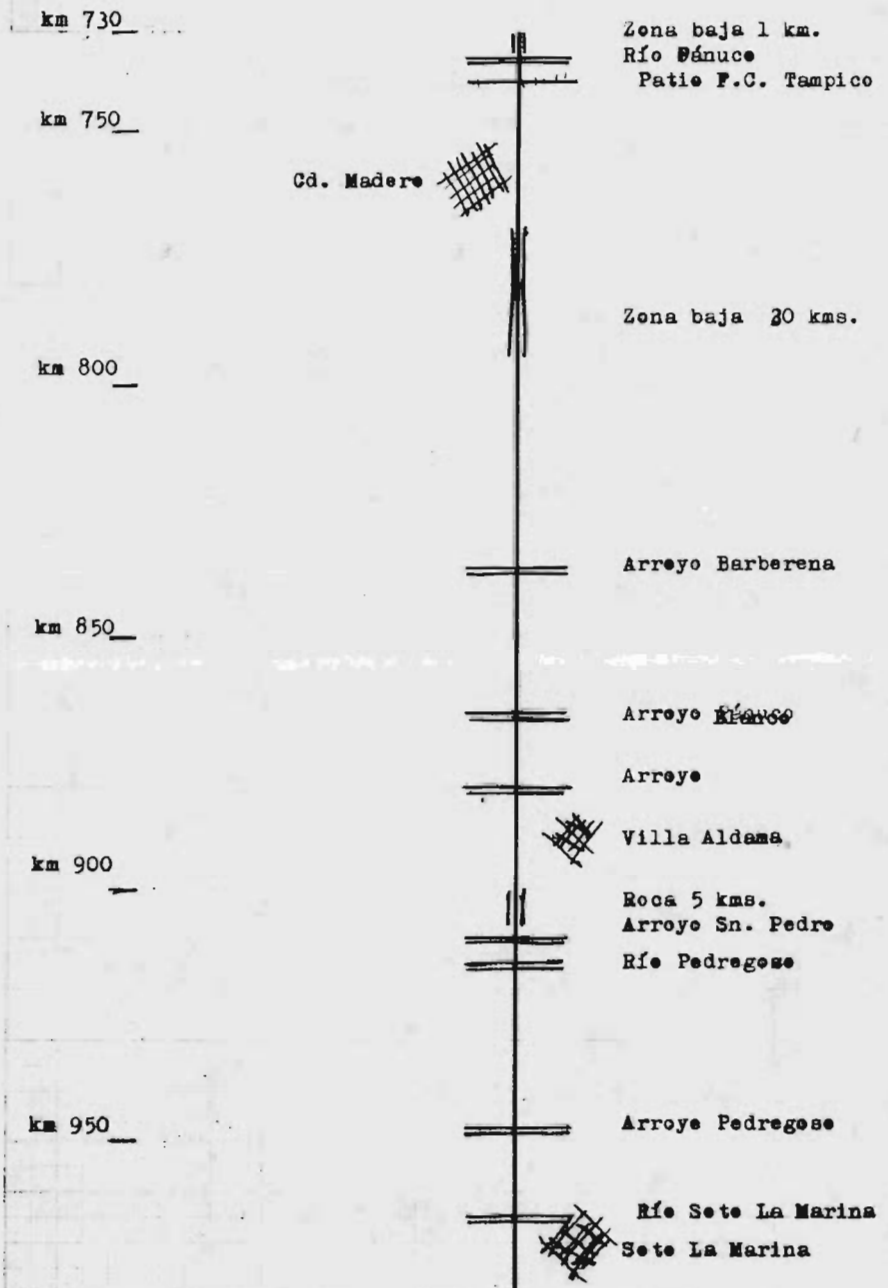


FIG. 3.3

GASODUCTO CACTUS-REYNOSA

LOCALIZACION DE LAS ESTACIONES
DE COMPRESION

ESTACION NUMERO	LOCALIZACION DEL POBLADO MAS CERCANO	KILOMETRAJE DEL GASODUCTO
1	CARDENAS, TAB.	26.398
2	LAS CHOAPAS, VER.	95.885
3	COSOLEACAQUE, VER.	160.336
4	JUAN DIAZ COCARRUBIAS, VER.	226.207
5	LERDO, VER.	291.720
6	VERACRUZ, VER.	357.967
7	CARDEZ, VER.	357.967
8	EMILIO CARRANZA, VER.	423.500
9	GUTIERREZ ZANDRA, VER.	551.839
10	TUXPAN, VER.	620.531
11	NARANJOS, VER.	684.184
12	TAMPICO ALTO, VER.	750.216
13	ALTAMIRA, TAMPS.	818.933
14	VILLA ALDAMA, TAMPS.	884.962
15	SOTO LA MARINA, TAMPS.	953.304
16	SN. FERNANDO, TAMPS.	1020.921
17	SN. FERNANDO, TAMPS.	1102.647
18	REYNOSA, TAMPS.	1161.652
	REYNOSA, TAMPS. (CIUDAD)	1244.000

CAPITULO 4

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

**PROBLEMAS GENERADOS POR EL CALENTAMIENTO
DEL GAS**

- A) CAPACIDAD DE LA LINEA
- B) ESFUERZOS EN LA TUBERIA
- C) RECUBRIMIENTO ANTICORROSIVO
- D) OBJETIVO DEL ESTUDIO

Fundamentalmente se pueden considerar tres problemas al manejar gas caliente en una línea enterrada. Estos problemas están relacionados con los siguientes aspectos:

- a) Capacidad de la línea.
- b) Esfuerzos en el tubo.
- c) Recubrimiento anticorrosivo.

A continuación se analizarán los problemas y las causas que los provocan.

A) CAPACIDAD DE LA LINEA.

Al pasar el gas por las estaciones de compresión sufre un aumento en su temperatura debido, principalmente, a que la compresión que se lleva a cabo es politrópica con una eliminación de calor muy pequeña. En la práctica, se acostumbra considerar esta compresión como adiabática (isentrópica).

Si la conductividad del suelo es baja o si las estaciones de compresión están localizadas a poca distancia entre sí, el gas no alcanza a transmitir calor al suelo y enfriarse antes de llegar a la siguiente estación.

El manejo de un volumen de gas mayor, por su temperatura más alta, provoca una caída de presión superior. Esto implica un aumento en la energía requerida por unidad de masa para el transporte.

Si el sistema está limitado por la potencia instalada, que es lo más

común ya que una línea generalmente opera a máxima capacidad, el resultado es que la capacidad de la línea disminuye.

La instalación de equipo enfriador de la corriente de gas en la tubería de descarga, reduce la temperatura de flujo y con ésto la caída de presión es menor representando un ahorro en combustible para los equipos de compresión. Visto desde otro punto de vista, la capacidad de la línea puede incrementarse.

B) ESFUERZOS DE LAS TUBERIAS^{6,7}

El factor de más importancia en el análisis de esfuerzos en tuberías enterradas es el movimiento provocado por los cambios de presión y temperatura a los que se ve sometida cuando se pone en operación y en la misma operación.

El terreno ejerce una fricción sobre la tubería disminuyendo su movimiento. En algunos puntos es tal la fricción, que la tubería no puede moverse. O sea, la fricción del terreno actúa en contra de la expansión térmica del tubo.

La fricción que ejerce el terreno sobre la tubería depende de varios factores que son:

- a) Dimensiones de la tubería (longitud, y diámetro)
- b) Características y densidad del relleno con que se cubre la tubería.
- c) Rugosidad de la tubería o del recubrimiento anticorrosivo son que esté cubierta.

- d) La manera con que se rellena la zanja después de colocar la tubería.

El movimiento por dilatación térmica es máximo en las porciones de la línea que no están enterradas y decrece por las fuerzas de fricción hasta un punto donde no se mueve, o sea, donde las fuerzas de fricción están en equilibrio con las de expansión.

El no prevenir este movimiento, provoca esfuerzos que pueden producir la fatiga prematura de los materiales y su consiguiente falla.

Otro problema con la expansión térmica en las tuberías de las estaciones de compresión, es que se desmonta algún equipo conectado a la línea, ésta se reacomoda al no tener el anclaje del equipo y no es posible hacer coincidir nuevamente las bridas al querer colocar el equipo de nuevo.

c) RECUBRIMIENTO ANTICORROSIVO

La temperatura de la línea determina una de las características del recubrimiento externo de la tubería. Si la temperatura del gas a la descarga de los compresores es alta y el recubrimiento no es apropiado para esta situación, sufrirá una separación definitiva del metal permitiendo la corrosión en el tubo.^B

El perfil de temperatura determina la longitud que requiere de un recubrimiento para alta temperatura. El recubrimiento utilizado en el SNG soporta temperaturas hasta de 150° F.

D) OBJETIVO DEL ESTUDIO

En el presente trabajo se analizará únicamente el aspecto que se refiere a la capacidad determinando el efecto del enfriamiento a la descarga de los compresores en la energía requerida para el transporte.

Posteriormente se analizarán el aspecto económico del enfriamiento, a fin de determinar si es conveniente enfriar el gas. En caso de ser así, determinar hasta que temperatura debe enfriarse, con qué grupo debe hacerse y en qué lugar deben instalarse estos equipos para obtener una inversión óptima.

CAPITULO 5

ANALISIS TECNICO

- A) GENERALIDADES DEL ANALISIS TECNICO
- B) TEMPERATURA DEL SUELO
- C) TEMPERATURA DEL GAS
- D) CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR
- E) CALCULO DE LAS ESTACIONES DE COMPRESION
- F) CARACTERISITCAS GENERALES DE LOS EQUIPOS ENFRIADORES

A) GENERALIDADES DEL ANÁLISIS TÉCNICO

El análisis técnico consistió en la implementación de modelos matemáticos, tanto para la estimación de los perfiles de temperatura y presión del gas al fluir por la tubería, como para el cálculo de las variables relativas a las estaciones de compresión. Estos modelos se integraron apropiadamente y se aplicaron a gasoductos existentes para determinar los valores de las variables que simulaban los perfiles de temperatura y presión para dichos gasoductos.

Una vez determinadas las variables anteriores y aplicando las propias del Gasoducto Cactus-Reynosa se integró un programa para simular este gasoducto con sus 18 estaciones de compresión.

A fin de realizar un análisis económico posterior, el modelo que simula este gasoducto proporciona, entre otras, las siguientes variables:

- a) Flujo de gas por la tubería. Este flujo varía de estación a estación porque los compresores utilizan gas natural de la línea como combustible.
- b) Temperatura a la descarga de los compresores.
- c) Potencia requerida para la compresión.

Las variables que afectan los perfiles de temperatura y presión de un gas al fluir por una tubería enterrada son:

- a) Flujo de gas.
- b) Rugosidad de la tubería.
- c) Diámetro de la tubería.

- d) Coeficiente global de transmisión de calor entre el terreno y el gas.
- e) Temperatura del suelo.
- f) Propiedades termodinámicas del fluido.

En las siguientes secciones se analizarán tanto el comportamiento, como el cálculo de las variables más importantes.

B) TEMPERATURA DEL SUELO

Para analizar este aspecto es conveniente referirse a un estudio sobre temperaturas del suelo, ambientes y coeficientes de transferencia de calor en tuberías enterradas, realizado por la compañía estadounidense Colorado Interstate Gas Co. en una línea de 22 pulgadas y 80 millas localizada en el suroeste de Wyoming.⁹

La razón para este estudio fue el determinar, para un proyecto de una línea de gas, qué longitud debería aplicarse recubrimiento anticorrosivo adecuado para altas temperaturas. Este recubrimiento es más costoso que aquel propio para temperaturas moderadas.

El equipo empleado en estas pruebas fue:

- a) Un termopar colocado en el centro de la corriente gaseosa (termopozo deslizado a través de un prensaestopas en un juego de válvulas de desfogue).

- b) Un termopar colocado en el suelo a 18 pulgadas de un lado de la línea y a la profundidad del centro de la misma.
- c) Un termómetro para determinar la temperatura atmosférica.
- d) Un termopar colocado en el suelo a 25 pies de un lado de la línea y a la profundidad del centro de la misma.
- e) Manómetro para determinar la presión de la línea.
- f) Placas de orificio para determinar los volúmenes de gas manejados. (Ver figura 5.1).

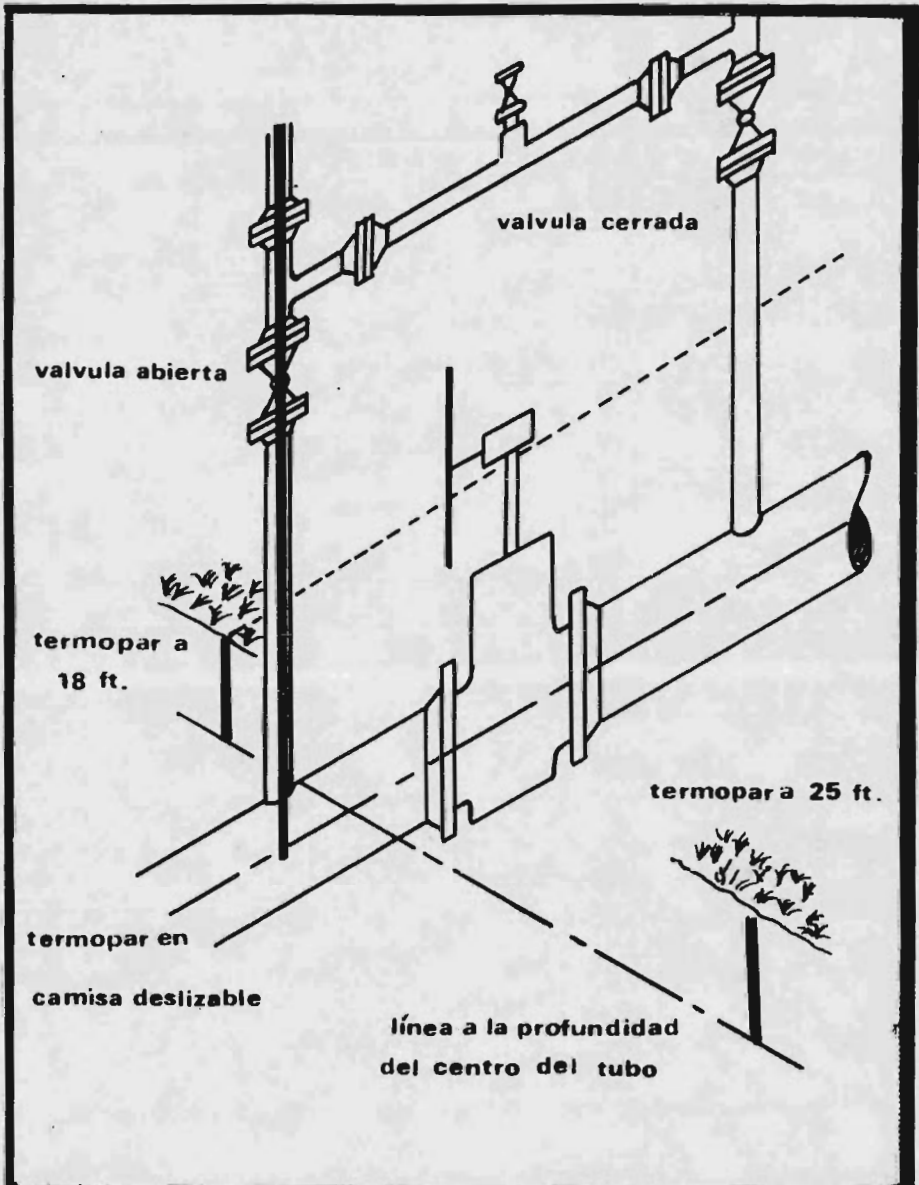
Las terminales de los termopares fueron localizadas en un punto donde pudieran conectarse convenientemente a un indicador portátil.

Se colocaron dos termopares adicionales en una válvula; uno se localizó haciendo contacto con la superficie externa del recubrimiento y el otro haciendo contacto con la superficie del tubo de acero. Estos termopares adicionales permitieron comparar la temperatura verdadera del gas con la de dos superficies externas.

Las lecturas fueron tomadas una vez cada semana durante los primeros seis meses. Cada mes se hicieron lecturas después de un período de flujo estable de por lo menos 24 horas.

Los coeficientes de transferencia de calor fueron calculados con la ecuación de Schorre para la temperatura del gas (Ver sección C. TEMPERATURA DEL GAS).

Las conclusiones a las que se llegaron con este estudio fueron las siguientes:

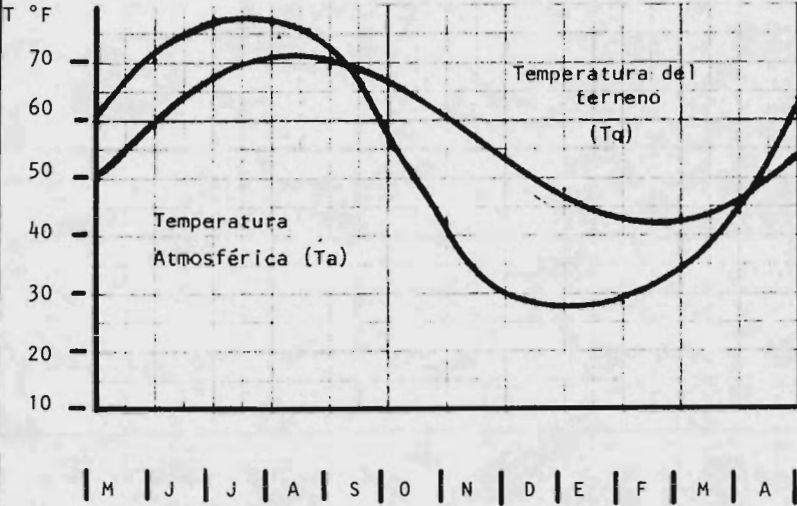


INSTRUMENTACION DE UNA VALVULA

FIGURA 5.1

- a) Teniendo en cuenta que hay una diferencia entre la temperatura del gas y la de la superficie del tubo, la temperatura del gas se aproxima bastante a la de la superficie del tubo. Esta aproximación simplifica la obtención de temperaturas del gas entre estaciones de compresión en las que no se tienen tuberías de venteo.
- b) De acuerdo con los datos analizados, las condiciones atmosféricas (Temperatura ambiente, lluvia), tienen una considerable influencia en los cambios en la temperatura del gas. Ya que estas condiciones son impredecibles y no siguen un comportamiento regular, deben manejarse como promedios.
- c) La temperatura del suelo sigue un comportamiento similar, pero retrasado, a la temperatura atmosférica. (Ver figura 5.2 y 5.3)
- d) Los coeficientes de transferencia de calor calculados (U), presentan una variación cíclica con las temperaturas de las estaciones. (Ver figura 5.4)
- e) La curva que representa la diferencia entre el promedio de la temperatura del suelo y el promedio de la atmosférica, coincide bastante bien con la curva de valores de U pero retrasada cerca de un mes.

Es necesario hacer notar que los resultados obtenidos sólo pueden aplicarse a la región en estudio. Aún así, las conclusiones anteriores pueden generalizarse para cualquier región.

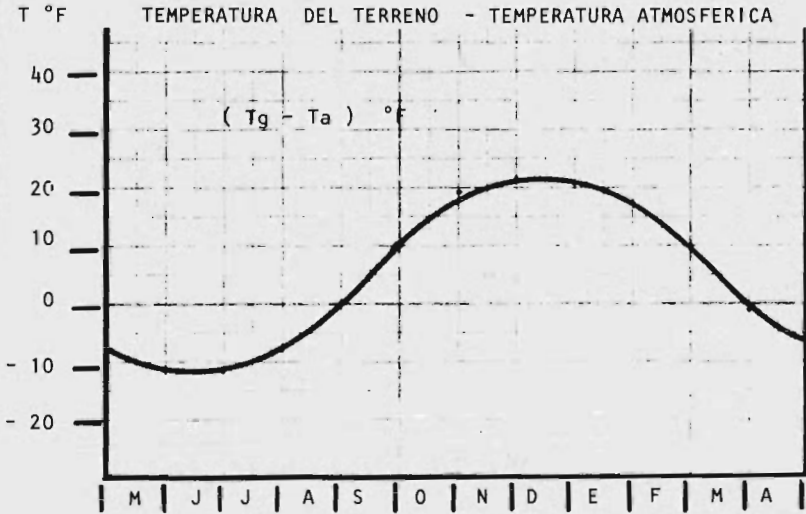


NOTA: PERIODO DE PRUEBA 1961 - 1962

REFERENCIA: HEAT-TRANSFER COEFFICIENTS FOR A BURIED PIPELINE.
THE OIL AND GAS JOURNAL.
DIC. 28, 1964. PAG. 159

V A R I A C I O N D E T_g y T_a

Figura 5.2



NOTA: PERIODO DE PRUEBA 1961 - 1962

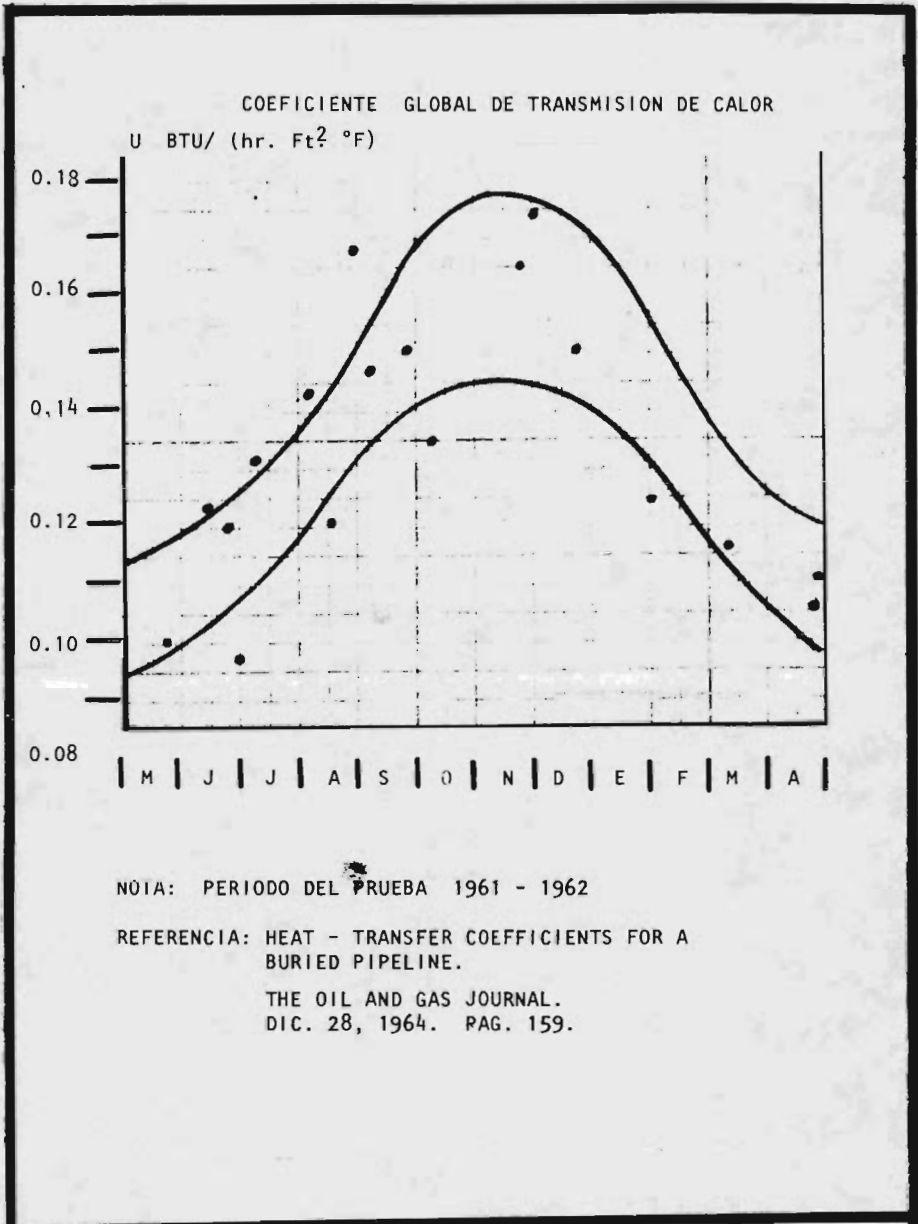
REFERENCIA: HEAT-TRANSFER COEFFICIENTS FOR A BURIED PIPELINE.
THE OIL AND GAS JOURNAL.
DIC. 28, 1964. PAG. 159

D I F E R E N C I A E N T R E T_g y T_a

Figura 5.3

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.



NOTA: PERIODO DEL PRUEBA 1961 - 1962

REFERENCIA: HEAT - TRANSFER COEFFICIENTS FOR A BURIED PIPELINE.

THE OIL AND GAS JOURNAL.
DIC. 28, 1964. PAG. 159.

V A R I A C I O N D E U

Figura 5.4

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

Al decir que los resultados sólo se aplican a la región en estudio, se está considerando que la temperatura del suelo depende de las condiciones climatológicas en la región en estudio. Dichas características y condiciones son: conductividad y difusividad térmicas del suelo, y temperatura media de la superficie. En general, la conductividad térmica de sólidos depende de la densidad de bulto del material. Por ejemplo, los materiales fibrosos, que contienen gases entre sus fibras, tienen bajas conductividades térmicas. Ejemplos de estos materiales son el asbesto y la lana de vidrio, y son utilizados como aislantes térmicos.

En base a lo anterior, no es extraño que los suelos rocosos sean más conductores que los arenosos.

El seleccionar un valor para la temperatura del suelo puede ser problemático, si es llevado a los extremos.

El mejor método es enterrar varios probadores de temperatura a la profundidad seleccionada y a lo largo de la ruta propuesta. Los datos deberán tomarse por lo menos durante un año, si el tiempo es excesivo, entonces el estudio de las temperaturas deberá incluir por lo menos los meses de primavera e invierno. La temperatura más fría del suelo va atrasada de la atmosférica más fría, atraso que se incrementa con la profundidad de las mediciones. También los extremos de la variación de la temperatura del suelo se atenúan al incrementar la profundidad.

Si el uso de probadores de temperatura no es posible, una aproximación puede hacerse para la temperatura del suelo al relacionarla con la atmosférica. Zaba y Doherty hacen uso de ésta temperatura para estimar la correspondiente del suelo a varias profundidades.¹⁰ Nótese que en el invierno la temperatura del suelo aumenta al aumentar la profundidad que se está considerando (Ver Tabla 5.1).

Con el fin de determinar el perfil de temperatura del Gasoducto Cactus-Reynosa, Petróleos Mexicanos, contando con la asesoría de la compañía estadounidense TENNECO, realizó mediciones de temperaturas del terreno a lo largo del trazo del gasoducto.

Estas determinaciones fueron realizadas en el mes de junio, ya que de acuerdo a la gente del lugar, mayo es el mes de mayor temperatura ambiente del año y de acuerdo a las tablas de precipitación pluvial es uno de los meses más secos.

Dado que la temperatura del terreno va retrasada cerca de un mes de la atmosférica es posible estimar que la máxima temperatura del terreno se presente en el mes de Junio.

Se hicieron 27 determinaciones que variaron entre 26.6 y 30.5 °C (80 y 87° F). El promedio fue de 28.8°C (83.9°F). Las temperaturas observadas y localización de los lugares en que se hicieron las determinaciones se encuentran en el Anexo I.

Las temperaturas fueron tomadas a una profundidad de 0.915m (3fts) del nivel del piso que corresponde a la profundidad de la línea central del tubo.

TABLA 5.1

RELACION ENTRE LA TEMPERATURA ATMOSFERICA
Y LA DEL TERRENO

PROFUNDIDAD (M)	Incremento a la Temperatura Atmosferica para obtener la del terreno (°C)	
	CLIMA MODERADO	CLIMA FRIO
0.46	3.3	3.8
0.91	5.5	7.7
1.83	8.3	12.2
3.05	10.5	15.5

NOTA: LA TEMPERATURA ATMOSFERICA CONSIDERADA ES UN PROMEDIO DIARIO DEL MES MAS FRIO DEL AÑO.

REFERENCIAS: DR. CHARLES D. HAYNES

CALCULATING TEMPERATURE PROFILE ALONG A BURIED GAS PIPELINE. PIPELINE AND GAS JOURNEE MAYO, 1974, PAG. 48

CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES

M A T E R I A L	DENSIDAD lb/ft ³	TEMPERATURA °F	CONDUCTIVIDAD BTU/(hr.ft ² .F/ft)
ASERRIN	12	70	0.030
ASBESTO	36	32	0.087
ARENA SECA	94.6	68	0.190
PIEDRA CALIZA 15% VAL. AGUA	103	75	0.540
VIDRIO	139	86 - 167	0.630
GRANITO	-	---	1.0-2.3

REFERENCIA: D.Q. KERN. PROCESS HEAT TRANSFER. PAG. 795.
INTERNATIONAL STUDENT EDITION. MC GRAW-HILL
KOGAKUSHA.

c) TEMPERATURA DEL GAS

En años recientes, se ha observado la tendencia a utilizar, en las líneas de gas, altas presiones y grandes diámetros. En estos sistemas la temperatura del gas en la línea es sustancialmente más alta que la temperatura del suelo donde se encuentra enterrada la tubería.

Al fluir gas por un tubo enterrado, se transfiere calor entre el gas y el suelo por conducción y por convección. Teóricamente, si sólo se transfiriera calor por conducción y convección, la temperatura del gas convergería en la temperatura del suelo. En la realidad, se ha visto que la temperatura del gas está, a menudo, abajo de la temperatura del suelo. Fe-

nómeno que se va acentuando en distancias grandes.

Este fenómeno se debe al llamado "efecto Joule Thompson", que es el cambio de temperatura resultante de la expansión de un gas entre dos presiones constantes, cuando no se realiza en esta expansión ningún trabajo externo adicional, al requerido para mantener las presiones y cuando cualquier efecto de energía cinética temporalmente generado (cambio de energías cinéticas durante la expansión) ha sido disipado".¹¹

El coeficiente Joule-Thompson se define:

$$\mu = \left(\frac{\delta T}{\delta P} \right)_H \quad 5.1$$

O sea, el cambio de temperatura durante una expansión isentálpica, por unidad de cambio de presión.

En la literatura técnica se han publicado tres modelos para el cálculo de la temperatura en una tubería enterrada. Dichos modelos son:

1. Modelo de Ch. D. Haynes.

La ecuación presentada por el Dr. Charles D. Haynes,¹² es una ecuación integrada que toma en cuenta el mecanismo de transferencia de calor por conducción entre el tubo y el suelo y por convección entre el gas y el tubo. La ecuación presentada es la siguiente:

$$\frac{T(x) - T_g}{T_o - T_g} = \text{EXP}(-2 \pi DUL/d Q Cp) \quad 5.2$$

Donde:

- $T(x)$ = temperatura del gas a la distancia x , ft.
 T_g = Temperatura del suelo, °F
 T_o = Temperatura del gas a $x = 0$, ft.
 D_i = Diámetro interior de la tubería, in.
 U = Coeficiente de transferencia de calor referido al área interna de la tubería, BTU/(día ft. in. °F)
 d = densidad del gas, lb. / ft³ std.
 Q = Volumen manejado, ft³ std/día.
 C_p = Capacidad calorífica a presión constante, BTU/lb. °F
 L = Distancia a lo largo de la tubería, ft.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor (U), Haynes utiliza la siguiente relación:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h} + \frac{D}{24} \frac{\ln \frac{D_o}{D}}{K_p} + \frac{\ln \frac{D_i}{D_o}}{K_i} + \frac{\ln \frac{D_s}{D_i}}{K_s}$$

5.3

Donde:

- h = Coeficiente de película, BTU/(día, ft. in. °F)
 D = Diámetro interior de la tubería, in.
 D_o = Diámetro exterior de la tubería, in.
 D_i = Diámetro de la tubería más el aislamiento, in.
 D_s = Diámetro del terreno calentado por la línea, in.
 K_p = Conductividad térmica de la tubería, BTU/hr. ft. °F

- Ki Conductividad térmica del aislante.
Ks Conductividad térmica del terreno.

Para fines de estimación D_s , se considera que se extiende un diámetro de la pared del tubo, o sea, $D_s = 3D_o$. (Ver figura 5.5.). Las conductividades pueden encontrarse en referencias sobre la transferencia de calor. Debe tenerse cuidado en la estimación de K_s , ya que es una variable muy sensible a la humedad del terreno.

El valor de h puede estimarse por:

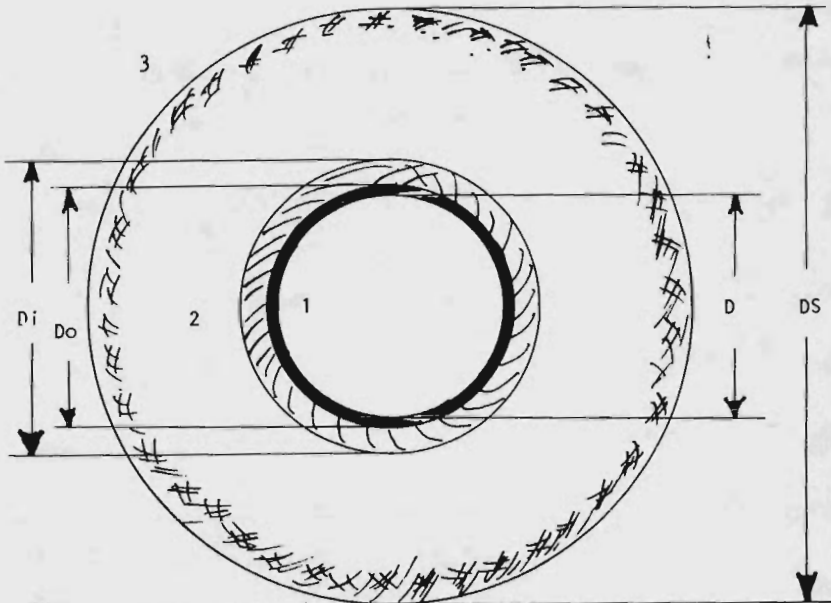
$$h = 16.6 C_p \frac{(dV)^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad 5.4$$

Donde:

- d densidad del gas a las condiciones de flujo, lb/ft^3
 V Velocidad del gas a las condiciones de flujo, ft/seg .
 D_i Diámetro interior, ft .
 C_p Calor específico a presión constante, $\text{BTU}/\text{lb} \cdot ^\circ \text{F}$

2. MODELO DE SCHORRE.¹³

Es una ecuación integrada que toma en cuenta dos de los efectos que provocan diferencias de temperaturas en el gas, o sean: el calor transferido por conducción entre el gas y el suelo, considerando que la temperatura del gas es la misma que la temperatura de la pared del tubo, y la caída de temperatura debida al efecto de Joule-Thompson.



1. TUBO
2. AISLAMIENTO
3. TERRENO CALENTADO POR EL TUBO.

REFERENCIA: CALCULATING TEMPERATURE PROFILE ALONG A BURIED GAS PIPELINE.

HAYNES CHARLES D.

PIPELINE AND GAS JOURNAL
MAYO, 1974. PAG. 48

$$\frac{T(x) + Jx - (T_g + \frac{J}{a})}{T_o - (T_g + \frac{J}{a})} = \exp(-ax) \quad 5.5.$$

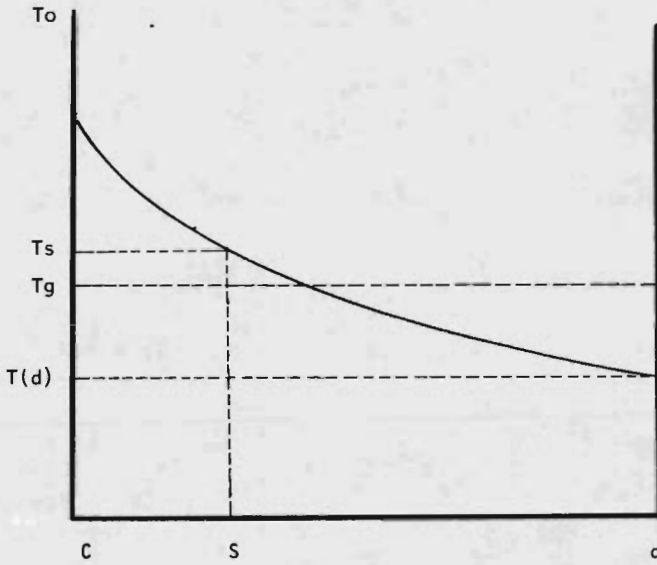
Donde:

- T (x) Temperatura a la distancia x, °F
- T_o Temperatura cuando x=0, ° F
- T_g Temperatura del terreno, °F
- J Coeficiente Joule-Thompson modificado, °R/ft
- a 758.98 T r U/ Q Cp.
- r radio exterior del tubo, ft
- U Coeficiente global de transferencia de calor
- Q Gasto manejado, ft³ std a 14.7 lb/in. y 60° F
- Cp Calor específico del gas a presión constante BTU/° F lb.
- x Distancia a lo largo de la línea, ft

Ecuación de Temperatura Media.-

Para estudiar el efecto de la temperatura de flujo en la capacidad de una línea es necesario considerar la temperatura media entre esos dos puntos. Si una función f es continúa en un intervalo entre c y d. (ver figura 5.6), entonces existe un punto s tal que:

$$f(s) = \frac{1}{d-c} \int_c^d f(x) dx = \frac{\text{Area bajo la curva}}{\text{distancia}} \quad 5.6$$



REFERENCIA: FORREST, JAMES A.

INTERPRETING THE SCHORRE GAS TEMPERATURE
EQUATION PIPELINE INDUSTRY.

FEBRUARY 1978. PAG. 58

ECUACION DE SCHORRE. TEMPERATURA MEDIA

Figura 5.6

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

Integrando la función $T(x)$ entre 0 y la distancia x se tiene:

$$T_s = \left[T_o - \left(T_g + \frac{J}{a} \right) \right] \frac{1 - e^{-ax}}{ax} + \left(T_g + \frac{J}{a} \right) - \frac{Jx}{2} \quad 5.7$$

donde T_s es la temperatura media ¹⁴

La temperatura media se utiliza en las ecuaciones integradas para flujo de gas natural como la ecuación de Panhandle A, la nueva Panhandle, la de Weymouth, etc. en las que la capacidad de transmisión es función de la temperatura media de flujo.

3. MODELO DE BUTHOD, CASTILLO Y THOMPSON ¹⁵

Hace uso de relaciones adecuadas en forma diferencial y las resuelve simultáneamente, asimismo incluye el perfil de presión a lo largo de la línea.

Las ecuaciones empleadas son:

- 1.- Balance térmico de energía
- 2.- Balance mecánico de energía
- 3.- Ecuación de continuidad.

Este modelo tiene una diferencia básica que es la de despreciar las resistencias de la película de fluido y de la pared del tubo.

En el Anexo II se hace una descripción completa de este modelo.

Concluyendo, se puede decir que el modelo de integración numérica tiene la ventaja de tener un menor número de suposiciones cuyos efectos

no son bien conocidos. Otra ventaja es el hecho de que se pueden hacer modificaciones tales como la extracción o introducción de gas a la línea, la simulación de un gasoducto con estaciones de compresión, cálculo de los requerimientos de energía (horsepower) con y sin enfriamiento, correcciones por elevación del terreno, todo esto en el mismo modelo.

D) CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR

Para calcular el coeficiente global de transmisión de calor se supuso un valor y con datos reales de líneas operando, se comprobó la suposición.

De acuerdo con la Oficina Meteorológica, mayo es el mes más caliente en la región de Coatzacoalcos, (Ver figura 5.7). De acuerdo con el estudio realizado por la compañía Colorado Interstate Gas Co. (Ver sección B de este capítulo), la temperatura máxima de suelo ocurre un mes después de alcanzarse la máxima ambiente. Por esta razón, el estudio fue realizado en Junio, mes en que ocurren las condiciones más desventajosas y que deben ser contempladas en el diseño.

Los datos reales se obtuvieron de un estudio sobre las temperaturas del suelo y los coeficientes de transmisión de calor efectuado por TENNECO., durante el mes de junio de 1977. Estos datos corresponden al Gasoducto Cd. Pemex-México. (Ver tabla 5.2)

Como se puede observar, los datos tomados de dos líneas en paralelo. Estas líneas tienen la característica de que una de ellas está recu-

TABLA 5.2
 DATOS OBTENIDOS DEL GASODUCTO CD. PEMEX-MEXICO
 PARA EL CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL
 DE TRANSMISION DE CALOR

ESTACION	FECHA	PRESION DE SUCCION O DE DESCARGA (PSIA)	TEMPERATURA DE SUCCION O DE DESCARGA (°F)	TEMPERATURA PROMEDIO DEL TERRENO (°F)	Q MMPCD 14.7 psia 60°F	LONGITUD (KM)	Q' MMPCD LINEA RECUBIERTA	ID (in)
2-A	6-21	950	108					
2	6-21	845	86	82.5	602.4	54.29	313.11	23.36
2-A	6-22	935	104					
2	6-22	835	86	82.5	601.5	54.29	312.65	2-23.36
2	6-21	915	106					
3	6-21	805	86	84.3	570.6	52.9	296.59	2-23.36
2	6-22	905	106					
3	6-22	790	88	84.3	583.4	52.9	303.24	2-23.36
3	6-21	920	104					
4	6-21	820	84.2	84.2	541.6	64.15	281.51	2-23.36
3	6-22	895	106					
4	6-22	795	86	84.2	568.2	64.15	295.34	2-23.36

bierta interiormente con un producto epóxico y la otra no se encuentra recubierta. La línea recubierta es más moderna y se instaló para ampliar la capacidad del sistema de transporte Cd. Pemex-México.

Una característica de las líneas recubiertas es que sufren una corrosión muy baja en comparación con la no recubierta. Esta corrosión es debida al ácido sulfhídrico que en pequeña cantidad se encuentra en la corriente gaseosa y que forma con el metal de la línea sulfuro ferroso.

Otro aspecto es que las líneas recubiertas tienen una eficiencia mayor. La eficiencia de una línea, se define como un factor E que cumple la siguiente relación:¹⁶

$$Q = 737 \frac{t_o}{P_o}^{1.02} G^{-0.4901} 0.51 E d^{2.53} \frac{P_1^2 - P_2^2}{L Z m}^{0.51} \quad 5.8$$

Donde:

Q = Flujo de gas a las condiciones P_o y T_o , $\text{ft}^3 / \text{día}$.

T_o = Temperatura base, ° R

P_o = Presión base, lb/in^2 .

G = Gravedad específica del gas (aire = 1.0).

T_f = Temperatura de flujo del gas, ° R

d = diámetro interior de la tubería, in^2

P_1 = Presión inicial, $\text{lb.}/\text{in}^2$

P_2 = Presión final, lb/in^2

L = Longitud de la línea, millas

Zm = Factor de compresibilidad, adimensional

La eficiencia de una línea es variable con el tiempo y es un índice para determinar la frecuencia con que interiormente debe limpiarse la tubería.

Por lo general las líneas recubiertas en su interior operan con una eficiencia promedio de 0.92 y la no recubierta con 0.85. En base a esto se puede conocer el flujo por cada una de las líneas aplicando la siguiente relación:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{E_1}{E_0} \quad 5.9$$

donde el subíndice 1 se refiere a la línea no recubierta y el subíndice cero a la línea recubierta. Si consideramos que:

$$Q_t = Q_0 + Q_1 \quad 5.10$$

donde Q_t es el gasto de las dos líneas en total. Sustituyendo la segunda ecuación en la primera para Q_0 , se tiene:

$$Q_0 = \frac{Q_t}{\left(1 + \frac{0.85}{0.92}\right)} \quad 5.11$$

De esta manera se calcularon los gastos para las líneas individuales recubiertas, ya que el Gasoducto Cactus-Reynosa empleará tubería recubierta interiormente. (Ver tabla 5.2. Línea recubierta).

El procedimiento para calcular el coeficiente global de transmisión de calor es el siguiente:

- 1.- Suponer un coeficiente "U", y una rugosidad de la línea.
- 2.- Con las condiciones de descarga de una estación, alimentarlos al programa y obtener las condiciones de temperatura y presión de succión para la siguiente estación.
- 3.- Hacer variaciones de "U" y de la rugosidad hasta que concuerden con los datos reales.

En el cálculo de "U" es importante tomar en cuenta a la rugosidad, que se refleja en la caída de presión, ya que una pérdida de presión muy alta provoca un mayor enfriamiento en el gas debido al efecto Joule-Thompson, y que no es debido al coeficiente U. De no considerarse la caída de presión, se obtendrían valores de U altos si la caída de presión es grande.

De esta manera se calcularon los coeficiente U y la rugosidad para las seis corridas, obteniendo los siguientes resultados:

<u>CORRIDA</u>	<u>GASTO MMPCD</u>	<u>U</u>	<u>RUGOSIDAD (IN)</u>
I	313.11	0.41	0.00074
II	312.65	0.355	0.00053
III	296.59	0.470	0.00190
IV	303.24	0.3425	0.00172
V	281.51	0.525	0.000025
VI	295.34	0.370	0.00028

El promedio del Coeficiente "U" resultó 0.41 BTU/ (hr. ft². ° F) que se utilizó para la simulación del gasoducto.

NOTA: La composición del gas que maneja el gasoducto Cd. Pemex México es la siguiente:

Componente	% mol.
Metano	90.0
Etano	8.7
Propano	1.2
Isabutano	0.1
	<hr/> 100.00

Peso molecular = 17.65

Gravedad específica (aire= 1.0) = 17.65/29.2 = 0.604

En el cálculo del coeficiente "U", y en general de todas las propiedades del gas en la simulación del Gasoducto Cactus-Reynosa, se utilizó la composición real del gas procesado de los campos del sureste y que es:

Componente	% Mol.
Metano	96.04
Etano	3.83
Propano	0.09
Bióxido de carbono	0.04
Acido sulfhídrico	menos de 1 p.p.m.

Peso molecular = 16.61

Gravedad específica (aire = 1.0) = $16.61/29.2 = 0.569$

E) CALCULO DE LAS ESTACIONES DE COMPRESION

1. REQUERIMIENTOS DE ENERGIA EN LA COMPRESION.

Para que un fluido pueda ser transportado, se requiere una diferencia de presión entre los extremos de la tubería por la cual pueda fluir. Esta diferencia se le suministra por medio de una compresión que puede ser en una o varias etapas.

La estimación de los requerimientos de energía para comprimir un fluido es de gran importancia en el estudio económico que se realiza para la selección del diámetro de tubería que minimiza el costo del transporte.

En general un proceso de compresión puede ser de varios tipos de acuerdo a la forma en que se realice:

- a) Isotérmica
- b) Adiabática
- c) Politrópica

Una compresión isotérmica es aquella en la que el fluido conserva su temperatura a lo largo de la compresión. En una compresión adiabática, no existe un flujo de calor entre el fluido y los alrededores. Si este flujo de calor existe, la compresión se denomina politrópica.

Como en un proceso adiabático, el proceso politrópico puede ser reversible o irreversible, dependiendo del diseño y operación del compresor.

El proceso reversible es un proceso idealizado que no puede encontrarse en la práctica, porque la reversibilidad implica la ausencia de fricción, materiales que no conduzcan el calor y una velocidad infinitesimal de ejecución. La operación práctica y económica requiere una considerable desviación de estas condiciones idealizadas. Sin embargo, los cálculos para los procesos se hacen considerándolos reversibles y aplicando factores (eficiencia) prácticos que permiten acercarse a la realidad.

En un proceso de compresión, los cambios de entalpía, el trabajo y el calor que intervienen, se relacionan entre sí por la primera ley de la termodinámica.

$$H = Q + \int \frac{dP}{d} = Q - W$$



5.12

donde Q es el calor transferido y es positivo si se adiciona al sistema, " W " es el trabajo hecho por el gas. El término " H " depende sólo de las condiciones extremas y terminales, ya que es una función de estado; mientras que " Q " y " W " depende del camino seguido.

Generalmente, en los equipos de compresión comerciales, la compresión se realiza en forma politrópica. Sin embargo, se acostumbra calcularla para un proceso adiabático y hacer una corrección con un valor de eficiencia que el fabricante del equipo suministra.

Para un proceso de compresión adiabático o politrópico, la presión, la densidad y la temperatura puedan relacionarse de la siguiente manera:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad 5.13$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^n = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n \quad 5.14$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones de succión y descarga respectivamente, y $n=n' = C_p/C_v$ para gases ideales y $n \neq n' \neq C_p/C_v$ para gases reales excepto en los casos en que $n'=1.4$.

El trabajo necesario por unidad de masa para comprimir un gas, está dado por:

$$w = \int v dp = \int \frac{dp}{d} \quad 5.15$$

La ecuación 5.14 puede expresarse como $\frac{P}{d^n} = \text{constante}$. Esta constante podemos igualarla a las condiciones iniciales o sea $\frac{P_1}{d_1^n}$. Igualando y resolviendo para $\frac{1}{d}$ tenemos:

$$\frac{1}{d} = \left(\frac{P_1}{P} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{1}{d_1} \quad 5.16$$

Sustituyendo en 5.15 e integrando tenemos:

$$w = \frac{P_1}{d_1} \frac{1}{n} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P^{1/n}} = \frac{P_1}{d_1} \frac{1}{n} \left(\frac{n-1}{n} \right) \left[P_2^{\frac{n-1}{n}} - P_1^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad 5.17$$

Sustituyendo $PV = RTZ$, $CR = \frac{P_2}{P_1}$ y $k = \frac{n-1}{n}$, tenemos:

$$W = \frac{RT_1 Z_1}{K} \left[CR^k - 1 \right] \quad 5.18$$

que es el trabajo de compresión adiabático por mol de gas comprimido.

Considerando la eficiencia del compresor (E_c) para calcular la potencia en la flecha por mol de gas comprimido.

$$BHP = \frac{RT_1 Z_1}{E_c K} \left[CR^k - 1 \right] \quad 5.19$$

Considerando que el combustible que utilizarán las turbinas de las estaciones de compresión será el gas natural del mismo gasoducto, se tendrá una disminución en el volumen manejado al ir pasando por las estaciones de compresión.

El gas combustible será tomado de las tuberías de entrada a las estaciones, por lo que el volumen que realmente se comprimirá está dado por:

$$Q = Q_i - CT \quad 5.20$$

donde Q_i es el volumen de gas en condiciones estándar que llega a la estación de compresión, y CT es el consumo de gas (STP) por las turbinas. El consumo de combustible está dado por:

$$CT = c \frac{\text{BHP}}{dm} \quad 5.21$$

dm = densidad molar

donde c está dado en volumen de gas (STP) por unidad de tiempo y por unidad de potencia en la flecha. Este valor de ' c ' es una especificación del fabricante y depende de las condiciones atmosféricas del lugar donde se instale la turbina. Considerando la ecuación de potencia en la flecha por unidad de volumen medido a condiciones estándar y por unidad de tiempo, tenemos que la potencia requerida para manejar el volumen que se transporta por la línea es:

$$\text{BHP} = dm \frac{RT_1 Z_1}{Ec K} \left[CR^k - 1 \right] Q \quad 5.22$$

Donde:

dm = densidad molar, moles / ft³

Sustituyendo las ecuaciones 5.20 y 5.21 tenemos:

$$\text{BHP} = \frac{dm R T_1 Z_1}{K E_c} \left[CR^k - 1 \right] \left[Q_i - c \text{BHP} \right] \quad 5.23$$

Resolviendo para BHP (potencia en la flecha del compresor)

$$\text{BHP} = \frac{\left[\frac{dm R T_1 Z_1}{K E_c} \right] \left[CR^k - 1 \right]}{1 + c \left[\frac{dm R T_1 Z_1}{K E_c} \right] \left(CR^k - 1 \right)} \quad 5.24$$

de esta manera se calcula la potencia requerida en cada estación de compresión. El gas que se transporta queda disminuído en una cantidad igual a CT al pasar por cada una de las estaciones.

2. ELEVACION DE LA TEMPERATURA EN LAS ESTACIONES DE COMPRESION

El incremento de temperatura durante una compresión puede calcularse de la siguiente relación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n^1-1}{n^1}} \quad 5.25$$

tomando logaritmos tenemos:

$$\ln T_2 - \ln T_1 = \frac{n^1 - 1}{n^1} (\ln P_2 - \ln P_1) \quad 5.26$$

expresando la ecuación en forma diferencial:

$$d \ln T = \frac{n^1-1}{n^1} = d (\ln P) \quad 5.27$$

Por otro lado, la relación del cambio de entalpía a el trabajo realizado en un proceso de compresión o expansión se denomina eficiencia adiabática, o sea:

$$\epsilon_{ad} = \frac{H}{\int \frac{dp}{d}} \quad 5.28$$

Para una compresión adiabática, $e_a = 1$ mientras que es igual a cero para un proceso isoentálpico, e_a es mayor de la unidad si se adiciona calor durante el proceso y es menor de la Unidad si se elimina calor. Combinando esta ecuación con la Primera Ley de Termodinámica tenemos:

$$e_a = \frac{Q + \int \frac{dp}{d}}{\int \frac{dA}{d}} = 1 + \frac{Q}{\int \frac{dp}{d}} \quad 5.29$$

sustituyendo $Q = T ds$ tenemos:

$$e_a = 1 + \frac{T ds}{\int \frac{dp}{d}} \quad 5.30$$

De la segunda Ley de la Termodinámica y para presión constante:

$$ds = \frac{C_p}{T} dT - \left(\frac{\delta \left(\frac{1}{d} \right)}{\delta T} \right)_P dp \quad 5.31$$

Aplicando $\frac{1}{d} = \frac{ZR}{P}$, igualando por ds y resolviendo para e_a , tenemos:

$$e_a = C_p a \left(\frac{dT}{dT} \right) - Td \left(\frac{\delta \left(\frac{1}{d} \right)}{\delta T} \right)_R + 1 \quad 5.32$$

pero:

$$\left(\frac{\delta \left(\frac{1}{d} \right)}{\delta T} \right)_P = \frac{ZR}{P} + \frac{RT}{P} \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P \quad 5.33$$

...

$$e_a = d C_p \frac{dT}{dT} - Td \left[\frac{ZR}{P} + \frac{RT}{P} \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P \right] + 1 \quad 5.34$$

$$e_a = \frac{P}{ZR} C_p \left(\frac{dT}{dT} \right) - \frac{RT}{ZR} \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P \quad 5.35$$

$$\frac{PdT}{TdP} = \frac{d (\ln T)}{d (\ln P)} = \frac{n^1 - 1}{n^1} = \frac{e_a ZR - RT \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P}{C_p} \quad 5.36$$

El cálculo de los términos de $Z \left(\frac{\delta g}{\delta T} \right)_p$ y C_p se tratan en el Anexo III
El valor de la eficiencia adiabática (ea) se tratará posteriormente.

3.- BASES DE CALCULO PARA LAS ESTACIONES DE COMPRESION

3.1 CONSUMO DE COMBUSTIBLE.-

A la fecha del presente trabajo, aún no se han seleccionado el equipo de compresión por lo que el consumo de combustible no puede especificarse. Un valor típico de consumo de gas natural para turbinas instaladas en condiciones climatológicas similares es de $11.8 \text{ ft}^3 / (\text{hr. BHP})$ para una turbina General Electric, Frame 3 (RC) del 13, 750 hp (ISO) ó 11,170 BHP.

3.2 PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LA TUBERIA DE LAS ESTACIONES DE COMPRESION.-

La caída de presión es una de las principales consideraciones en el diseño de la tubería de succión y descarga de las estaciones de compresión. Estas se calculan de tal manera que individualmente no rebasen 5 lb/in^2 . Con el fin de simular las estaciones de compresión se consideró este límite tanto en la succión como en la descarga.¹⁷

3.3 EFICIENCIA ADIABATICA.-

La compresión se consideró adiabática por lo que $ea = 1.0$.

3.4 EFICIENCIA DEL COMPRESOR.-

Este factor se utiliza para tomar en consideración las pérdidas de energía por fricción mecánica y las desviaciones que pueda haber con respecto al proceso adiabático con el cual se hizo el cálculo de la potencia.

Un valor típico de esta eficiencia es el de 0.79.¹⁸

4. PROGRAMA PARA LOS CALCULOS DE LAS ESTACIONES DE COMPRESION.-

El exponente para la ecuación del cambio de temperatura durante la compresión se calcula con la ecuación 5.36

$$\frac{n^1 - 1}{n} = \frac{\alpha ZR + RT \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P}{C_p} \quad 5.36$$

Para evaluar C_p , Z y $\left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P$ se requiere la temperatura promedio entre la de succión y la de descarga. El programa realizado para calcular el exponente $\frac{n^1 - 1}{n}$ sigue una secuencia similar a la del cálculo de la densidad, en la que se requiere un proceso iterativo. En un principio se supone la temperatura de descarga igual a la succión, se calcula la temperatura promedio y con ésta se calculan Z , C_p y $\left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P$. Con la ecuación 5.36 se calcula el exponente del cambio de temperatura $\frac{n^1 - 1}{n}$. Con la ecuación 5.25:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n^1 - 1}{n}} \quad 5.25$$

Se calcula la temperatura de descarga y se compara con la supuesta. Si ésta es menor, se hacen incrementos en la temperatura supuesta de 2° F hasta que la temperatura supuesta sea mayor que la calculada y entonces se hacen decrementos de 0.2° F hasta que la temperatura supuesta es menor que la calculada.

El procedimiento se continúa hasta que exista una diferencia de menos de 0.2 ° F entre las dos temperaturas.

El exponente para el cálculo de la potencia n, se calcula de la siguiente manera:

$$CR = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^n \quad 5.37$$

$$n = \frac{\ln CR}{\ln \left(\frac{d_1}{d_2} \right)} \quad 5.38$$

donde CR es la relación de compresión (P_2 / P_1) y d_1 y d_2 son las densidades a las condiciones de succión y descarga respectivamente.

La temperatura de descarga se ha calculado previamente y con ésta se calcula la densidad a la descarga.

F) CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS EQUIPOS ENFRIADORES.-

El enfriamiento del gas, después de pasar por la compresión, puede realizarse utilizando enfriadores de aire o con un sistema de cambiador de calor con una torre de enfriamiento de agua.

La selección de los equipos depende de varios factores: 19

- a) Cantidad y calidad del agua disponible
- b) Temperaturas del aire ambiente y del agua.
- c) Temperatura de entrada y salida del fluido a enfriar
- d) Presión de operación

- e) Costos de adquisición e instalación de los equipos.
- f) Costos de operación y mantenimiento
- g) Localización y disponibilidad de espacio para su instalación.

1. ENFRIADORES DE AIRE

Estos sistemas se han utilizado exitosamente en enfriamiento de líquidos para compresoras, agua de enfriamiento u otros sistemas de recirculación, gasoductos. (Ver figura 5.8.)

En general, el aspecto económico de las aplicaciones se favorece en servicios que tienen una diferencia de temperatura entre el aire ambiente y la salida del líquido caliente de 30 a 40 °F. (16.7 a 22.2°C).

En general los equipos de enfriamiento con aire tienen las siguientes ventajas y desventajas:

- a) Construcción simple aún a temperaturas y/o presiones relativamente altas. Las cantidades de metales especiales que se requieren son a menudo reducidas.
- b) No tienen problemas asociados con el agua tales como: corrosión, algas, tratamiento, incrustación, etc.
- c) Excelentes para eliminar altos niveles de temperatura, particularmente arriba de 200 ° F.
- d) El mantenimiento generalmente se dice que es la tercera parte o menos que los enfriadores de agua. La limpieza de los tubos aletados por medio de aire comprimido y cepillos, puede realizarse sin interrumpir la operación.

- e) Costos de operación menores bajo muchas condiciones, dependiendo del tipo de sistema de agua con el que se compare.
- f) Los requerimientos de espacio son, a menudo, menores o iguales que los requeridos para torres de enfriamiento. Pueden instalarse sobre otros equipos, sobre tuberías o en las azoteas de los edificios.
- g) Fuerte limitación en la temperatura de salida del fluido.
- h) Generalmente sólo son adecuados para líquidos o para condensar vapores en los tubos, con limitadas aplicaciones para enfriamiento de gas debido al bajo coeficiente de transferencia de calor
- i) Los costos de compra e instalación varían del 25 al 125% de los equipos con enfriamiento con agua.
- j) Existen los peligros de fuego y gases y vapores tóxicos, si ocurren fugas.
- k) No son apropiados para servicios o vacío aunque se han utilizado en estas aplicaciones.

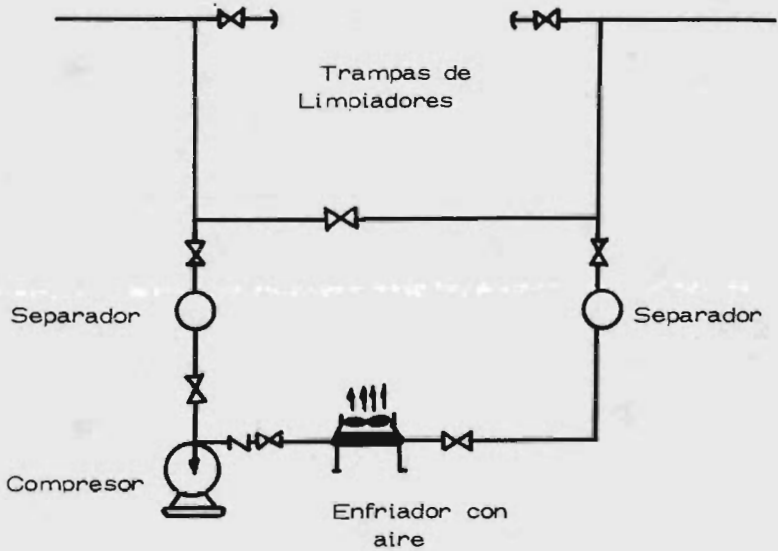
2. EQUIPO DE ENFRIAMIENTO CON AGUA

En este sistema se utilizan cambiadores de calor que enfrían el gas por medio de agua. Esta agua pasa a una torre de enfriamiento después de la cual se recircula a los cambiadores de calor.

El arreglo del equipo tendría el arreglo indicado en la figura 5.9

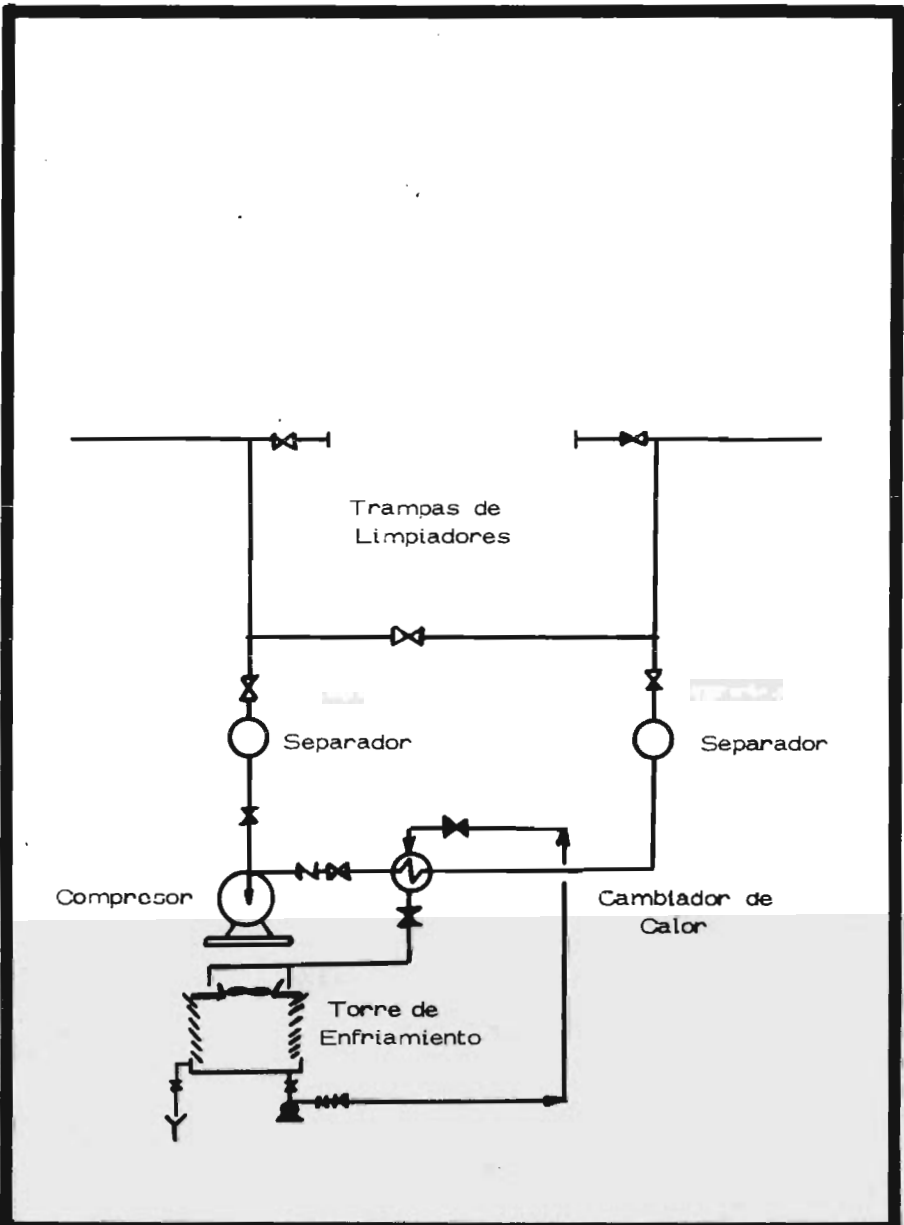
En el cambiador de calor se manejaría el agua por los tubos por ser más corrosiva. Existe un límite para la temperatura de salida del agua en el cambiador de calor debido a la corrosión que presentaría el agua.

Este límite se considera 120°F (49°C). La temperatura más fría que puede alcanzarse por el agua en una torre de enfriamiento es, teóricamente, la temperatura de bulbo húmedo del aire. En la realidad, no es práctico ya que en este punto la presión de vapor del agua sería la misma que en el aire, y la torre resultante sería de tamaño infinito, ya que no habría potencial para la difusión (diferencia entre la presión de vapor del aire y la presión de vapor del agua líquida). Generalmente los fabricantes de torres de enfriamiento garantizan un acercamiento mínimo de 5°F.



ENFRIAMIENTO CON AIRE

Fig. 5.8



ENFRIAMIENTO CON AGUA

Fig. 5.9

CAPITULO 6

ANALISIS ECONOMICO

- A) GENERALIDADES DEL ANALISIS
- B) METODOLOGIA
- C) BASES DE CALCULO
- D) DESARROLLO

A) GENERALIDADES DEL ANALISIS ECONOMICO

A fin de diseñar un análisis económico es necesario tener en cuenta los siguientes aspectos:

- a) La capacidad de transporte de un sistema está limitada por la potencia instalada de sus compresores.
- b) Para un gasto dado, se requiere menos energía para el transporte cuando se realiza a una temperatura menor, visto de otra forma, con la misma potencia instalada se puede transportar mayor cantidad de gas.
- c) Si se considera la posibilidad de enfriar el gas a la salida de las estaciones de compresión, se puede hacer en todas las estaciones o solamente en algunas.
- d) Para cada alternativa del inciso anterior, el enfriamiento puede llevarse hasta diferentes niveles de temperatura limitados por la naturaleza del equipo. Si se emplean enfriadores utilizando agua de enfriamiento se tiene un límite teórico para enfriar el gas que es la temperatura de bulbo húmedo del lugar considerado. Si se utilizan enfriadores con aire, el límite teórico es la temperatura de bulbo seco del aire.

El análisis realizado consistió en determinar la inversión requerida, los costos anuales y el ahorro (por concepto de combustible requerido en los compresores al disponer de enfriamiento) para cada una de las alternativas consideradas.

Estas alternativas involucran las siguientes variables:

- a) Equipo utilizado (enfriamiento con agua o con aire).
- b) Nivel de enfriamiento (temperaturas a las que puede enfriarse el gas con un límite en el medio de enfriamiento utilizado).
- c) Localización de la estación o estaciones en donde deberán instalarse los equipos enfriadores.

Se consideraron dos niveles de enfriamiento para el sistema con agua (95°F y 110°F) y un nivel para los sistemas con aire (110° F).

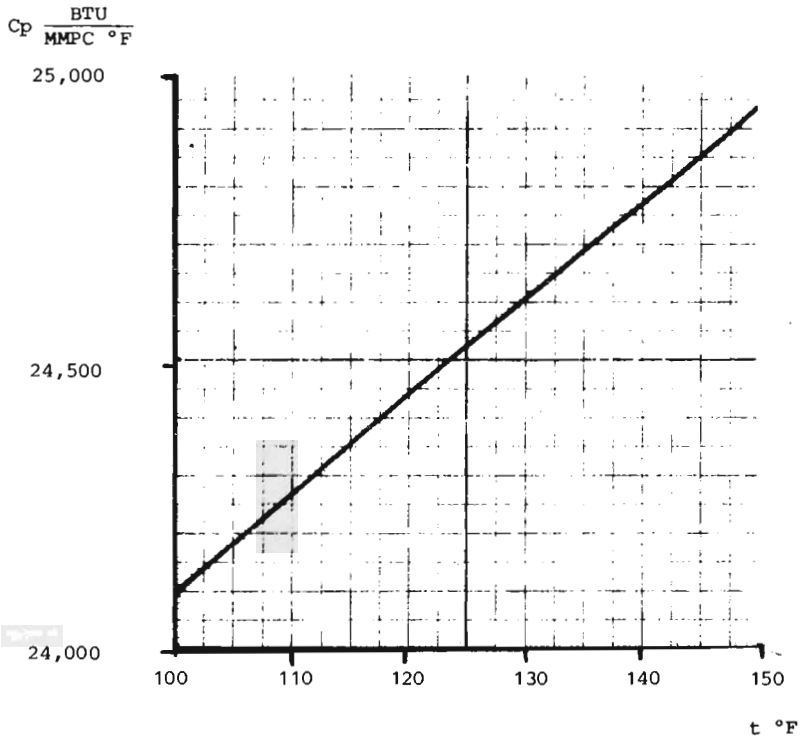
La localización de los equipos, enfriadores se encuentra tabulada para todas las alternativas consideradas en el Anexo V (localización de los equipos de enfriamiento).

B) METODOLOGIA

El modelo utilizado y procesado en la computadora proporciona, entre otros, los siguientes datos:

- a) Gasto a la salida de las estaciones de compresión (MMPCD).
- b) Temperatura de descarga de las compresoras (T_1).
- c) Temperatura de salida de la estación (T_2). En las estaciones sin enfriamiento esta temperatura es igual a la de descarga de las compresoras.

En la figura 6.1 "CAPACIDAD CALORIFICA PARA GAS NATURAL" se encuentra una gráfica de capacidad calorífica $\frac{\text{BTU}}{\text{MMPC } ^\circ\text{F}}$ contra temperatura (°F) para 1215 lb/in² absolutas. Esta gráfica fue construída con los valores obtenidos con el modelo utilizado en la simulación del sistema



BASE: 1215 lb/in² abs

CAPACIDAD CALORIFICA

Figura 6.1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

Cactus-Reynosa y cuya descripción se encuentra en el Anexo III (EQUACION DE ESTADO).

La secuencia de cálculos para el análisis económico es el siguiente:

1. ENFRIADORES CON AGUA

En este sistema se ha considerado que las torres de enfriamiento pueden suministrar agua con una temperatura (t_1) de 5°F arriba de la correspondiente de bulbo húmedo.

Al utilizar agua como medio de enfriamiento es posible utilizar grandes cantidades de agua y operar con un rango pequeño de temperatura (t_2-t_1) ó una pequeña cantidad con un rango grande.

El rango de temperatura afectará directamente el tamaño del equipo. Si se utiliza un rango pequeño en la temperatura del agua, se requerirán grandes cantidades con los consiguientes altos costos de operación pero, por otro lado el área del equipo requerido es menor obteniéndose una reducción en los costos fijos. De aquí se desprende que hay una situación óptima entre los extremos que son: mucha agua y una superficie pequeña y poca agua y una superficie grande.

En la estimación de este punto óptimo se utilizó el desarrollo de D.Q. Kern.²⁰

El desarrollo se presenta en el Anexo VI (Temperatura Óptima de Salida del Agua de Enfriamiento) así como una gráfica realizada por Colburn sobre las ecuaciones utilizadas por D.Q. Kern.

El procedimiento para el cálculo de equipos y costos es el siguiente:

1.1 Cálculo de la carga térmica del gas

$$Q = W C_{pg} (T_2 - T_1)$$

donde:

Q = Carga Térmica en los enfriadores, BTU/hr

C_{pg} = Capacidad calorífica del gas, BTU/MMPC °F

T₂ = Temperatura de salida de la estación (95 ó 110°F)

T₁ = Temperatura de descarga de los compresores, °F

1.2 Suposición de la temperatura óptima de salida del gas (t₂^{*}).

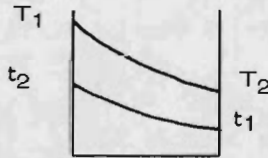
Cálculo de la cantidad de agua necesaria

$$W = \frac{Q}{(t_2^* - t_1) C_{pa}}$$

donde:

C_{pa} = Capacidad calorífica del agua

1.3 Cálculo de LMTD (Diferencia de temperatura media, logarítmica)



$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

donde:

$$\Delta t_1 = T_2 - t_1$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2^*$$

1.4 Cálculo del factor Ft. (Corrección para determinar el grado de acercamiento al verdadero proceso a contracorriente).

Este valor se determinó considerando un cambiador tipo 2-4 (dos pasos en la coraza (gas) y 4 ó mas pasos en los tubos (agua). Los parámetros

para utilizar estas gráficas son:

$$S = \frac{t_2^* - t_1}{T_1 - t_1} \qquad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Se utilizaron las gráficas presentadas por D.Q. Kern.

1.5 Estimación del costo de las torres de enfriamiento. Se aplicaron factores por costos de adquisición, fletes, impuestos, instalación, materiales auxiliares, etc., para obtener el costo del equipo instalado. Ver anexo VII (estimación de Costos Para Torres de Enfriamiento).

1.6 Estimación del costo del equipo de bombeo. Aplicar asimismo factores para obtener el costo del equipo instalado. Ver anexo VIII (ESTIMACION DE COSTOS PARA BOMBAS).

1.7 Estimación del área de enfriamiento requerida:

$$A = \frac{Q}{U_{tc} \cdot LMTD \cdot Ft}$$

donde:

A = Área de enfriamiento (ft²)

U_{tc} = Coeficiente global de transmisión de calor para cambiadores de calor de tubos y coraza.
Ver anexo IX (ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR PARA CAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA).

1.8 Estimación del costo de los equipos enfriadores de tubos y coraza. Aplicar factores para obtener el costo del equipo instalado. Ver anexo X (ESTIMACION DEL COSTO DE CAMBIADORES DE CALOR).

1.9 Estimación de los costos de operación.

1.9.1 Electricidad consumida por los ventiladores de la torre de enfriamiento.

Se utilizó la gráfica que presenta J. Meystar²¹ de Favra International, Milan, Italia. (Ver figura 6.2). El parámetro para utilizar esta gráfica es:

$$K = \frac{\text{Rango}}{\text{Acercamiento}} = \frac{t_2 - t_1}{5 \text{ } ^\circ\text{F}} = \frac{\Delta t}{5}$$

La potencia necesaria (HP) se calcula multiplicando el factor obtenido de la gráfica por la capacidad de la torre (M^3/hr) y dividiendo este producto entre 100.

A fin de simplificar este procedimiento se construyó una gráfica basada en la correspondiente de J. Meytsar colocando en las abcisa la capacidad de la torre en GPM y construyendo curvas paramétricas con valores de Rango/Acercamiento para obtener en las ordenadas la potencia requerida en H. P. La gráfica construída se encuentra la figura 6.3 (ESTIMACION DE LA POTENCIA REQUERIDA POR LOS VENTILADORES DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO).

La estimación costo anual de la energía eléctrica consumida es entonces:

$$C_{ev} = (Pvt) (0.75) (\theta) (c)$$

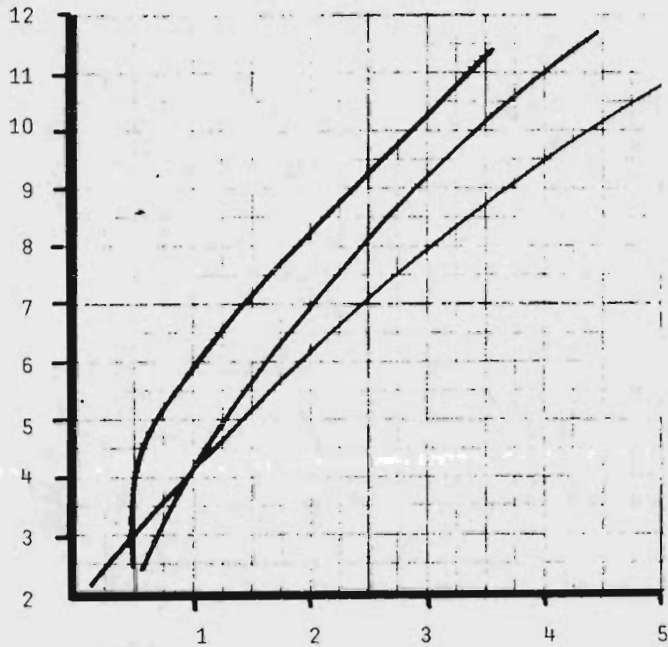
Pvt = Potencia requerida en los ventiladores, HP

0.75 = Factor de conversión, (Kw /HP)

θ = Tiempo anual de operación, hrs

c = Costo de la energía eléctrica, \$ / (KW (hr))

POTENCIA REQUERIDA EN LOS VENTILADORES DE
LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO



R A N G O

Acercamiento

REFERENCIA: MEYTSAR J.

ESTIMATE COOLING TOWER
REQUIREMENTS EASILY
HYDROCARBON PROCESSING.
NOVIEMBRE, 1978. Pag. 238.

POTENCIA EN LAS TORRES

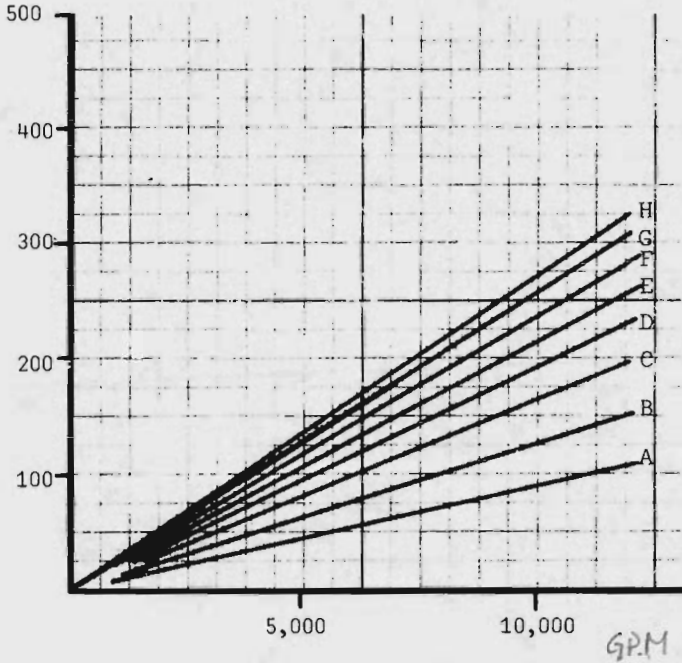
Figura 6.2

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ESTIMACION DE LA POTENCIA REQUERIDA
PARA LOS VENTILADORES DE LAS TORRES
DE ENFRIAMIENTO

H.P.



CURVA

K= RANGO/ACERCAMIENTO

A	1.0
B	1.5
C	2.0
D	2.5
E	3.0
F	3.5
G	4.0
H	4.5

REF: J. MEYTSAR
ESTIMATING COOLING
TOWER REQUIREMENTS
HYDROCARBON PROCESS-
ING. NOV. 1978, Pag.
238

POTENCIA REQUERIDA

Figura 6.3

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

1.9.2 Electricidad Consumida por el Sistema de Bombeo de Agua de Enfriamiento.

Se consideró una distancia de transporte del agua de enfriamiento de 200 ft, una caída de presión de $\frac{0.242 \text{ lb/in}^2}{100\text{ft}}$ en la tubería, de 5 psi en el cambiador de calor y una altura de bombeo de 30ft, lo que suma para el sistema de bombeo:

$$\begin{aligned} \text{Caída de presión por fricción} &= (200)(0.242/100) = 0.48 \text{ lb/in}^2 \\ \text{Caída de presión en el cambiador de calor} &= 5.00 \text{ lb/in}^2 \\ \text{Altura de bombeo (30ft H}_2\text{O)} &= \underline{13.00 \text{ lb/in}^2} \\ \Delta\text{Pt} &= 18.48 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

La potencia necesaria puede calcularse:

$$\text{Psb.} = \frac{(\Delta\text{Pt}) (144) (W)}{62.32 (550) (3600)}$$

donde:

Psb = Potencia necesaria en el sistema de bombeo H. P.

ΔPt = Caída de presión total del sistema, lb/in²

W = Gasto de agua de enfriamiento, lb/hr.

144 = Factor de conversión, in²/ft²

62.32 = Densidad del agua, lb/ft³.

550 = Factor de conversión, (ft) (lb.)/seg. h.p.

3600 = Factor de conversión, seg/hr.

El costo de la energía eléctrica consumida considerando una eficiencia global en el equipo de bombeo del 67% es entonces:

$$\text{Ceb} = \frac{(\text{Psb}) (0.75)(\theta)(c)}{0.67}$$

0.75 = Factor de conversión, KW/HP.

θ = Tiempo anual de operación, hrs.

c = Costo de la energía eléctrica, $\frac{\$}{\text{KW-hr.}}$

1.9.3 Agua de Repuesto necesaria en Las Torres de Enfriamiento.

El agua de repuesto es aquella que es necesario adicionar al sistema para compensar las pérdidas que se tienen por evaporación, por arrastre y por las purgas que se realizan para mantener en un nivel aceptable la cantidad de sólidos en el sistema.

Se consideraron los siguientes valores para las pérdidas:

Por evaporación: $(0.001) (\Delta t)(G)$

Por arrastre: $(0.002) (G)$

Por purgas: $(0.01) (G)$

Total de Pérdidas: $G (0.021 + 0.001 \Delta t)$

donde:

Δt = rango de enfriamiento del agua $t_2 - t_1$, °F.

G = Gasto de agua circulada por la torre, GPM.

El costo anual del agua de repuesto necesaria es:

$$\text{Car} = \frac{G (0.021 + 0.001 \Delta t) (C_w) (\theta) (60)}{264.2}$$

264.2 = Factor de conversión, gal/m³.

60 = Factor de conversión, min/hr.

C_w = Costo del agua, \$/m³

θ = Tiempo anual de operación, hrs.

1.9.4 Tratamiento del Agua.

Se consideró un tratamiento o base de fosfatos orgánicos como inhibidor de la corrosión complementada con un bactericida a base de compuestos clorados.

El tratamiento se aplica directamente a la cisterna de la torre sin que se requiera equipo dosificador. El costo anual del tratamiento es:

$$C_{ta} = (ct) (G)$$

G = Gasto circulado por el sistema, GPM

ct = Costo anual del tratamiento por GPM circulado,
\$/Año(GPM).

1.9.5 Mantenimiento

El mantenimiento anual a los equipos se consideró como un porcentaje (3%) del costo del equipo.

1.9.6 Depreciación

El tiempo de vida útil de los equipos se consideró de 16 años. El método de depreciación usado fue el de la línea recta.

1.9.7 Intereses, Seguros e Impuestos

Se consideró un 40% sobre la inversión por estos conceptos.

1.10 Cálculo del Costo del Agua

El costo del agua alimentada se calcula considerando los costos de operación para la torre de enfriamiento y sistema de bombeo y dividiendo entre la capacidad del sistema o sea:

$$C_{AF} = \frac{C_{op}}{W \theta}$$

CAF = Costo del agua fría, \$/lb

Cop = Costos de operación, \$/año

w = Capacidad del sistema de enfriamiento, lb/hr

θ = Tiempo anual de operación, hrs.

1.11.- Cálculo de los Costos Fijos para Los Cambiadores de Calor (CF).

Se consideran como costos fijos la depreciación, mantenimiento intereses, seguros e impuestos.

Con el valor del área requerida calculado en el número 1.6, se estima el costo f.o.b. o instalado del equipo necesario. Los costos fijos se estiman en base costo f.o.b. fabrica (mantenimiento) y la inversión (depreciación, e intereses, seguros, etc.)

1.12.- Cálculo de la Temperatura óptima de Salida del Agua de Enfriamiento.

Para utilizar la gráfica a que se ha hecho referencia Anexo VI, se necesitan los siguientes parámetros

$$\frac{U \theta C_w}{CF \quad c}$$

donde:

U = Coeficiente global de transmisión de calor. (Ver anexo IX)
BTU/(hr)(°F)(ft²).

θ = Tiempo anual de operación, hrs.

Cw = Costo del agua, \$/lb.

CF = Costos fijos anuales por unidad del área, \$/(Año), (ft²).

c = Capacidad calorífica del agua de enfriamiento, BTU/(lb)(°F)

$$\frac{T_1 - T_2}{t_1}$$

donde:

T_1 Temperatura del gas a la salida de los compresores, °F

T_2 Temperatura del gas a la salida de la estación, °F

t_1 $T_2 - t_1$, t_1 = Temperatura del agua fría, °F

De la gráfica se obtiene el valor de $\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}$. La temperatura óptima de salida se calcula entonces:

$$\Delta t_2 = \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right) \Delta t_1$$

$$\Delta t_2 = T_1 - t_2 \quad t_2 = T_1 - \Delta t_2$$

1.13.- Comprobación de la Temperatura de Salida del Agua fría.

Si la temperatura calculada en el inciso 1.11 es aproximadamente igual a la supuesta en el inciso 1.2, la temperatura supuesta es correcta y el diseño realizado es el óptimo.

1.14.- Cálculo de la Inversión Total.

Se suman los costos de los equipos instalados (torre de enfriamiento bombas y cambiadores de calor).

1.15.- Cálculo de los Costos de Operación totales.

Se suman los costos, calculados en el inciso 1.9 con los del 1.11 multiplicados éstos por el área del equipo.

2.- ENFRIADORES CON AIRE

El procedimiento de cálculo está basado en una publicación de Robert -

Brown.²² Happy Div. of Therma Technology, Inc.

El procedimiento tiene cuatro suposiciones:

a) Se supone un coeficiente global de transmisión de calor (Use).

(Ver Anexo XI) (ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR PARA CAMBIADORES DE SUPERFICIE EXTENDIDA)

b) El incremento de la temperatura del aire se calcula por medio de una fórmula empírica.

c) La estimación está basada en el tubo liso de tal forma que evitan las peculiaridades de cualquier tipo de superficie extendida.

d) El cálculo está basado en tubos de 1 in O.D. (tubo) con 2 3/8 in. de pitch triangular.

El procedimiento es el siguiente:

2.1 Cálculo de la carga térmica del gas.

$$Q = \frac{W}{24} C_{pg} (T_2 - T_1)$$

$$Q = \text{Carga térmica del gas, } \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

W = Gasto del gas MMPCD

C_{pg} = Capacidad calorífica del gas, $\frac{\text{BTU}}{\text{MMPC}^\circ\text{F}}$

T₂ = Temperatura a la salida de los compresores, °F

T₁ = Temperatura a la salida de la estación, 110°F

24 = horas por día

2.2 Cálculo de la temperatura de salida del aire.

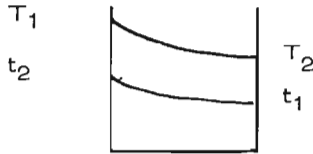
$$(t_2 - t_1) = 0.005 U \left[\frac{T_2 - T_1}{2} - t_1 \right]$$

donde:

U = Coeficiente global de transmisión de calor, $\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$

t_1 = Temperatura de diseño de bulbo seco del aire ($^\circ\text{F}$)

2.3 Cálculo de LMTD (diferencia de temperatura media logarítmica)



donde:

$$\Delta t_2 = T_1 - T_2, \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_1 = T_2 - T_1, \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

2.4 Cálculo del factor f_t (corrección para determinar el grado en que el proceso se acerca al verdadero a contra corriente).

Se calcula con los siguientes parámetros

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

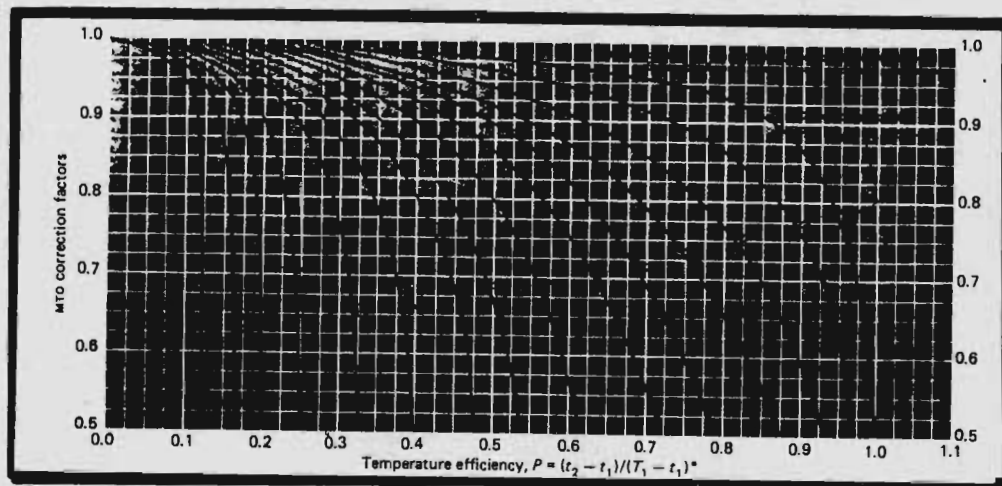
$$S = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Se utilizó la gráfica presentada por Robert Brown que se reproduce en la Figura 6.4 (CORRECCION A LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA)

2.5 Cálculo del Area requerida.

El área requerida se calcula con la ecuación:

CORRECCION A LA TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA



REFERENCIA: BROWN R. A PROCEDURE FOR PRELIMINARY ESTIMATES.
CHEMICAL ENGINEERING, MARZO 27, 1978.
Pag. 108.

$$A = \frac{Q}{(U) (LMTD) Ft}$$

2.6 Estimación del costo del Equipo necesario.

Aplicar factores para obtener el costo del equipo instalado. Ver Anexo X (ESTIMACION DEL COSTO DE ENFRIADORES DE AIRE).

2.7 Cálculo de los Costos de Operación.

Se consideraron como costos de operación los siguientes; mantenimiento, electricidad, depreciación, intereses sobre el capital, seguros e impuestos.

2.7.1 Mantenimiento

Se consideró un costo de mantenimiento anual del 1% del costo del equipo.

2.7.2 Electricidad

En un equipo enfriado por aire la resistencia más grande a la transmisión de calor, es generalmente la del aire. La velocidad que tenga en el equipo afecta grandemente el coeficiente de transmisión de calor, por lo que la potencia requerida para un servicio dado se puede estimar de acuerdo al coeficiente de transmisión que se tenga en el equipo.

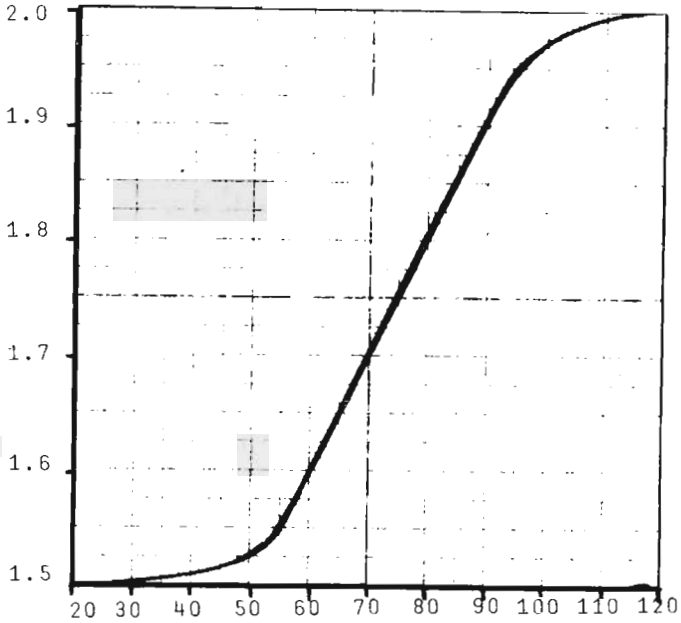
John Glass de Happy Div. of Therma Technology Inc. presenta una gráfica que relaciona estas variables (Ver figura 6.5).

2.7.3 Depreciación

Se consideró una vida útil del equipo de 16 años. El método de depreciación usado fue el de la línea recta.

POTENCIA REQUERIDA EN LOS ENFRIADORES
DE AIRE

POTENCIA EN LOS VENTILADORES $\frac{hp}{100 \text{ ft}^2 \text{ liso}}$



COEFICIENTE GLOBAL, BTU/hr ft² °F

REFERENCIA:

POTENCIA REQUERIDA

Figura 6.5

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

2.7.4 Intereses, Seguros e Impuestos.

Se consideró un 40% de la inversión por estos conceptos.

2.75 Costos de Operación Totales

Se suman los incisos 1.7, 1.7.1, 1.7.2, 1.7.3, y 1.7.4

C) BASES DE CALCULO

En esta sección se listan los valores que tienen las variables circunstanciales al presente estudio.

1. Relacionadas con el ambiente:

1.1	Temperatura del bulbo húmedo del aire, °C (°F)	26 (78.8)
1.2	Temperatura de bulbo seco del aire, °C (°F)	35.7(96.3)
1.3	Temperatura del suelo, °C (°F)	28.8(83.9)
1.4	Coefficiente global de transmisión de calor entre el gas y el terreno, BTU/(hr)(ft ²)(°F)	0.41

2. Relacionadas con el equipo:

2.1	Coefficiente global de transmisión de calor para cambiadores de calor de tubos y coraza, BTU/(hr) (ft ²) (°F)	110
2.1	Coefficiente global de transmisión de calor para enfriadores de aire, BTU/(hr)(ft ²)(°F).	91
2.2	Potencia requerida en los enfriadores de aire HP/(ft ²).	1,915
2.3	Diámetro exterior del tubo, in.	48.0
2.3	Diámetro interior del tubo, in.	46.75
2.4	Rugosidad de la tubería, in.	0.0004
2.5	Gasto inicial, MMPCD	2500
2.6	Temperatura en Cactus, °F.	100
2.7	Presión en Cactus, lb/in ²	1115
2.8	Máxima presión de operación, lb/in ²	1215

3. Variables económicos.

3.1	Tiempo anual de operación, hrs	8760
3.2	Costo de la energía eléctrica, \$/(Kw)(hr)	0.45
3.3	Costo del agua, \$/m ³	1.67
3.4	Costo de tratamiento de agua, \$/(Año GPM)	23.64
3.5	Tiempo de vida útil del equip, años	16
3.6	Utilidad neta sobre la inversión, %	20
3.7	Impuestos y participaciones, %	50
3.8	Método de depreciación	Lineal
3.9	Paridad del Peso, \$/dólar	23.0

D) DESARROLLO

Debido a la gran cantidad de cálculos necesarios para determinar la inversión y costos de operación y al número de estaciones con enfriamiento de todas las alternativas, sólo se ilustrarán al detalle un cálculo para un sistema de enfriamiento a 95°F con agua, uno para un sistema de enfriamiento a 110°F con agua y para un sistema de enfriamiento a 110°F con aire.

1. ENFRIAMIENTO A 95°F CON AGUA

Gasto, MMPCD	2,449.189
T ₁ , °F	115.3
T ₂ , °F	95.0
T _{av} , °F	105.0
t ₁ , °F	83.8 °F
C _{pg} , $\frac{\text{BTU}}{\text{MMPC } ^\circ\text{F}}$	24181

1.1 Cálculo de la carta térmica para el gas.

$$\begin{aligned}
 Q &= W \text{ Cpg } (T_2 - T_1) \\
 &= \frac{(2,449.189) (24,181) (115.3 - 95.0)}{24} \\
 &= 50.19 \times 10^6 \text{ BTU/hr.}
 \end{aligned}$$

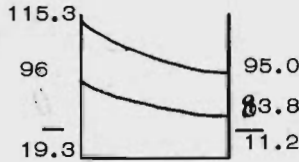
1.2 Suposición de la Temperatura óptima de salida.

$$t_2^* = 96 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo de la cantidad de agua requerida

$$W = \frac{50.19 \times 10^6}{(96-83.8)} = 4.11 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 8,230 \text{ GPM}$$

1.3 Cálculo de LMTD



$$\text{LMTD} = \frac{19.3 - 11.2}{\ln \frac{19.3}{11.2}} = 14.9$$

1.4 Cálculo del Factor Ft

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20.3}{12.2} = 1.66$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{12.2}{115.3} = 0.387 \quad \text{Ft} = 0.945$$

1.5 Estimación Costo de la torre de enfriamiento. Considerando un 10% de sobrediseño tenemos:

$$\text{Costo f.o.b. fábrica} = 1,650 \text{ M\$} \left(\frac{(1.1)8,230}{7500} \right)^{0.6} = 1,847 \text{ M\$}$$

$$\text{Costo instalado} = (1,847) (3.189) = 5,890 \text{ M\$}$$

1.6 Estimación del Costo de las Bombas.

$$P_t = 18,484 \text{ psi (Ver punto 1.9.2 de Metodología)}$$

Considerando un 10% de sobrediseño tenemos:

$$(1.1) (G) (P) = (1.1) (8,230) (18.484) = 167,336$$

$$\text{Costo 1978} = (5.8 \text{ Mdlr}) \left(\frac{225.5}{113.7} \right) \left(\frac{23 \text{ M\$}}{\text{M dlr}} \right) = 265 \text{ M\$}$$

$$\text{Costo Instalado} = (265)(3.442) = 912 \text{ M\$}$$

1.7 Estimación del área de enfriamiento requerido.

$$A = \frac{50.19 \times 10^6}{(110)(14.9)(0.945)} = 32\,406 \text{ ft}^2$$

1.8 Estimación del costo de equipos enfriadores. Considerando un 10% de sobrediseño tenemos para $32407 \times 1.1 = 35\,647 \text{ ft}^2$.

Costo = 35.0 M dlr por 10,000 ft².

$$\text{Costo} = (35.0) \frac{(225.5)(23)}{113.7} \frac{(35,647)}{1000} = 5,691 \text{ M\$}$$

Costo Instalado: $(5,691)(4.515) = 25,695 \text{ M\$}$

1.9 Estimación costos de Operación.

1.9.1 Electricidad ventiladores

$$K = \frac{\text{Rango}}{\text{Acercamiento}} = \frac{12.2}{5} = 2.44$$

$$G = 3,230 \text{ GPM}$$

$$\text{Put} = 154 \text{ H.P.}$$

$$\text{Cev} = 154 \text{ HP } 90.74548 (8760) (0.45)$$

$$= 452\,557 \text{ \$}$$

$$= 453 \text{ M\$/Año}$$

1.9.2 Electricidad bombas

$$\text{Psb} = \frac{(18.484) (144) (4.11 \times 10^6)}{(62.32) (550) (3\,600)}$$

$$= 89 \text{ hp.}$$

$$\text{Ceb} = \frac{(89) (0.75) (8760) (0.45)}{0.67}$$

1.9.3 Agua de Repuesto en Torres de Enfriamiento.

$$\text{Pérdidas} = 8,230 (0.012 + 0.001 (12.2))$$

$$= 199 \text{ GPM}$$

$$\text{Car} = \frac{(199) (1.67) (8760) (60)}{264.2}$$

$$= 661,765 \text{ \$/Año}$$

$$= 662 \text{ M\$/Año}$$

1.9.4 Tratamiento del Agua.

$$\text{Cta} = (23.64) (8230) = 194,557 \text{ \$/Año}$$

$$= 195 \text{ M\$/Año}$$

1.9.5 Mantenimiento

$$\text{Torre} \quad 1,847 \times 0.03 = 55$$

$$\text{Bomba} \quad 265 \times 0.03 = \frac{8}{63} \text{ M\$}$$

$$\text{Cambiador de calor} \quad 5,691 \times 0.03 = \frac{171}{234} \text{ M\$}$$

1.9.6 Depreciación (6.25% Anual)

$$\text{Torre} \quad (5890) (0.0625) = 368$$

$$\text{Bomba} \quad (912) (0.0625) = \frac{57}{425}$$

$$\text{Cambiador de calor} \quad (25,695) (0.0625) \frac{1606}{2032}$$

1.9.7 Intereses, Seguros e Impuestos.

Se consideró un 40% anual sobre la inversión por estos conceptos.

Torre	(5890) (0.40) =	2356
Bomba	(912) (0.40) =	<u>365</u>
		2721
Cambiador de calor	(25695) (0.40) =	<u>10278</u>
		12999

1.10 Cálculo del Costo del Agua

	M\$
Elect. Ventiladores	453
Elect. bombas	390
Agua de repuesto	662
Tratamiento	195
* Depreciación	425
Mantenimiento	63
Intereses, etc.	<u>2721</u>
	4909

$$\text{Caf} = \frac{4\,909\,000 \text{ \$/Año}}{(4.11 \times 10^6) (8760)} = 0.0001363 \text{ \$/lb.}$$

* No incluyen los conceptos del cambiador de calor, ya que éstos se incluyen en el número 1.11.

1.11 Cálculo de Costos Fijos para Cambiadores de Calor.

Del número 1.8 tenemos que para un cambiador de 10,000 Ft² cuesta 1,596 M\$ e instalado cuesta 7,208 M\$, lo que representa respectivamente por unidad de área 0.1596 M\$/ft² y 0.7208 M\$/ft². Los costos de operación serían (M\$).

Mantenimiento	1596 M\$ x 0.03 =	48
Depreciación	7208 M\$ x 0.0625 =	451
Intereses, etc.	7208 M\$ x 0.40 =	<u>2883</u>
		3382 M\$/Año

1.12 Cálculo de la Temperatura Óptima de Salida

$$\frac{U \theta C_w}{C_F C} = \frac{(110) (8760) (0.00001363)}{(338.2) (1.0)} = 0.39$$

$$\frac{T_1 - T_2}{t_1} = \frac{20.3}{11.2} = 1.8125 \quad t_2 = 115.3 - 19.3 = 96 \text{ } ^\circ\text{F}$$

1.13 Comparación de la Temperatura Supuesta.

La temperatura t_2 calculada en el número 12 es igual a la suuesta en el número 2, por lo que el dimensionamiento realizado es el óptimo.

1.14 Cálculo de la Inversión Total (M\$)

Torre	5,890
Bombas	912
Cambiador de calor	25,695
	<hr/>
	32,497 (M\$)

1.15 Cálculo de los Costos de Operación Totales (M\$/Año)

Torre y bomba	4,909
Cambiador (0.3382)(35647)	12,055
	<hr/>
	16,965 M\$/Año

2. ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA

Gasto, MMPCD	2,488.51
T ₁ , °F	126.8
T ₂ , °F	110.0
T _{av} , °F	118.4
t ₁ , °F	83.8
C _{pg} , $\frac{\text{BTU}}{\text{MMPC } ^\circ\text{F}}$	24,392.0

2.1 Cálculo de la carga térmica del gas.

$$Q = W C_{pg} (T_2 - T_1)$$

$$= \frac{(2488.51)}{24} (24,392) (126.8 - 110) = 42.48 \times 10^6 \frac{\text{B}}{\text{hr}}$$

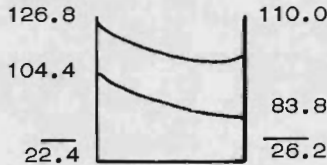
2.2 Suposición de la temperatura óptima de salida t_2^*

Suponiendo $t_2^* = 104.4 \text{ }^\circ\text{F}$

Cálculo de la cantidad de agua requerida.

$$W = \frac{42.48 \times 10^6}{(104.4 - 83.8) (1.0)} = 2.06 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 4,124 \text{ GPM}$$

2.3 Cálculo de LMTD



$$\text{LMTD} = \frac{22.4 - 26.2}{\ln \frac{22.4}{26.2}} = 24.25 \text{ }^\circ\text{F}$$

2.4 Cálculo del factor f_t

$$R = \frac{16.8}{20.6} = 0.82$$

$$S = \frac{20.6}{126.8 - 83.1} = 0.48$$

$$f_t = 0.975$$

2.5 Estimación del Costo de Torres de Enfriamiento

$$\text{Costo} = 1,650 \text{ M\$} \frac{(1.1) (4,124)^{0.6}}{7,500} = 1,220 \text{ M\$}$$

$$\text{Costo instalado} = (1,220) (3.189) = 3,891 \text{ M\$}$$

2.6 Estimación del costo de las bombas $p_t = 18.484$

$$\text{Costo 1968} = 3.5 \text{ M dllr} \times \frac{225.5}{113.7} \times 23 = 160$$

$$\text{Costo instalado} = (160) (3.442) = 550$$

2.7 Estimación del Area de Enfriamiento.

$$A = \frac{42.48 \times 10^6}{(110) (24.25) (0.975)} = 16,333 \text{ ft}^2$$

2.8 Estimación del Costo de los equipos enfriadores considerando un 10% de sobrediseño.

$$\begin{aligned} A &= (16333) (1.1) = 17\,967 \text{ ft}^2 \\ \text{Costo} &= (35.0) \left(\frac{225.5}{113.7} \right) = (23) \left(\frac{17\,967}{10\,000} \right) = 2\,869 \end{aligned}$$

$$\text{Costo instalado} = (2869) (4.515) = 12\,953 \text{ M\$}$$

2.9 Estimación costos de operación

2.9.1 Electricidad ventiladores

$$K = \frac{20.6}{5} = 4.12$$

$$G = 4\,124 \text{ GPM}$$

$$\text{Put} = (107) (.074548) (8760) (0.45)$$

$$= 314\,439 \text{ \$}$$

$$= 314 \text{ M\$}$$

2.9.2 Electricidad bombas

$$\text{Psb} = \frac{(18.484) (144) (2.06 \times 10^6)}{(62.32) (550) (3600)} = 44 \text{ hp.}$$

$$\text{Ceb} = \frac{(44) (0.745) (8760) (0.45)}{0.67} = 193 \text{ M\$}$$

2.9.3 Agua de repuesto en Torres de enfriamiento.

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas} &= 4124 (0.012 + 0.001) (20.6) \\ &= 134 \text{ GPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Car} &= \frac{(134) (1.67) (8760) (60)}{264.17} = 446,709 \text{ \$} \\ &= 447 \text{ M\$} \end{aligned}$$

2.9.4 Tratamiento de Agua

$$\begin{aligned} \text{Cta} &= 23,64 (4124) = 97,491 \$ \\ &= 97 \text{ M\$} \end{aligned}$$

2.9.5 Mantenimiento

$$\begin{array}{rcl} \text{Torre} & 1\,220 \times 0,03 & = & 37 \\ \text{Bomba} & (160) (0,03) & = & \underline{5} \\ & & & 42 \\ \\ \text{Cambiador de calor (2869) (0,03)} & = & & \underline{86} \\ & & & 128 \end{array}$$

2.9.6 Depreciación (6.25% Anual)

$$\begin{array}{rcl} \text{Torre} & (3891) (0,0625) & = & 243 \\ \text{Bomba} & (550) (0,0625) & = & \underline{34} \\ & & & 277 \\ \\ \text{Cambiador de calor } 12\,948 (0,0625) & = & & \underline{809} \\ & & & 1086 \end{array}$$

2.9.7 Intereses, Seguros e Impuestos (40%) en M\$.

$$\begin{array}{rcl} \text{Torre} & (3\,891) (0,40) & = & 1\,556 \\ \text{Bomba} & (550) (0,40) & = & \underline{220} \\ & & & 1\,776 \\ \\ \text{Cambiador de calor } (12\,948)(0,40) & = & & \underline{5\,179} \\ & & & 6\,955 \end{array}$$

2.10 Cálculo del costo del agua.

Costo de Operación (M\$):

Electricidad ventiladores	314
Electricidad bombas	193
Agua de repuesto	447
Tratamiento	97
Mantenimiento	42
Depreciación	277
Intereses, etc.	<u>1 776</u>
C o p =	3 146 M\$

$$C_{AF} = \frac{CoP}{W\theta} = \frac{3\,146\,000}{(2,060,000)(8760)} = 0.00017 \text{ \$/ lb.}$$

2.11 Cálculo de los costos fijos para cambiadores de calor

Mantenimiento	(2869) (0.03)	=	86
Depreciación	(12 953) (0.0625)	=	810
Intereses, etc.	(12 953) (0.40)	=	$\frac{5181}{6\,077} \frac{M\$}{\text{Año ft}^2}$
Por unidad de área	$= \frac{6077}{17\,697}$	=	0.3382

2.12 Cálculo de la temperatura óptima de salida.

$$\frac{U\theta C_w}{C_F C} = \frac{(110)(8760)(0.00017)}{(3382)(1.0)} = 0.484$$

$$\frac{T}{t_1} = \frac{16.8}{26.2} = 0.64 \quad \frac{t_2}{t_1} = 0.85$$

$$t_2 = 126.8 - 22.3 = 104.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

2.13 Comprobación de la temperatura supuesta.

La temperatura de salida del agua calculada en el punto 2.12 (104.5 °F) es aproximadamente igual a la temperatura supuesta en el número 2.2 (104.4 °F).

2.14 Cálculo de la inversión total.

(M\$)	
Torre	1 891
Bomba	550
Cambiador de calor	<u>12 953</u>
	15 394

1.15 Cálculo de los costos de operación totales (M\$/año)

Torre y bomba			3 146	
Cambiador	(0.3382)	(17 967)	=	$\frac{6\ 076}{9\ 222}$ $\frac{M\$}{Año}$

3. ENFRIAMIENTO A 110°F CON AIRE.

Gasto, MMPCD	2 445.903
T ₁ , °F	129.9
T ₂ , °F	110.0
T _{av} , °F	119.9
T ₁ , °F	96.4
C _{pg} , $\frac{BTU}{MMPC\ ^\circ F}$	14 406

3.1 Cálculo de la carga térmica del gas.

$$Q = \frac{(2445.903) (24\ 406) (129.9 - 110)}{24} = 49.5 \times 10^6 \frac{BTU}{hr}$$

3.2 Cálculo de la temperatura de salida del gas.

$$t_2 = 0.005 (91) \frac{129.9 + 110}{2} - 96.4 + 10.7$$

$$= 107.3$$

3.3. Cálculo de LMTD

129.9	110
107.3	96.4
<hr/>	<hr/>
22.6	13.6

$$LMTD = \frac{22.6 - 13.6}{\ln \frac{22.6}{13.6}}$$

3.4 Cálculo de Ft

$$P = \frac{10.9}{(129.9 - 96.4)} = 0.3$$

$$R = \frac{19.9}{10.9} = 1.8 \quad Ft = 0.92$$

3.5 Cálculo del area requerida

$$A = \frac{49.5 \times 10^6}{(91) (17.7) (0.92)} = 33\ 404$$

3.6 Estimación del costo de los equipos.

Debido a que la Superficie calculada es en base al tubo liso no se requiere dividir entre 15.5 (Superficie extendida entre superficie lisa del del tubo) para utilizar la gráfica de Guthrie.

Para 10,000 Ft² (máxima área graficada oor Guthie) tenemos 68.0 M dlr 1968.

El costo actual es:

$$(68.0 \text{ Mdlr}) \left(\frac{225.5}{113.7} \right) (23) = 3\ 102 \text{ M}\$/10,000 \text{ Ft}^2$$

Considerando 10% de sobrediseño:

$$33\ 404 \text{ Ft}^2 (1.1) = 36\ 744$$

$$\text{Costo f.o.b.} = (3\ 102 \text{ M}\$) (3.6744) = 11\ 398 \text{ M}\$$$

$$\text{Costo instalado} = (11\ 398 \text{ M}\$) (1.5864) = 18\ 082 \text{ M}\$$$

3.7 Costos de Operación,-

3.7.1 Mantenimiento

$$11\ 898 \times 0.01 = 114 \text{ M}\$/\text{Año}$$

3.7.2 Electricidad

Considerando $\frac{1.915 \text{ hp}}{100\text{Ft}^2 \text{ lisa}}$ tenemos:

$$\frac{1.915}{100} \times 34\ 404 = 659 \text{ hp.}$$

$$\begin{aligned} \text{Cea} &= \text{Costo energía eléctrica} = (\text{hp}) (0.74548) (\theta) (C) \\ &= 659 \text{ hp} (0.74548) (8760) (0.45) \\ &= 1\,936 \text{ M\$/Año} \end{aligned}$$

3.7.3 Depreciación (6.25 Anual)

$$18\,082 \times 0.0625 = 1\,130 \text{ M\$/Año}$$

3.7.4 Intereses, Seguros e Impuestos (40%)

$$18\,032 \times 0.40 = 7\,233 \text{ M\$/Año}$$

3.7.5 Costos de Operación Totales

(M\$ / Año)

Mantenimiento	114
Electricidad	1 936
Depreciación	1 130
Intereses, etc.	7 233
	<hr/>
	10 413 M\\$/Año

CAPITULO 7

RESULTADOS

En el capítulo anterior se calculó la inversión requerida para la instalación de los enfriadores para gas y demás equipo complementario, - así como sus costos de operación. Con estos valores se construyeron tres gráficas que tienen como abcisa común la carga térmica a eliminar del gas, correspondientes a las siguientes condiciones que en adelante se denominarán alternativas mayores.

- a) Enfriamiento a 95°F con agua.
- b) Enfriamiento a 110°F con agua.
- c) Enfriamiento a 110°F con aire.

Estas gráficas, que se presentan en el Anexo XII (Inversión y Costos de Operación para las Instalaciones requeridas), son la base para determinar la inversión y los costos de operación para cada estación de compresión y determinar el total en cada una de las alternativas de localización de los equipos de enfriamiento (Ver anexo V).

Denominando alternativa menor a aquella definida por la localización de sus enfriadores, por el nivel de enfriamiento alcanzado (95 ó 110°F) y por el medio utilizado para lograrlo, ya sea agua o aire, resulta que, para cada una de ellas, es necesario calcular el monto de la inversión, el ahorro por menor consumo de combustible manejando gas enfriado, los costos de operación de los equipos y posteriormente, determinar el ahorro neto por concepto de combustible menos los costos de operación.

Estos cálculos se presentan en el Anexo XIII (Cálculo de la Inversión y Costos de Operación para las Alternativas Consideradas). El procedimiento de cálculo consiste en determinar la carga térmica en las estaciones de

compresión que requieran enfriamiento, basándose en la gráfica del Anexo XII correspondiente a su alternativa mayor.

Los cálculos para determinar la inversión y los costos de operación a partir de la carga térmica eliminada y la potencia de compresión necesaria se repiten en todas las estaciones que requieran de enfriamiento.

Considerando que sin enfriamiento, la potencia requerida sería de 361,101 h.p., el ahorro por concepto de combustible al enfriar el gas comprimido es la diferencia entre la potencia requerida en cada alternativa con enfriamiento y 361,101 h.p. El valor en millones de pesos de esta diferencia puede calcularse aplicando los siguientes factores:

Precio del gas	2.60	$\frac{\text{dls}}{\text{M ptes}^3}$
Paridad del peso	23.00	$\frac{\$}{\text{dls}}$
Consumo de combustible	11	$\frac{\text{ples}^3}{\text{hp} - \text{hr}}$
Horas anuales de operación	8,760	

El ahorro anual en millones de pesos es:

$$\frac{(\text{Ahorro en h.p.'s}) (11) (8760)(2.60)(23)}{10^6}$$

$$(\text{Ahorro en h.p.'s}) (5,762 \times 10^{-6})$$

MM\$

El ahorro neto se calcula también para cada alternativa.

Para determinar la alternativa óptima, se graficaron los ahorros netos y la inversión contra la carga térmica eliminada. En el Anexo XIV se presentan tres gráficas que corresponden a las alternativas mayores —

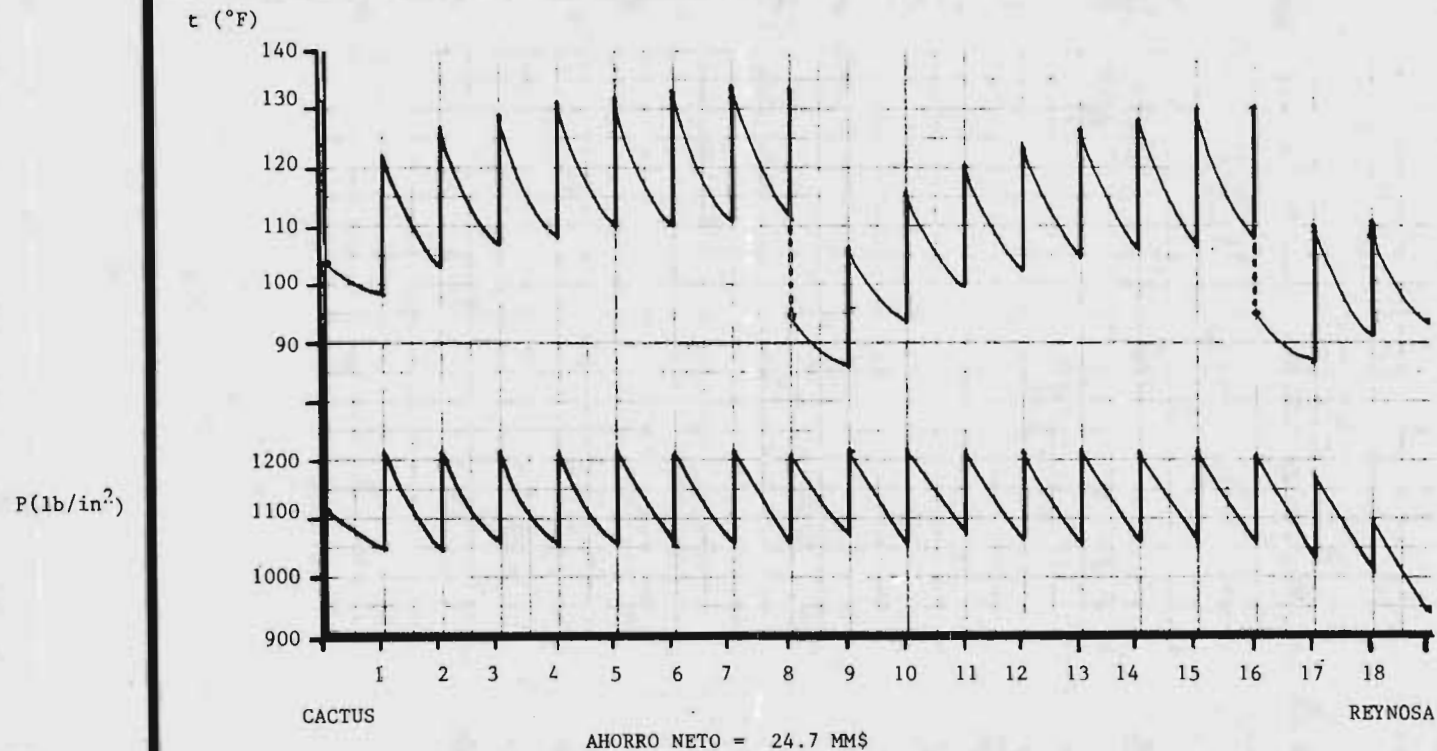
(Figuras XIV-1, XIV-2 y XIV-3).

Revisando estas figuras puede observarse que existen alternativas menores que teniendo una carga térmica casi igual, difieren bastante en los ahorros netos obtenidos. En la figura 7.1 se presenta el perfil de temperaturas para una alternativa que tiene enfriamiento en las estaciones 8 y 16, que requiere una inversión de 87 MM\$ y permite obtener un ahorro neto de 24.7 MM\$ con una carga térmica total de 182 MMBTU/hr. En la figura 7.2 se presenta otra alternativa con enfriamiento en las estaciones 6 y 12 que requiere una inversión de 86 MM\$ y permite un ahorro neto de 42.8 MM\$ para una carga térmica total de 179 MM BTU/hr. Ambas alternativas con enfriamiento a 95°F con agua. Observando ambas figuras es explicable la diferencia de ahorros netos, ya que en la figura 7.2 (que ofrece un ahorro neto mayor) el efecto del enfriamiento abarca mayor número de estaciones, permaneciendo el gas frío en una mayor longitud de gasoducto, reduciendo la caída de presión y con esto la potencia requerida para el transporte.

En base a lo anterior se desprende que existe una localización óptima de los equipos de enfriamiento para una carga térmica determinada.

Las curvas de ahorros netos (Anexo XIV) se construyeron uniendo los puntos de mayor ahorro.

En las curvas de ahorros netos se observa un máximo en el ahorro. Sin embargo antes de llegar al máximo la curva tiene una variación muy pequeña en su pendiente, lo que significa que con respecto a otras zonas de la curva, el incremento en el ahorro neto es muy pequeño. A fin de tener otros parámetros para determinar los puntos óptimos de las alternativas



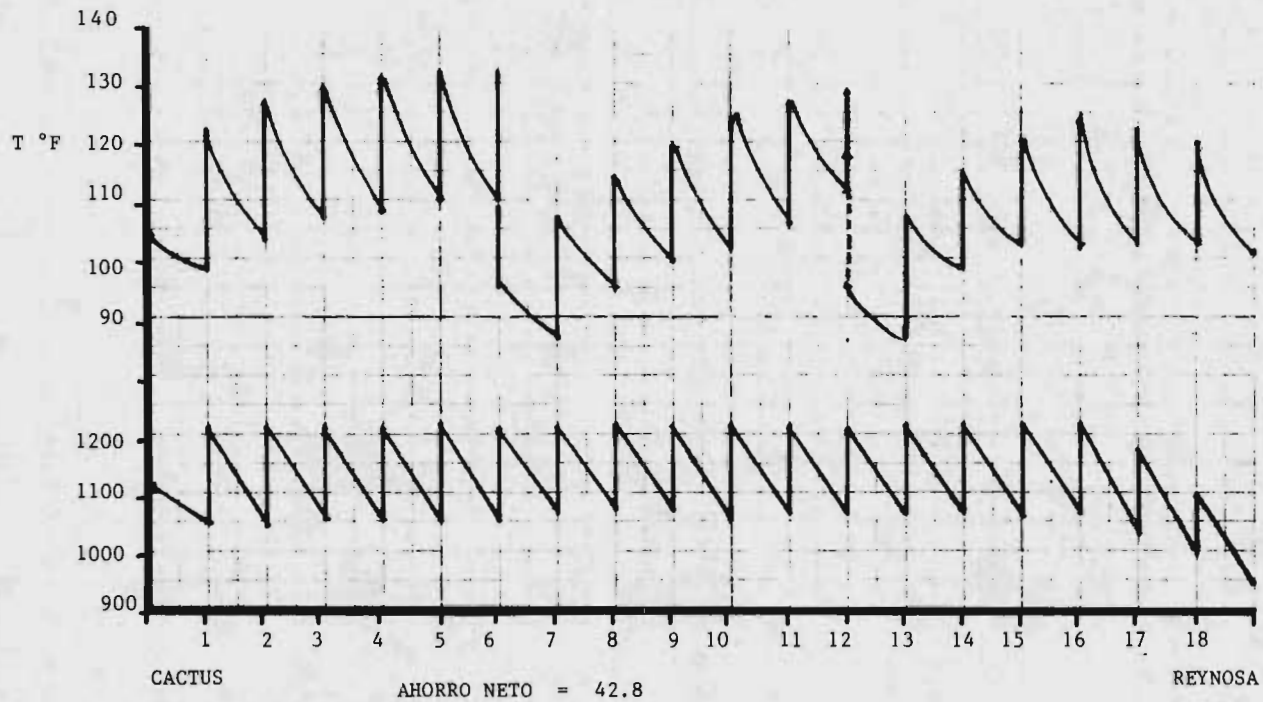
PERFIL DE TEMPERATURA Y PRESION. ENFRIAMIENTO EN 8 y 16

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA 7.1

P(lb/in²)



PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION ENFRIAMIENTO EN 6 y 12

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA 7.2

mayores se calculó el tiempo de pago sobre el incremento de la inversión, de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\text{Tiempo de pago} = \frac{\text{Inversión (MM \$)}}{\text{Ahorro neto (1-tasa de impuestos)}}$$

La tasa se estimó integrada por 42% de impuestos y 8% de participaciones, haciendo un total de deducciones de 50%.

Estos valores se graficaron para cada alternativa mayor (Figuras XIV-4, XIV-5 y XIV-6), utilizando el valor de la carga térmica como ordenada.

Considerando que no sería procedente ninguna inversión que tuviera tiempo de pago mayor de cinco años, se deduce que de acuerdo a este criterio los puntos óptimos de cada alternativa mayor serían.

<u>Alternativa mayor</u>	<u>MM BTU/hr</u>
a) Enfriamiento a 95°F con agua	176
b) Enfriamiento a 110°F con agua	138
c) Enfriamiento a 110°F con aire	130

Debido a que las gráficas fueron construídas con puntos que no son continuos, es necesario buscar la alternativa menor que se acerque más a estos puntos óptimos. Del Anexo XIII tenemos:

<u>Alternativa Mayor</u>	<u>Punto Optimo, (MM BTU/ hr)</u>	<u>Punto Real (MM BTU/hr)</u>	<u>Estaciones c/enfriamiento</u>
a) Enfr. a 95°F con agua	176	178.59	6 y 12
b) Enfr. a 110°F con agua	138	108.60	6 y 12
c) Enfr. a 110°F con aire	130	108.60	6 y 12

Inversión MM\$	Ahorro (después de im- puestos y parti- cipaciones)	Tiempo de pago global, años
86.1	21.4	4.0
36.2	14.0	2.6
37.7	14.35	2.6

Utilizando el mismo criterio de tiempo de pago incremental podemos comparar entre sí estas alternativas menores, calculando el tiempo de pago que representaría el invertir en una alternativa u otra, de acuerdo al ahorro obtenido al realizar este incremento de inversión.

Alternativa A con B:

$$\text{Incremento de la inversión } 86.1 - 36.2 = 49.9$$

$$\text{Incremento de ahorro } 21.4 - 14.0 = 7.4$$

$$\text{Tiempo de pago incremen-} \quad \frac{49.9}{7.4} = 6.7 \text{ años}$$

tal

Este tiempo excede el fijado anteriormente que es de cinco años por lo que no es recomendable invertir en la alternativa A).

Alternativa C con B:

$$\text{Incremento en la inversión } = 37.7 - 36.2 = 1.5$$

$$\text{Incremento en el ahorro } 14.35 - 14.00 = 0.35$$

$$\text{Tiempo de pago incremen-} \quad \frac{1.5}{0.35} = 4.3 \text{ años}$$

tal

Este tiempo de pago si está dentro del establecido por lo que sí se recomienda la inversión C.

En base a estos criterios la alternativa C sería la más recomendable.

Es necesario hacer notar que el estudio fue realizado considerando al gasoducto TSNG como un sistema estático y siendo que el gasoducto presenta una dinámica, tanto en cuanto a las demandas de gas como a las fluctuaciones originados por el mantenimiento y disponibilidad de sus compresores. La simulación de un sistema de este tipo involucraría la adición de modelos con las características operativas de los equipos de compresión.

Por esta situación y por falta de un estudio completo sobre las temperaturas del suelo, por lo menos durante un año, no se realizó un estudio económico formal. El criterio del tiempo de pago como medio de comparar alternativas de inversión, es apropiado para una decisión preliminar y desde luego no lo es para comparar proyectos con diferentes tiempos de vida útil o diferentes patrones del costo e ingresos, como los que se esperan se presentaran en el TSNG durante sus diferentes etapas de operación.

CAPITULO 8

RESUMEN,
CONCLUSIONES

Y

RECOMENDACIONES

1.- Desde hace alrededor de tres mil años el gas natural ha venido utilizándose como combustible. Principalmente está constituido por metano y se encuentra en la naturaleza libre o asociado disuelto en petróleo crudo.

2.- La acumulación de hidrocarburos en el subsuelo requiere de condiciones especiales para constituir un yacimiento económicamente explotable.

3.- El gas natural extraído de los yacimientos se recolecta y se trata para eliminarle sus componentes corrosivos y recuperar los hidrocarburos condensables, contenidos en menor proporción, por medio del proceso de absorción en aceite o por enfriamiento a temperaturas criogénicas.

4.- Petróleos Mexicanos cuenta con un Sistema Troncal Nacional de Gasoductos para distribuir la producción de gas natural obtenida en los campos del sureste a los principales centros de consumo, ubicados en el noroeste del país.

5.- El gas natural y el combustóleo son combustibles industriales, sustituyéndose uno por el otro, y su consumo depende de sus precios relativos y las políticas de distribución y oferta seguidas por Pemex de acuerdo a los intereses del país.

6.- Debido a que los prolíficos campos recién descubiertos en el sureste presentan elevadas relaciones de gas a condensado, y a que la producción nacional de gas fundamentalmente dependerá de la producción de aceite, se juzga que los excedentes serán susceptibles de exportarse o consumirse

internamente en sustitución de gran parte de la demanda de combustóleo.

7.- Siendo Estados Unidos el principal productor y consumidor de gas natural en el mundo, su mercado es altamente atractivo para las exportaciones de gas natural producido en México. Por su localización con respecto a nuestro país y la escasez de él por la que atraviesa debido principalmente a sus políticas de energéticos.

8.- Ante la situación y contando con cartas de intención de compañías norteamericanas interesadas en la compra del gas natural para importarlo a su país, Pemex inició la construcción de una línea de 4" de diámetro para unir las zonas productoras del sureste con la frontera norteamericana. Este proyecto se planeó a cabo en dos etapas; la primera que incluiría el tendido de la tubería de 48" de diámetro para unir las zonas productoras del sureste con la frontera norteamericana. Este proyecto se planeó llevar a cabo en dos etapas; la primera que incluiría el tendido de la tubería de 48" desde Cactus, Chis. hasta un lugar cerca de San Fernando, Tamps., en donde se conectaría con los gasoductos existentes que van de los campos del Distrito Frontera Norte a las zonas industriales de Monterrey, Monclova, Torreón; la segunda etapa, que se iniciaría al concretar las ventas de gas natural, comprendería la instalación de 18 estaciones de compresión y el tendido de una línea de 42" desde San Fernando a Reynosa, Tamps.

A la fecha del presente trabajo, el gobierno de los Estados Unidos, en base a sus políticas de energéticos, considera que es alto el precio de venta del gas natural entregado en la frontera (2.60 dls/MPC), por lo que

no ha autorizado su compra a las compañías importadoras y distribuidoras de aquel país.

Por su parte el gobierno mexicano y Pemex orientan la demanda hacia un consumo prioritario de gas natural liberando el combustible para la exportación.

Sin embargo, por las condiciones del mercado estadounidense, se considera que en poco tiempo se concretará dicha operación de compra - venta y podrá continuarse con la segunda fase de construcción del Troncal del Sistema Nacional de Gas. (TSNG)

9.- Al concluirse esta fase, el TSGN tendrá una longitud aproximada de 1200 Km, constituido por un ducto de 48 pulgadas de diámetro entre Cactus y San Fernando y de 42" de este lugar a Reynosa. De San Fernando partirá un ramal que se conectará a los gasoductos existentes que suministran gas natural a Monterrey. Toda la tubería estará protegida interior y exteriormente con recubrimientos anticorrosivos apropiados.

10.- Dado que para manejar el gasto considerado, de 2500 MMPCD, en su última fase se requerirán 18 estaciones de compresión, es de preverse que el manejo de gas caliente por una línea enterrada podría originar problemas de operación y mantenimiento del ducto que se reflejarían en:

- a) Aumento en las caídas de presión.
- b) Esfuerzos mecánicos en la tubería.
- c) Desprendimiento de los recubrimientos anticorrosivos.

En el presente trabajo sólo se considera el aspecto de la caída de presión enfocado desde el punto de vista del ahorro en la energía requerida para su transporte.

11.- La temperatura del suelo presenta variaciones cíclicas a lo largo del año y depende de las condiciones atmosféricas.

12.- A su vez la temperatura del gas que fluye por un ducto enterrado depende de factores tales como sus propiedades termodinámicas, diámetro del suelo, rugosidad de la tubería y del coeficiente global de transmisión de calor entre el suelo y el gas.

13.- La implementación de un programa de computación para calcular los perfiles de temperatura y presión del gas natural al fluir por una tubería enterrada y la adaptación de este modelo a gasoductos en operación, permite disponer de una herramienta para evaluar el efecto del enfriamiento del gas en su caída de presión al fluir por la tubería.

14.- El desarrollo de un programa de computadora para calcular el incremento de temperatura por compresión, las pérdidas de carga y la potencia requerida para el transporte del gas en conjunción con un programa para estimar la temperatura y presión a lo largo de la línea, permitió disponer de un modelo matemático, o una herramienta para el análisis del efecto del enfriamiento del gas en la potencia de compresión necesaria.

15.- A pesar de que las condiciones de temperatura del suelo que se utilizaron corresponden al mes más caluroso del año y que estas condiciones

varían a lo largo del año, los resultados obtenidos proporcionaron una visión del aspecto técnico y económico del proyecto y podrían ser la base para un estudio posterior de temperaturas de la línea que incluyese información de los meses de invierno y sirviese para determinar los perfiles de temperatura y presión y el efecto del enfriamiento y realizar un análisis económico más completo.

16.- Aunque el programa de computadora preparado resultó útil para el estudio de la temperatura del gas, se considera que podría mejorarse a fin de emplear menor tiempo de proceso y ofrecer mayor flexibilidad en cuanto a la simulación de situaciones relativas a la utilización de sólo un compresor en algunas estaciones y a la inclusión de las curvas de operación de los compresores cuando estos hayan sido seleccionados.

17.- El enfriamiento del gas puede realizarse con agua proveniente de torres de enfriamiento o por medio de aire, llevarse hasta diversos niveles de temperatura cuyos límites teóricos corresponden a la temperatura del bulbo húmedo del aire en el caso de torres de enfriamiento y por la temperatura de bulbo seco del aire cuando se utilice éste como medio de enfriamiento.

18.- Para los niveles de temperatura anteriores y para los equipos utilizados (enfriamiento con agua o con aire) existen alternativas generadas por la localización de los equipos de enfriamiento.

19.- Para una carga térmica, a eliminar del gasoducto, existe una localización tal que permite un beneficio máximo representado como ahorro en el combustible requerido para el transporte.

20.- Para un nivel de temperatura de enfriamiento dado y para un equipo determinado existe un valor de carga térmica a eliminar que representa un ahorro máximo.

21.- Basándose en el criterio de tiempo de pago de las instalaciones y considerando el tiempo de pago, en incrementos de inversión se tiene que, para un tiempo de pago máximo de 5 años, los puntos óptimos de las alternativas mayores son:

TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO °F	M E D I O	CARGA TERMICA (MMBTU / hr)	INVERSION (MM\$)	AHORRO DESPUES DE IMPUESTOS Y PARTICIPACIONES
95	Agua	178.6	86.1	21.40
110	Agua	108.6	36.2	14.00
110	Aire	108.6	37.7	14.35

TIEMPO DE PAGO GLOBAL (DESPUES DE IMPUESTOS) AÑOS	ESTACIONES CON ENFRIAMIENTO
4.0	6 y 12
2.6	6 y 12
2.6	6 y 12

23.- Considerando el tiempo incremental de pago para lastres las alternativas mayores resultan:

$$95^{\circ}\text{F con agua con } 110^{\circ}\text{F con agua} \quad \frac{86.1 - 36.2}{214 - 14.0} = 6.7 \text{ años}$$

$$110^{\circ}\text{F con aire con } 110^{\circ}\text{F con agua} \quad \frac{37.7 - 36.2}{14.35 - 14.00} = 4.3 \text{ años}$$

Por lo que la alternativa óptima basada en estos criterios es la de enfriar el gas a 110°F con aire.

Por las conclusiones anteriores se recomienda:

- 1.- Optimizar y completar el programa desarrollado con información referente a los equipos de compresión seleccionados.

- 2.- Realizar un estudio completo sobre las temperaturas de suelo a lo largo de por lo menos un año y muestrear el comportamiento de la temperatura del gas durante las primeras fases, cuando no se utilicen estaciones de compresión y cuando se instalen las primeras.

- 3.- Contando con un modelo dinámico con datos apropiados referentes a los equipos de compresión y con la estimación de los volúmenes de gas natural a manejar por el gasoducto, realizar un análisis económico que involucre el comportamiento del proyecto a lo largo de su vida útil.

BIBLIOGRAFIA

- 1 PETRCLEOS MEXICANOS, EL PETROLEO, P.2, BIBLIOTECA CENTRAL, MEXICO, 1971.
- 2 KATZ D.L., D. CORNELL, R. KOKA YASHI, F.H. POETTMANN, J. A. VARY, J.R. ELENBAAS, C.F. WEINAUG, HANDBOOK NATURAL GAS ENGINEERING, P. 352, MC GRAW - HILL BOOK COMPANY, INC., YORK, Pa. E.U.A. 1959.
- 3 PETROLEOS MEXICANOS, GENERALIDADES DEL PROYECTO DE CONSTRUCCION DEL GASODUCTO CACTUS - REYNOSA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO, 1977.
- 4 PETROLEOS MEXICANOS, GASODUCTO TRONCAL SUR-NORTE. CACTUS-REYNOSA. MEMORIA JUSTIFICATIVA. BIBLIOTECA CENTRAL. MEXICO 1977.
- 5 MC CASLIN J.C., "NATURAL GAS; HOW MUCH NOW AND HOW MUCH - DOWN TH LINE", THE OIL AND GAS JOURNAL, ABRIL 17, (1972) - PAG 67.
- 6 MC CLURE G.M. Y L.K. JACKSON, "SLAK IN BURIED PIPELINES", THE OIL AND GAS JOURNAL, MARZO 22 (1951), PAG. 86.
- 7 KARGE F., "TEMPERATURE EXPANSION AND CONTRACTION STRESSES IN BURIED PIPELINES", THE PETROLEUM ENGINEER, OCTUBRE (1952) PAG. D-42.
- 8 ABBAS F., "GAS COOLING IMPROVES IGAT SYSTEM PERFORMANCE". PIPELINE INDUSTRY, NOVIEMBRE (1977), PAG. 85.
- 9 COLORADO INTERSTATE COMPANY, "HOW SEASONAL TEMPERATURES - AFFECT HEAT - TRANSFER COEFFICIENTS FOR A BURIED PIPELINE" THE OIL AND GAS JOURNAL, DICIEMBRE 28 (1964), PAG. 159.
- 10 HAYNES CH.D., "CALCULATING TEMPERATURE PROFILE ALONG A BURIED GAS PIPELINE". PIPELINE AND GAS JOURNAL", MAYO (1974) PAG. 48.
- 11 DODGE B.F. CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS, PAG. 154. MC GRAW - HILL BOOK CO., 1944.
- 12 HAYNES Ch. D. LOC. CIT.
- 13 SCHORRE Ch. E., "HERE'S HOW TO CALCULATE FLOW TEMPERATURES IN A GAS PIPELINE", THE OIL AND GAS PIPELINE, SEPTIEMBRE - 27 (1954), PAG. 66.
- 14 FORREST J.A., "INTERPRETING THE SCHORRE GAS TEMPERATURE - EQUATION", PIPELINE INDUSTRY, FEBRERO (1978) PAG. 58.
- 15 BUTHOD P., G. CASTILLO Y R.E. THOMPSON, "HOW TO USE COMPUTERS TO CALCULATE HEAT, PRESSURE IN BURIED PIPELINES", THE OIL AND GAS JOURNAL, MARZO 8 (1971) PAG. 57.
- 16 AMERICAN GAS ASSOCIATION, GAS ENGINEERING HANDBOOK, FUEL GAS ENGINEERING PRACTICE, PAG. 819. THE INDUSTRIAL PRESS, NUEVA YORK, 1966.

- 17 POPAN V.A. "HOW TO CALCULATE PRESSURE DROP IN COMPRESSOR STATION PIPING". PIPELINE AND GAS JOURNAL, MAYO (1977) PAG. 29.
- 18 TSO P.K.S., "GRAPHS AID NATURAL GAS PIPELINE DESIGN", THE OIL AND GAS JOURNAL, MAYO 22 (1972), PAG. 57.
- 19 LUDWIG E.E. APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETRO-CHEMICAL PLANTS. VOL 2, GULF PUBLISHING COMPANY, HOUSTON, TEXAS, E.U.A. (1964).
- 20 KERN D.Q. PROCESS HEAT TRANSFER, PAG. 158, INTERNATIONAL STUDENT EDITION, MC GRAW-HILL KOGAKUSHA, TOKIO, JAPON.
- 21 MEYTSAR J. "ESTIMATE COOLING TOWER REQUIREMENTS", HYDROCARBON PROCESSING, NOVIEMBRE (1978) PAG. 238.
- 22 BROWN R. "DESIGN OF AIR COOLED EXCHANGER. A PROCEDURE FOR PRELIMINARY ESTIMATES", CHEMICAL ENGINEERING, MARZO 27, (1978), PAG. 108.
- 23 BUTHOD P.G. CASTILLO Y R.E. THOMPSON, LOC. CIT.
- 24 KWO, S.S. NUMERICAL METHODS AND COMPUTERS. PAG. 133. ED. MC GRAW - HILL. NUEVA YORK (1968).
- 25 JOHNSON D.W. Y C.P. COLVER. "MIXTURE PROPERTIES BY COMPUTER PART 1", HYDROCARBON PROCESSING, VOL 47. NO. 12 (1968). PAG. 79.
- 26 JOHNSON D.W. Y C.P. COLVER "MIXTURE PROPERTIES BY COMPUTER. PART 2", HYDROCARBON PROCESSING, VOL. 48, NO.1 (1969) PAG. 127.
- 27 JOHNSON D.W. Y C.P. COLVER. "MIXTURE PROPERTIES BY COMPUTER PART 3". HYDROCARBON PROCESSING, VOL. 48, NO. 2 (1969) PAG. 141.
- 28 COOPER H.W. Y J.C. GOLDFRANK, "BWR CONSTANTS AND NEW CORRELATIONS," HYDROCARBON PROCESSING, VOL. 46. NO. 12 (1967) - PAG. 141.
- 29 YVAN S.C. Y Y.I. MOK. "NEW LOOK AT HEAT CAPACITY PREDICTION. "HYDROCARBON PROCESSING, VOL. 47. NO. 3 (1968) PAG. 133.
- 30 KERN D.Q. LOC. CIT.

ANEXOS

ANEXO I

TEMPERATURA DEL SUELO

TEMPERATURA DEL SUELO A LO LARGO DEL TRAZO DE LA LINEA

LOCALIZACION	FECHA	TEMP. SUELO °C	TEMP. AMB. °C	ALTITUD MTS	TIPO DE SUELO	HORA
CACTUS	6/21/77	30.5	32	16.75	Barro arenoso y lodoso	1:00 p.m.
2/KM AL SUR DE LA ESTACION 2-A	6/21/77	27.2	36	15.25	Arcilla lodosa y arenosa	3:15 p.m.
3/KM AL SUR DE LA ESTACION 2	6/21/77	28.9	33	30.5	Barro sucio y arenoso	5:30 p.m.
RIVERA OCCIDENTAL DEL RIO COATZACOALCOS	6/22/77	30.0	34	15.25	Arena húmeda	10:10 a.m.
CHACALAPA	6/22/77	29.7	33	15.25	Arcilla arenosa y lodosa	12:30 p.m.
CERCA DEL RIO MICHAPAN	6/22/77	28.3	36	186.02	Arcilla húmeda	1:00 p.m.
CERCA DE LA ESTACION 4 (CD. PEMEX - MEXICO	6/22/77	27.8	36	73.2	Arcilla lodosa	1:30 p.m.
CERCA DEL LAUREL	6/22/77	30.6	38	70.15	Arcilla seca	3:00 p.m.
ALVARADO	6/22/77	29.7	32	30.50	Arenoso	3:45 p.m.
CERCA DE VERACRUZ	5/23/77	30.2	34	24.4	Arcilla seca	2:15 p.m.
APROXIMADAMENTE EN EL KM 283 DEL TRAZO DE LA LINEA	5/24/77	29.1	20	6.10	Arcilla arenosa y húmeda	10:30 a.m.
APROXIMADAMENTE EL KM 312 DEL TRAZO DE LA LINEA	5/24/77	30.0	34	76.25	Arcilla rocosa y húmeda	11:15 a.m.
APROXIMADAMENTE EN EL KM 364 DEL TRAZO DE LA LINEA	5/24/77	27.5	34	45.75	Arcilla gruesa	12:00 hrs.
CERCA DE NAUTLA	6/24/77	27.5	32	9.15	Arcilla gruesa	12:30 p.m.

LOCALIZACION	FECHA	TEMP. SUELO °C	TEMP. AMB. °C	ALTITUD MTS	TIPO DE SUELO	HORA
CERCA DE GUTIERREZ-ZA-MORA	6/24/77		31	6.1	Barro arenoso	1:05 p.m.
TUXPAN	6/25/77	30.0	34	4.50	Barro arenoso	1:45 p.m.
CERCA DE TAMIAHUA	6/25/77	29.4	31	4.58	Suelo pantanoso y pegajoso	8:15 a.m.
CERCA DE CEBADILLA	6/25/77	28.3	32	24.4	Arcilla arenosa	9:00 a.m.
LA LAJA	6/25/77	28.6	35	4.575	Arcilla arenosa	9:30 a.m.
CERCA DE PUNTA DE GUZMAN	6/25/77	28.3	32	30.5	Suelo pegajoso y húmedo	10:45 a.m.
TAMPICO	6/25/77	28.6	32	32.02	Suelo pegajoso y húmedo	11:15 a.m.
CERCA DE SAN ESTEBAN	6/26/77	28.0	33	113.95	Suelo pegajoso y húmedo	10:30 a.m.
SOTO LA MARINA	6/26/77	26.9	35	30.3	Suelo pegajoso y húmedo	11:20 a.m.
CERCA DEL ENCINAL	6/26/77	28.8	35	189.1	Barro arenoso	12:20 p.m.
(ARIDO CON CACTUS ENTRE ESTOS DOS PUNTOS)						
SAN FERNANDO	6/26/77	26.7	38	61.0	Suelo pegajoso y húmedo	12:50 p.m.
5/KM AL SUR DE STA. ISABEL	6/26/77	28.9	36	85.4	Suelo	1:45 p.m.
16/KM AL SUR DE REYNOSA	6/26/77	29.1	36	76.25	Suelo	2:20 p.m.

ANEXO II

MODELO DE INTEGRACION NUMERICA PARA LA OBTENCION DE LOS PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION PARA GASES EN LINEAS ENTERRADAS

- A) ECUACIONES BASICAS
 - 1. BALANCE DE ENERGIA TERMICA
 - 2. BALANCE DE ENERGIA MECANICA
 - 3. ECUACION DE CONTINUIDAD

- B) EVALUACION DE LOS TERMINOS EMPLEADOS EN LAS ECUACIONES BASICAS.

- C) RESOLUCION DE LAS ECUACIONES POR INTEGRACION NUMERICA.

A) ECUACIONES BASICAS

Para la resolución del modelo de integración numérica²³, se consideran tres ecuaciones en forma diferencial. Estas ecuaciones son:

1. Balance de Energía Térmica. El balance microscópico de energía a régimen permanente está dado por:

$$\Delta \left(\hat{U} + p\hat{V} + \frac{1}{2} U^2 + \hat{\Phi} \right) = \hat{Q} - W \quad (1)$$

donde:

- \hat{U} = energía interna total por unidad de masa de fluido.
- p = presión del sistema en un punto dado.
- \hat{V} = Volumen específico del fluido.
- U = velocidad promedio.
- $\hat{\Phi}$ = Energía potencial por unidad de masa de fluido.
- \hat{Q} = Calor adicional al sistema por unidad de masa de fluido.
- W = Cantidad de trabajo hecho por el sistema por unidad de masa del fluido, para transportarlo del punto 1 al 2.

De esta ecuación, por estar determinándose el balance de energía térmica, eliminamos W , o sea, no se realiza ningún trabajo sobre el sistema.

Si consideramos que no hay cambios de energía potencial ya sea porque las variaciones de elevación y que la densidad del fluido sean pequeñas, podemos eliminar el término de energía potencial $\hat{\Phi}$. La cantidad $U + PV$ se le denomina entalpía por unidad de masa y se expresa con la letra H .

Expresando la ecuación de balance macroscópico de energía en forma diferencial y haciendo las simplificaciones anteriores tenemos:

$$dH + d\left(\frac{u^2}{2}\right) = Q \quad (2)$$

La entalpía es una función de la presión y la temperatura por lo que se diferenciamos tenemos:

$$H = f (T, p) \quad (3)$$

$$\left(\frac{\delta H}{\delta T}\right) dT + \left(\frac{\delta H}{\delta P_T}\right) dp + u du = d Q \quad (4)$$

dividiendo por dx (diferencial de longitud) tenemos:

$$\left(\frac{\delta H}{\delta T}\right) \frac{dT}{dx} + \left(\frac{\delta H}{\delta P_T}\right) \frac{dP}{dx} + u \frac{du}{dx} = \frac{d\hat{Q}}{dx} \quad (5)$$

el término dQ/dx es la cantidad de calor transferida por unidad de longitud y de masa de fluido cuando éste se mueve a lo largo de la tubería. Esta energía es la que se transmite entre el gas y el terreno debido a sus diferencias de temperatura. En el artículo original de Buthod y Castillo, los autores igualan esta energía con el término siguiente:

$$- \frac{dQ}{dx} = \frac{2 \pi K (T - T_g)}{W \ln \left[\frac{2h + \sqrt{4h^2 - D_o^2}}{D_o} \right]} \quad (6)$$

donde:

- k = Conductividad del terreno
- T = temperatura de flujo del gas
- T_g = Temperatura del terreno
- w = Gasto másico de gas

h = profundidad a la línea central de la tubería enterrada.

D_o = diámetro exterior de la tubería.

Los autores explican que el coeficiente de transferencia de calor es función de la profundidad a la que se haya la tubería.

Si consideramos que el término que contiene la profundidad de enterrado de la línea está afectando la diferencia de temperatura entre el gas y el terreno, podemos estudiar su efecto en la transferencia de calor.

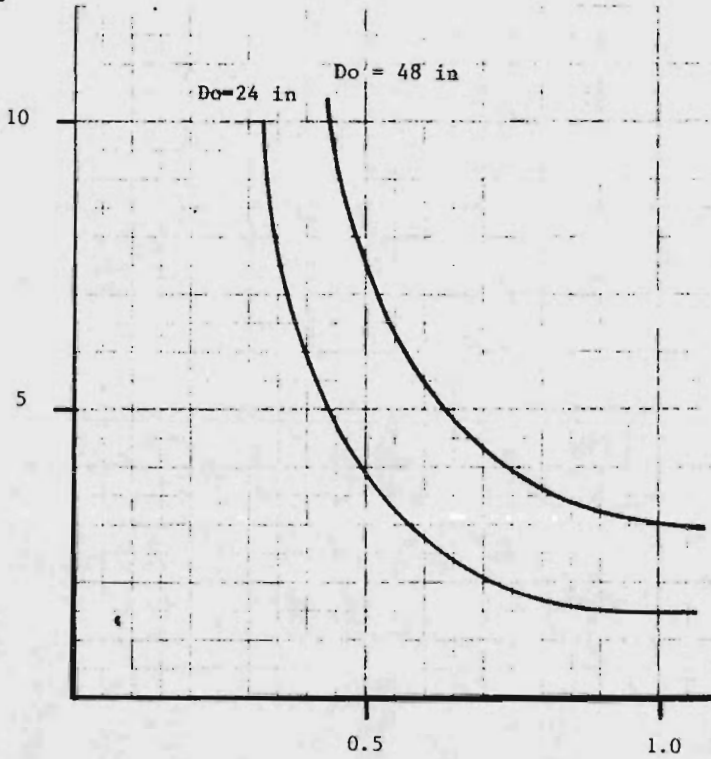
Si graficamos para diferentes profundidades el efecto que tiene el término de la profundidad en la diferencia de temperatura entre el gas y el terreno y definimos E como la relación entre la diferencia de temperatura a una profundidad dada en relación a la diferencia a una profundidad base (3 y 1.5 ft), tenemos la gráfica que se presenta en la figura I-1.

En la figura se puede observar que conforme aumenta la profundidad la diferencia de temperatura se hace menor con respecto a la profundidad tomada como base, o sea E se hace menor. Si consideramos que la temperatura del gas se mantiene constante, lo que quiere decir que E disminuya es que la temperatura del suelo se hace mayor, o sea se acerca más a la temperatura del gas.

Esto coincide con la tabla que han presentado Zaba y Doherty (tabla 5.1), la que se ha graficado en la figura I-2. Como se puede observar, al aumentar la profundidad aumenta la diferencia de temperatura entre el terreno y la atmósfera. O sea, si se fija la temperatura atmosférica, la correspondiente al terreno aumenta con la profundidad. Esto es verdadero únicamente para los meses de invierno, ya que en el verano, la temperatura del suelo es me-

PROFUNDIDAD

ft



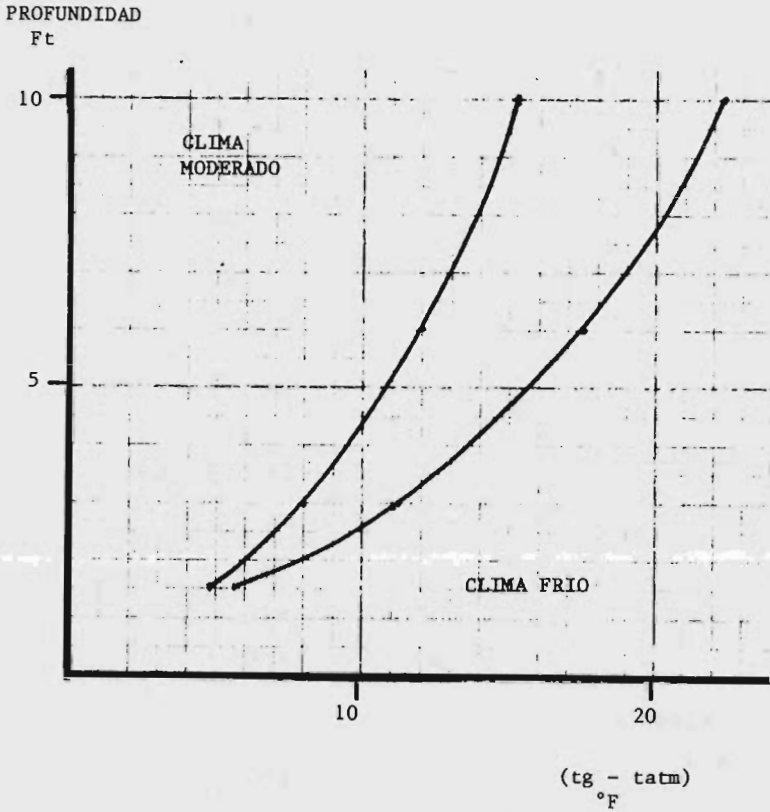
$$E = \frac{\Delta T_{\text{modelo}}}{\Delta T_{3,5}}$$

TEMPERATURA DEL SUELO

Figura I-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.



REFERENCIA: CALCULATING TEMPERATURE PROFILE
ALONG A BURIED PIPELINE.
HAYNES, CHARLES D.
PIPELINE AND GAS JOURNAL
MAYO 1974

nor que la atmosférica.

Para los fines del presente trabajo, en el que no se contempla el estudio del efecto de la profundidad en la transmisión de calor en una línea del gas enterrada, el término de transferencia de calor se expresó de la siguiente manera:

$$- Q = UA (T - T_g) \quad (7)$$

$$- dQ = U \pi D_o (T - T_g) dx \quad (8)$$

$$- \frac{dQ}{dx} = \frac{U \pi D_o}{W} (T - T_g) \quad (9)$$

en donde la temperatura del suelo fue determinada a la profundidad de la línea central de la tubería. Al considerarlo de esta manera, el coeficiente global de transferencia de calor incluye todas las resistencias en la transferencia de calor.

En base a que el diseño de los equipos se realiza considerando las condiciones más críticas en el estudio de las temperaturas del gas se consideraron los meses de mayor temperatura, por lo que el término que contiene a la profundidad se sustituyó por la ecuación 9.

El cálculo de U se realiza suponiendo este coeficiente y comprobando la suposición con los datos de temperatura de succión y descarga de líneas de gas en operación.

En resumen, la ecuación del balance de energía térmica en forma diferencial es:

$$\left(\frac{\delta H}{\delta T} \right)_p \frac{dT}{dx} + \left(\frac{dH}{dP} \right)_T \frac{dp}{dx} + u \frac{du}{dx} = - \frac{U \pi D_o}{W} (T - T_g) \quad (10)$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_p \frac{dT}{dx} + \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_T \frac{dp}{dx} + u \frac{du}{dx} = \frac{U \tau_w D_o}{W} (T - T_g)$$

2. Balance de Energía Mecánica.

Esta ecuación es la conocida como ecuación de Bernoulli que en su forma diferencial se expresa:

$$d\left(\frac{1}{2} u^2\right) + d\hat{\Phi} + v dP + \hat{W} + \hat{E}_v = 0 \quad (11)$$

donde: \hat{W} = trabajo realizado por el fluido por unidad de masa.

E_v = Energía perdida por fricción tiene la siguiente expresión:

$$E_v = \frac{2fu^2}{D_i} \quad (12)$$

donde:

D_i = diámetro interior de la tubería

u = velocidad del fluido.

f = factor de fricción.

Para la estimación del factor de fricción, se utilizó la relación desarrollada por AGA. Esta relación es válida para flujo completamente turbulento y tiene la característica de que sólo depende de la rugosidad relativa.

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 4 \log. \left(\frac{3.7 D_i}{K} \right) \quad (13)$$

donde:

D_i = diámetro interior del tubo.

K = rugosidad de la pared del tubo.

El valor dado a la rugosidad K fue de 0.0004 in. que está basado en las propiedades del recubrimiento aplicado interiormente a la tubería.

3. Ecuación de Continuidad. La tercera empleada es la ecuación de continuidad expresada de tal forma que relacione a la velocidad con la temperatura y presión:

$$d S u = w \quad (14)$$

donde:

S = Area de flujo.

u = velocidad promedio del gas

d = densidad del fluido.

W = gasto másico

Expresando $Pv = n R Tz$ para densidad:

$$d = \frac{n}{v} = \frac{P}{RTz} = f(P, T) \quad (15)$$

De la ecuación (14):

$$u = \frac{w}{dS}, \quad u = f(P, T) \quad (16)$$

Diferenciando:

$$du = \frac{w}{S} \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{d} \right)_p dT + \frac{d}{dP} \left(\frac{1}{d} \right)_T dP \right] \quad (17)$$

pero:

$$\frac{\delta}{\delta T} \left(\frac{1}{d} \right)_P = \left(\frac{T}{P} \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P - \frac{Z}{P} \right) R \quad (18)$$

$$\frac{\delta}{\delta P} \left(\frac{1}{d} \right)_T = R \left(\frac{T}{P} \left(\frac{\delta Z}{\delta P} \right)_T - \frac{TZ}{P^2} \right) \quad (19)$$

Sustituyendo estas expresiones en la ecuación 17, aplicando $T = P/RdZ$ y $P = TRdZ$ y dividiendo entre dx , tenemos:

$$\frac{du}{dx} = - \frac{w}{sd} \left[\left(\frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\delta Z}{\delta P} \right)_T \right) \frac{dP}{dx} - \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{Z} \left(\frac{\delta Z}{\delta T} \right)_P \right) \frac{dT}{dx} \right] \quad (20)$$

B) Evaluación de los Términos Empleados en las Ecuaciones Básicas.

Para resolver las ecuaciones diferenciales de los diferentes balances es necesario evaluar los términos de éstas. Se analizarán los términos de cada ecuación por separado.

a) Ecuación de balance térmico. Para esta ecuación es necesario evaluar: $\left(\frac{\delta H}{\delta T} \right)_P$ y $\left(\frac{\delta H}{\delta P} \right)_T$

De la definición de entalpía se tiene:

$$H = E + PV \quad (21)$$

Para un proceso a presión constante

$$\Delta H = Q_p \quad (22)$$

donde Q_p es el calor transferido.

Dado que H es una función de estado, dH es una diferencial exacta, por lo que puede expresarse.

$$H = f(T, P)$$

$$dH = \left(\frac{\delta H}{\delta T}\right)_P dT + \left(\frac{\delta H}{\delta P}\right)_T dP \quad (23)$$

y para un proceso a presión constante

$$dH = dQ = \left(\frac{\delta H}{\delta T}\right)_P dT \quad (24)$$

la relación $\frac{dQ}{dT}$ es conocida como capacidad calorífica a presión constante. Por definición:

$$C_p \equiv \frac{dQ_p}{dT} = \left(\frac{\delta H}{\delta T}\right)_P \quad (25)$$

De esta manera el término $\left(\frac{\delta H}{\delta T}\right)_P$ puede ser calculado evaluando la capacidad calorífica (C_p) del fluido a las condiciones de trabajo.

Para el cálculo de $\left(\frac{\delta H}{\delta P}\right)_T$ consideramos que

$$T \left(\frac{\delta S}{\delta P}\right)_T = \left(\frac{\delta H}{\delta P}\right)_T - V ; \quad V = \frac{1}{d} \quad (26)$$

y que

$$\left(\frac{\delta S}{\delta P}\right)_T = -\left(\frac{\delta V}{\delta T}\right)_P \quad (27)$$

aplicando la ley de los gases ideales y despejando el volumen molar tenemos:

$$V = \frac{RTz}{P} \quad (28)$$

diferenciando con respecto a la temperatura:

$$\left(\frac{\delta V}{\delta T}\right)_P = \frac{R}{P} \left(z + T \left(\frac{\delta z}{\delta T}\right)_P \right) \quad (29)$$

Sustituyendo v y $\left(\frac{\delta v}{\delta T}\right)_P$ tenemos:

$$- \frac{TR}{P} \left(z T \left(\frac{\delta z}{\delta T} \right)_P \right) + \frac{RTz}{P} = \left(\frac{\delta H}{\delta P} \right)_T \quad (30)$$

$$\left(\frac{\delta H}{\delta P} \right)_T = \frac{RT^2}{P} \left(\frac{\delta z}{\delta T} \right)_P \quad (31)$$

Del cálculo de z y del C_p y de $\left(\frac{\delta z}{\delta T}\right)_P$ se hablará más adelante al tratar lo referente a la ecuación de estado (Anexo III).

b) Ecuación del Balance Mecánico de Energía. Esta ecuación requiere de la densidad (d) y del factor de fricción (f). El cálculo de la densidad se tratará al referirse a la ecuación de estado. El factor de fricción se obtuvo utilizando una rugosidad específica para el tipo de recubrimiento interior utilizado fue obtenido de las especificaciones del proyecto.

c) Ecuación de Continuidad. Requiere de la densidad (d), del factor de compresibilidad (z) y de los términos $\left(\frac{\delta H}{\delta T}\right)_P$ y $\left(\frac{\delta H}{\delta P}\right)_T$. Estos términos requieren de la ecuación de estado para poder ser calculados.

C) RESOLUCION DE LAS ECUACIONES POR INTEGRACION NUMERICA.

Las tres ecuaciones diferenciales que se emplean para obtener los perfiles de temperatura y presión (balance de energía térmica, balance de energía mecánica y ecuación de continuidad), se pueden expresar como una matriz de la siguiente forma:

$$(1) \quad a_{11} \frac{dT}{dx} + a_{12} \frac{dP}{dx} + a_{13} \frac{du}{dx} = b_1 \quad (32)$$

$$(2) \quad a_{21} \frac{dT}{dx} + a_{22} \frac{dP}{dx} + a_{23} \frac{du}{dx} = b_2 \quad (33)$$

$$(3) \quad a_{31} \frac{dT}{dx} + a_{32} \frac{dP}{dx} + a_{33} \frac{du}{dx} = b_3 \quad (34)$$

donde:

$$a_{11} = \left(\frac{\delta H}{\delta T} \right)_P = C_{pm}$$

$$a_{12} = \left(\frac{\delta H}{\delta P} \right)_T = \frac{RT^2}{P M} \left(\frac{\delta z}{\delta T} \right)_P$$

$$a_{13} = u$$

$$a_{21} = 0$$

$$a_{22} = \frac{1}{d.s.M}$$

$$a_{23} = u$$

$$a_{31} = \frac{w}{d.s.M} \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{z} \left(\frac{\delta z}{\delta T} \right)_P \right]$$

$$a_{32} = \frac{w}{d.s.M} \left[\frac{1}{P} + \frac{1}{z} \left(\frac{\delta z}{\delta P} \right)_T \right]$$

$$a_{33} = 1$$

$$b_1 = - \frac{2fU^2}{Di}$$

$$b_2 = \frac{U \eta Do}{w} \left[T(x) - T_g \right]$$

$$b_3 = 0$$

4.- Se calculan los nuevos valores de T, P y V de la siguiente manera:

$$T_2 = T_1 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{dT}{dx} \right)_2$$

$$P_2 = P_1 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{dP}{dx} \right)_2$$

$$u_2 = u_1 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{du}{dx} \right)_2$$

5.- Con los valores obtenidos de T_2 , P_2 y u_2 se calculan las a's y las b's. Se resuelven simultáneamente las ecuaciones (37), (38) y (39).

Los valores obtenidos se denominan:

$$\left(\frac{dT}{dx} \right)_3, \quad \left(\frac{dP}{dx} \right)_3 \quad \text{y} \quad \left(\frac{du}{dx} \right)_3$$

6.- Se calculan los nuevos valores de T, P y u:

$$T_3 = T_2 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{dT}{dx} \right)_3$$

$$P_3 = P_2 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{dP}{dx} \right)_3$$

$$u_3 = u_2 + \frac{Ax}{2} \left(\frac{du}{dx} \right)_3$$

7.- Con los valores de T_3 , P_3 y u_3 se calculan las a's y las b's.

Se resuelven las ecuaciones (32), (33) y (34) simultáneamente. Los valores obtenidos se denominan:

$$\left(\frac{dT}{dx} \right)_4, \quad \left(\frac{dP}{dx} \right)_4 \quad \text{y} \quad \left(\frac{du}{dx} \right)_4$$

El procedimiento consiste en la resolución simultánea de las ecuaciones (32), (33) y (34) y una integración por el método Runge-Kutta de cuarto orden. La técnica es:

1.- De las condiciones de entrada a la tubería (presión, temperatura y gasto volumétrico,) se evalúan todas las *a*'s y las *b*'s. A continuación se resuelven simultáneamente las ecuaciones (32), (33) y (34) obteniéndose los valores iniciales de las derivadas denotándolas:

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_1, \left(\frac{dP}{dx}\right)_1 \text{ y } \left(\frac{du}{dx}\right)_1$$

2.- Se calculan los nuevos valores T, P y u de la siguiente manera:

$$T_1 = T_i + \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{dT}{dx}\right)_1 \tag{34}$$

$$P_1 = P_i + \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{dP}{dx}\right)_1 \tag{35}$$

$$u_1 = u_i + \frac{\Delta x}{2} \left(\frac{du}{dx}\right)_1 \tag{36}$$

donde el subíndice i se refiere a las condiciones iniciales al incremento *x*.

3.- Con los valores obtenidos de T, P y u, se calculan las *a*'s y las *b*'s. Se resuelven las ecuaciones (32), (33) y (34) simultáneamente, obteniéndose los valores de:

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_2, \left(\frac{dP}{dx}\right)_2 \text{ y } \left(\frac{du}{dx}\right)_2$$

8.- Del método de integración Runge-Kutta de cuarto orden, los valores de las variables independientes al final del incremento son:

$$T_{i+1} = T_i + \frac{\Delta x}{6} \left[\left(\frac{dT}{dx} \right)_1 + 2 \left(\frac{dT}{dx} \right)_2 + 2 \left(\frac{dT}{dx} \right)_3 + \left(\frac{dT}{dx} \right)_4 \right] \quad (37)$$

$$P_{i+1} = P_i + \frac{\Delta x}{6} \left[\left(\frac{dP}{dx} \right)_1 + 2 \left(\frac{dP}{dx} \right)_2 + 2 \left(\frac{dP}{dx} \right)_3 + \left(\frac{dP}{dx} \right)_4 \right] \quad (38)$$

$$u_{i+1} = u_i + \frac{\Delta x}{6} \left[\left(\frac{du}{dx} \right)_1 + 2 \left(\frac{du}{dx} \right)_2 + 2 \left(\frac{du}{dx} \right)_3 + \left(\frac{du}{dx} \right)_4 \right] \quad (39)$$

donde el valor de $i + 1$ denota el valor al final del incremento.

Los pasos del 1 al 8 se repiten hasta que la suma de los incrementos alcanza la distancia a la que está la siguiente estación de compresión.

Para integrar este procedimiento al programa principal, se utilizó al subprograma presentado por Kuo, Shan Sun.²⁴

ANEXO III

ECUACION DE ESTADO

ECUACION DE ESTADO

Para el cálculo de algunos términos de las ecuaciones diferenciales a resolver, se requiere de una ecuación de estado que relacione presión, volumen y temperatura. Para este fin se utilizó la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin (BWR).

Basados en esta ecuación se encuentran en la literatura programas de computadora que calculan diferentes propiedades tales como densidad,²⁵ entalpía,²⁶ capacidad calorífica,²⁶ viscosidad,²⁷ conductividad térmica y difusividad.²⁷

La ecuación BWR tiene la siguiente forma:

$$P = RTd + \left(BoRT - Ao - \frac{Co}{T^2}\right) d^2 + (bRT - a) d^3 + a (ALPH) d^6 + \frac{Cd^3}{T^2} (1 - (GAM) d^2) \exp(-GAM d^2) \quad (1)$$

donde:

- P = Presión absoluta
- T = Temperatura absoluta
- R = Constante de los gases
- d = densidad

Ao, Bo, Co,
a, b, c, ALPH
y GAM = Constantes

Las constantes para compuestos puros han sido tabulados por Cooper y Gold-frank.²⁸

Para mezclas, las constantes se calculan de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} Ao &= \left[\sum X_i (Aoi)^{1/2} \right]^2 & a &= \left[\sum X_i (ai)^{1/2} \right]^2 & ALPH &= \left[\sum X_i (ALPH)^{1/2} \right]^2 \\ Bo &= \sum H_j Boi & b &= \left[\sum X_i (bi)^{1/3} \right]^3 & GAM &= \left[\sum X_i (GAM)^{1/2} \right]^2 \\ Co &= \left[\sum X_i (Coi)^{1/2} \right]^2 & c &= \left[\sum X_i (Ci)^{1/3} \right]^3 \end{aligned} \quad (2)$$

donde X_i es la fracción mol del componente i :

Otra forma de expresar la ecuación es la siguiente:

$$Z = 1 + \left(B_0 - \frac{A_0}{RT} - \frac{C_0}{RT^3} \right) d + \left(b - \frac{a}{RT} \right) d^2 + \frac{a(\text{ALPH})}{RT} \cdot d^5 + \frac{Cd^2}{RT^3} \quad (3)$$

$$(1 + (\text{GAM}) d^2) \text{EXP} (- \text{GAM} d^2)$$

donde Z es el factor de compresibilidad

Cálculo de densidad.- Para calcular la densidad de la mezcla gaseosa, se requieren las constantes de la ecuación BWR. Una vez calculadas éstas, se procede a suponer densidades hasta que se satisfaga la ecuación. En un principio se supone una densidad $d=0$ y se van haciendo incrementos de 0.1 moles/lit hasta que se rebasa el valor de la presión calculada con la ecuación BWR, a la que se está calculando la densidad, entonces se reduce el valor de la densidad en 0.001 moles/lit hasta que la presión calculada difiera menos de 0.0001 atm. de la presión de trabajo. El programa de computadora que realiza este procedimiento se encuentra disponible en la literatura.²⁹

Cálculo de la capacidad calorífica a presión constante.- La capacidad calorífica de una mezcla es función de la presión y la temperatura. La capacidad calorífica de una mezcla a la temperatura T y a la presión P puede presentarse como:

$$C_{pm}(T,P) = \sum_{i=1}^n X_i C_{pi}^0(T,0) - C_{pm}^D(T,P) \quad (4)$$

donde todos los $C_{pi}(T, 0)$ se refieren al mismo estado de referencia. El término $C_{pm}^D(T, P)$, es la contribución isotérmica a la capacidad calorífica ya que corrige la capacidad calorífica de la mezcla de la presión cero ($C_{p_0}(T, 0)$) a la presión P ($C_{pm}(T, P)$).

Para el cálculo del término de capacidad calorífica a presión cero, se utilizó el modelo presentado por Yuan y Mok, que tiene la siguiente expresión.⁷

$$C_{p_0}^0 = A + B \text{ EXP} (- C / T^n)$$

donde:

$A, B, C, n = \text{constantes}$

$T = \text{Temperatura absoluta}$

El cálculo de la contribución isotérmica a la capacidad calorífica se realiza de la siguiente forma:

$$C_{pm}^D = \frac{A'}{B'} - C' + R$$

donde:

$$A' = f'(T, d, A_0, B_0, C_0, a, b, c, \text{ALPH y GAM})$$

$$B' = f''(T, d, A_0, B_0, C_0, a, b, c, \text{ALPH y GAM})$$

$$C' = f'''(T, d, A_0, B_0, C_0, a, b, c, \text{ALPH y GAM})$$

donde $A_0, B_0, C_0, a, b, c, \text{ALPH Y GAM}$ son las constantes para una mezcla de la ecuación de estado BWR. Para ser consistente, la densidad d debe ser calculada con la misma ecuación BWR.

Con estas ecuaciones se integró un programa de computadora que calcula la capacidad calorífica de una mezcla gaseosa a una temperatura T y a

una presión P. Para el término de la contribución isotérmica, ya se encuentra en la literatura un programa de computadora.²⁶

Cálculo de $\left(\frac{\delta Z}{\delta T}\right)_P$.- Se utilizó la ecuación que relaciona el factor de compresibilidad con las constantes de la ecuación BWR. Se calculó el factor de compresibilidad para una presión P y a una temperatura de $T+5.0^\circ\text{C}$ donde T es la temperatura a la cual se requiere en cálculo de $\left(\frac{\delta Z}{\delta T}\right)_P$.A continuación se calculó el mismo factor pero a una temperatura de $T-5.0^\circ\text{C}$ y a la misma presión. La derivada parcial se calculó de acuerdo a la definición de derivada que es: la función incrementada menos la función sin incrementar, todo esto dividido entre el incremento de la variable independiente. Para el cálculo de $\left(\frac{\delta Z}{\delta T}\right)_P$ tenemos:

$$\left(\frac{\delta Z}{\delta T}\right)_P = \frac{Z_{T+5.0} - Z_{T-5.0}}{10^\circ\text{K}} = \frac{1}{10^\circ\text{K}}$$

Cálculo de $\left(\frac{\delta Z}{\delta P}\right)_T$.- Se utilizó el mismo procedimiento que para calcular pero las variaciones que se hicieron fueron en la presión, sumando o restando una atm a la presión a la que se requería el cálculo de $\left(\frac{\delta Z}{\delta P}\right)_T$ y calculando el factor de compresibilidad. El cálculo final es el siguiente.

$$\left(\frac{\delta Z}{\delta P}\right)_T = \frac{Z_{P+1.0} - Z_{P-1.0}}{2.0} = \frac{1}{\text{ATM}}$$

ANEXO IV

**PROGRAMA PARA LA OBTENCION DE LOS
PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION
PARA GASES EN TUBERIAS ENTERRADAS**

- A) PROGRAMA PRINCIPAL
- B) SUBPROGRAMAS
 - 1. DENSIDAD
 - 2. CAPACIDAD CALORIFICA
 - 3. INTEGRACION RUNGE-KUTTA


```

C1=C.C
ALPH1=C.C
GAM1=C.C
DE=150.C
ASH=ACM+X(C)*SCLT(AC(J))
ECH=ECM+X(C)*SCLT(EU(J))
CCM=CCM+X(C)*SCLT(CC(J))
AM=AM+X(C)*A(C)**(.33333333)
BM=BM+X(C)*B(C)**(.33333333)
CM=CM+X(C)*C(C)**(.33333333)
ALPHM=ALPH+X(C)*ALPH(C)**(.33333333)
GAMM=CALPH+X(C)*SCLT(GAM(J))
150
CENTI=OF
AM=AM*AI
CM=CM*CI
AP=AP*AI*AI
BP=BP*BI*BI
CP=CI*CI*CI
ALPHM=ALPH*AI*AI*AI
GAMM=CALPH*CAI*CAI
TC=(TOI-32.C)/1.8
IC=PCI/1.8
C*****CONDUCTIVITY=ADEN CAL/(CM*G*CM)
UNLT=CLT*100.36
C*****TEMPERATURE IN ALL SPOLE EN GRADUS CENTIGRADES
TC=(TGI-32.C)/1.8
C*****IC=UC/PLUG EN CENTIMETERS
IL=ILING*2.54
IR=IRAS*2.54
UL=ULING*2.54
RU=RUAS*2.54
C*****N=CASTIC IN GRADUS PER SECUNDE
C*****T=CASTIC IN LIBRAS PER HORA
C*****TEMPERATURE BASE = 20.C I = 15.5 C
C*****PRESSURE BASE = 1.00 ATM
PBASE=1.CC
IL=IRAS
I=IRAS
CALL DEFSI (DE,P,ADH,BEI,CONH,AP,BP,CP,ALPH1,GAMM,D)
DST=C
OFASC=O.I
1000
IL=C
IL=IRAS
WRITE(6,76) G11,EGLEIN,MI,TGI,CDING,ILING
WRITE(6,21)
QP=CP*777.78
W=C1*ES1E*1000.C
VY=W*7.325
DILP=PI*30.C
DILPSICL E1(3),Y(3),F(1)
I=3
I=C.C
IACU=C.C
I=1
Y(1)=T1*273.16
Y(2)=T1
AP=C.785*I*I
CALL DEFSI (TU,FC,ADH,BEI,CONH,AP,BI,CI,ALPH1,GAMM,D)
Y(3)=W*1000.C/(AP*I*PI)

```

```

411  P1=1000000.0
      L=3
      H=C
50  CALL FUOCE (P,ET,AY,AY1,AY2,AY3,AY4,AY5,AY6,AY7,AY8,AY9,AY10)
      TE=Y(1)-273.15
      P=Y(2)
      VE=Y(3)
      IF (P=1) GOTO 41,75
75  GO TO (100,500,997),L
100  K=1
407  CONTINUE
C**** CALCULO DE LAS DIFERENCIALES DEL FACTOR DE COMPRESIBILIDAD
      R=G.000000000
      TPA=TE+273.15
      TPL=TE+273.15
      TVL=TE+273.15
      CALL DENSIC (TE,PA,ADM,ADM,ADM,AM,BM,CM,ALPHA,GAMMA,D)
      CALL CEPE (TE,PA,ADM,ADM,ADM,AM,BM,CM,ALPHA,GAMMA,CCRP,D)
100  Z=ZL
C**** CALCULO DE Z
      ZPA=1.0+(C1-ADM/(R*TPA))-CBM/(R*TPA**3.0)+DME+(BM-AM/(R*TPA))*
100  DM1*CA+ZL*ALPH*DM1**5./R*TPA**3.0+CM*DM1**2.*(1.+GAM*DM1**2.0)
      ZPE=1.0+(C1-ADM/(R*TPA))-CBM/(R*TPA**3.0)+DME+(BM-AM/(R*TPA))*
100  DM1*CA+ZL*ALPH*DM1**5./R*TPA**3.0+CM*DM1**2.*(1.+GAM*DM1**2.0)
      ZT=1.0+(C1-ADM/(R*TVL))-CBM/(R*TVL**3.0)+DME+(BM-AM/(R*TVL))*
100  DM1*CA+ZL*ALPH*DM1**5./R*TVL**3.0+CM*DM1**2.*(1.+GAM*DM1**2.0)
      ZT=(ZPA+ZPE+ZT)/3.
      D=DM1
501  GO TO 202
C**** CALCULO DE ZP
401  PPA=P+1.0
      PPE=P-1.0
      CALL DENSIC (TE,PPA,ADM,ADM,ADM,AM,BM,CM,ALPHA,GAMMA,D)
      DPA=D
      ZPA=1.0+(C1-ADM/(R*TPA))-CBM/(R*TPA**3.0)+DPA+(BM-AM/(R*TPA))*
100  DM1*CA+ZL*ALPH*DM1**5./R*TPA**3.0+CM*DM1**2.*(1.+GAM*DM1**2.0)
      ZPE=1.0+(C1-ADM/(R*PPE))-CBM/(R*PPE**3.0)+DPE+(BM-AM/(R*PPE))*
100  DM1*CA+ZL*ALPH*DM1**5./R*PPE**3.0+CM*DM1**2.*(1.+GAM*DM1**2.0)
      DPA=D
      ZPA=(ZPA+ZPE)/2.
      D=DM1
C**** CALCULO DE LAS DIFERENCIALES
      TV=TE+273.15
      A11=CFRT/F
      A12=-1.087*TV*TV*(ZT/(P**1))
      A13=VE/41856276.9
      A21=0.0
      A22=1013003100.0/(P*PH)
      A23=VE1
      A31=-1.0*(1./C1*(1.+PH))*100.0*(1.0/TV+1.0*(ZT/Z))
      A32=(1.0000/(L*P**AF))*(1.0/P-DZP/Z)
      A33=1.0
      PRICCI=1.0/(4.0*ALOG10(3.7+IF/PDUG))**2.

```



```

103 IF (CIFE) 104,104,200
104 GO TC 207
106 CONTINUE
107 IF (CCEI - C.C.) 112,112,109
109 TIES = TIES - C.C.
CCEI = C.C. * CCI
GO TC 101
112 CONTINUE
TIE = TIE * 1.0
CCEI = TIE * 273.16
CALL TIE,SIC,CEN,PSUC,PH,DLX,CEN,AP,FI,CI,ALPHM,CAPM,D)
TSC = TSC
DSUC = L
Z1 = 1.0 + (CCEI - AGI / (R * TSC) - CCI / (R * TSC * 3.0)) * DSUC + (CI - AI / (R * TSC)) *
1DSUC * 2.0 + (ALPHM * DSUC + 5.0 / (R * TSC) + CH * DSUC * 2.0 * (1.0 + CAPM * DSUC * 2.0
2) * EXP(C - CALI * 1.5 / (C * 5.0)) / (R * TSC * 3.0)
TSC = TSC - 273.16
CALL TIE,SIC,CEN,PSUC,PH,DLX,CEN,AP,FI,CI,ALPHM,CAPM,D)
DLS = F
CEN = TIES / DSUC
EIE = ALPHM * CCEI / ALPHM * CCEI
CIFE = (CIFE - 1.0) / LHE
WRITE (6,444) CCI,FI
444 FORMAT (//,42X,20ULFICIEITL CAMBIO DE VCIUFM = 2,110.5)
LCT = C.C.
AP = C.CE * 87
FIHF = ALI * 2.1 * T1 + (CH * CCEI * 1.0) / (LCT * CCEI * D)
FLLF = 1.0
FLLF = FLLF * 2.0
BHP = C.CE * FLLF / (1.0 + BHP * IUI * PD / 1000000.0)
IF (LFF - 223.0 * C.C.) 2000,2000,2001
2001 FI = 1
2000 CONTINUE
CPI = CCI * (1.0 - CCEI * FLLF / 1000000.0)
WRITE (6,500) BHP,CR
590 FORMAT (//,42X,20ULFICIA REQUERIDA = 2,110.1,2 PH2, //,42X,20RELAC)
100 DE CCI,LS,OB = 2,110.3)
591 FORMAT (//,42X,20GASTO A LA SALIDA = 2,110.3, 2 MIPCR2)
TIESF = (TIES * 1.8) - 459.66
TIEHI = TIESI
IF (ILK(I) - 1) 372,371,1100
372 CONTINUE
DELTAT = C.C
TSAL = TIESI
GO TC 375
371 CONTINUE
IF (LRF - 2) 6000,6001,6002
6000 TSAL = 95.0
GO TC 6003
6001 TSAL = 110.0
GO TC 6003
6002 TSAL = 120.0
GO TC 6003
6003 CONTINUE
DELTAT = TIEHI - TSAL
IF (DELTAT) 3000,3000,3001
3000 TSAL = TIESF
DELTAT = C.C
DELTAF = C.C

```

```
0001 CONTINUE
DELTA=0.34
075 CONTINUE
Y(1)=(SAL+45S.6)/1.8
Y(2)=PDS-C.34C1- DELTA
TELU=Y(1)-273.16
CALL DEISI(TLU,C,Y(2),ALPHA,BU,CL,AP,BU,CM,ALPHA,CAMP,C)
IF(1-17) 320,300,300
600 W=1-C1-400.0
WRITE(6,321)
325 FLRAT(//,42X,2EXTRACCION DE 400 HMPD A CHINA2,//,42X,2DIAMETRO
1 EXTE=1 2, 242 112)
320 CONTINUE
H=C1+327.777*PSTI*PH
Y(3)=1+1000.0/(AM*PH)
FLR=FDPS*4.7
WRITE(6,592) DELTA,TELU,PDLK
592 FLRAT(//,42X,2CERRIA"ENTO =>,7X,Fc.2,2 GRALCS F2, //,42X,
2 ESCALGA =>,3X,Fc.2,2 GRALCS F2, //,42X,2PRESION DE
2 ESCALGA =>,3X,Fc.2,2 PSIAS)
BT=1000000.0
I=I+1
DELTA=0.00
DELTA=0.0
IC=C
J=C
WRITE(6,21)
599 IF(I-20) 601,602,602
601 CONTINUE
602 GO TO 41
601 C1=C1+1
CALL EXIT
C1=C1-1
IC=C
J=C
ENF=ENF+1
IF(ENF-4) 100,110,110
43 CONTINUE
110 STOP
END
```

B) SUBPROGRAMAS

1. DENSIDAD

```

SUBP E L T I M:  DE, SI (TE, F, AUI, PLP, CCH, AM, DE, CF, ALPH, GAM, D)
L=0.05205
IV=1E+25*.10
Z1=PI*F*TV-AM-CM/(TV*TV)
Z2=PI*F*TV-AM
Z3=AM*/LPH
L=0.0
COP=C.1
LPH=10.0
Z4=C.0001
101 IF (DIFFL-Z2) 12,112,102
102 DE 100 J=1,200
F=COP
F*CALC=I*TV*(1+1+D*Z1+Z2*D*L+D+Z3*F**6+(COP*D*D*D/(TV*TV))*C1.0+CAM)*
(1+D)*EXP(-CAM*D*D)
DIFFL=F-F*CALC
DIFFE=ABS(DIFFL)
103 IF (DIFFL) 104,104,106
104 GO TO 107
106 CONTINUE
107 IF (COP=C.0001) 112,112,109
109 L=0-CFL
COP=C.1+CFL
GO TO 101
112 CONTINUE
RETURN
END
```

2. CAPACIDAD CALORIFICA

```

SUPERFICIE CEPL ( TE, P, ALH, BEL, COI, AN, BK, CM, ALPH, GAM, NCCIP, D ,
1(CPITF)
11R(1)=R(4),R(4),C(4),X(4),CF(4)
DATA(C(1),I=1,4)/ (.9604,0.0383,0.0009,0.0004/
DATA(C(1),L(1),C(1),I=1,4 )/7.6250,25.6975,966.0691,9.0922,
147.5754,742.8386,10.9507,59.3497,654.6462,6.7107,9.8256,452.3801/
CFIC=C.CC
CFI=C.0
TV=TE+273.16
10 889 I=1,10 C,MP
CF(I)=A(I)+B(I)*I*EXP(-C(1)/TV)
CFI=X(CI)*CI(I)
CFIC=CFI+CFIC
200 CCONTI
I=C.9205
T2=TV+T1
T3=T2+T1
L2=L*2
L5=L2*0.5*F
LEX=EXP(-GALL*D2)
Z1=R+5.0*F*(3.0*CI*D/T3+BK*F*E2-2.0*CF*U2+(1.0+GAM*D2)*DEX/T3
Z2=R+TV+2.0*F*(3.0*CI*B*TV-ACH-CCF/T2)+3.0*D2*(CF*F*TV-AN)+6.0*AF*ALF
1LY+0.5+CI*CF*F/T3
Z3=6.0*CI*CF*F/T3
Z4=C.C*CF*(CF-1.0)/(T3*GAM)+3.0*CI*D2+1.0*BF)/T3
CFI=CFI+Z1+Z2+Z3+Z4
CFI=CFI*1.9807
CFITE=CFI+CFI
RETURN
END

```

3. INTEGRACION RUNGE - KUTTA

```
SUBROUTINE RUNGE(T,DT,X,Y,DY,F,L,H,J,IC)
DIMENSION Y(3),Y(3),F(21)
GO TO (100,110,300),L
100 GO TO (101,110),IG
101 J=1
L=2
DO 106 I=1,L
K1=I+3*I
K2=I+I
K3=I+I
F(K1)=Y(I)
106 F(K2)=DY(I)
GO TO 400
110 DO 111 I=1,L
K1=K
K2=I+5*I
K3=K2+K
K4=I+I
GO TO (111,112,113,114),I
111 F(K1)=F(I)*I
Y(K)=F(K4)+.5*F(K1)
GO TO 140
112 F(K2)=DY(I)*I
113 F(K3)=F(I)+I
GO TO 134
114 Y(K)=F(K4)+(F(K1)+2.*(F(K2)+F(K3))+DY(K)*DT)/6.
GO TO 140
124 Y(K)=.5*F(K2)
Y(K)=Y(K)+I*(K4)
GO TO 140
134 Y(K)=F(K4)+I*(K3)
140 CONTINUE
GO TO (170,180,170,180),J
170 I=I+DT, S=I+1
180 J=J+1
IF(J=4) GO TO 404,299
299 H=1
GO TO 400
300 IG=1
GO TO 405
404 IG=2
405 L=1
406 RETURN
END
```

ANEXO V

LOCALIZACION DE LOS EQUIPOS ENFRIADORES

ANEXO V

LOCALIZACION DE LOS EQUIPOS ENFRIADORES

ALTERNATIVA NUMERO	ESTACION DE COMPRESION																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1		o																
2								o										
3									o									
4										o								
5	o								o									
6	o									o								
7						o							o					
8							o							o				
9								o								o		
10			o						o				o					
11				o						o				o				
12					o						o					o		
13				o					o				o				o	
14			o			o				o			o				o	
15		o		o		o		o		o		o		o		o		o
16	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o	o

o ESTACION DE COMPRESION CON ENFRIAMIENTO

ANEXO VI

TEMPERATURA OPTIMA DE SALIDA
DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

Al usar agua como medio de enfriamiento para un trabajo dado, es posible utilizar grandes cantidades de agua y operar con un rango pequeño de temperatura o una pequeña cantidad con un rango grande.

El rango de temperatura afectará directamente el tamaño del equipo. Si se utiliza un rango pequeño en la temperatura del agua, se requerirán grandes cantidades con los consiguientes altos costos de operación pero, por otro lado, el área del equipo requerido es menor obteniéndose una reducción en los costos fijos. De aquí se desprende que hay una situación óptima entre los extremos que son: mucha agua y una superficie pequeña, y poca agua y una superficie grande.

En el siguiente desarrollo se tienen dos suposiciones básicas:

a) La presión de la línea de agua es suficiente para superar las caídas de presión del cambiador de tal manera que el costo del agua se relaciona con la cantidad usada.

b) El enfriador opera a contra corriente de tal manera que $t = \text{LMTD}$. Si el acercamiento es pequeño o hay un cruzamiento de temperatura, el desarrollo siguiente requiere la estimación de F_T el que multiplicará a la LMTD.

El costo total anual del cambiador será la suma del costo anual del agua y de los costos fijos, que incluyen mantenimiento y depreciación.

Si C_T es el costo total,

$$C_T = \left[\frac{\text{Costo del agua}}{\text{Kg}} \right] \left[\frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \right] \left[\text{horas anuales} \right] \\ + \left[\frac{\text{Costos anuales}}{\text{m}^2 \text{ de superficie}} \right] \left[\begin{array}{l} \text{m}^2 \text{ de superficie} \\ \text{de enfriamiento} \end{array} \right]$$

Considerando las ecuaciones

$$Q = WC (t_2 - t_1) = UA (\text{LMTD}) F_t$$

y resolviendo para W y para A tenemos:

$$W = \frac{Q}{c (t_2 - t_1)}$$

$$A = \frac{Q}{U (\text{LMTD})}$$

Sustituyendo en la ecuación de costo total:

$$C_T = \frac{Q \theta C_w}{c (t_2 - t_1)} + \frac{C_F Q}{U (LMTD) F_t}$$

donde:

- θ horas anuales de operación;
- C_w Costo del Agua/Kg
- C_f Costos anuales fijos/m²

Suponiendo U constante:

$$C_T = \frac{Q \theta C_w}{c (t_2 - t_1)} + \frac{C_F Q}{U \frac{(t_1 - t_2 - t_1)}{\ln (T_1 - t_2) / t_1}}$$

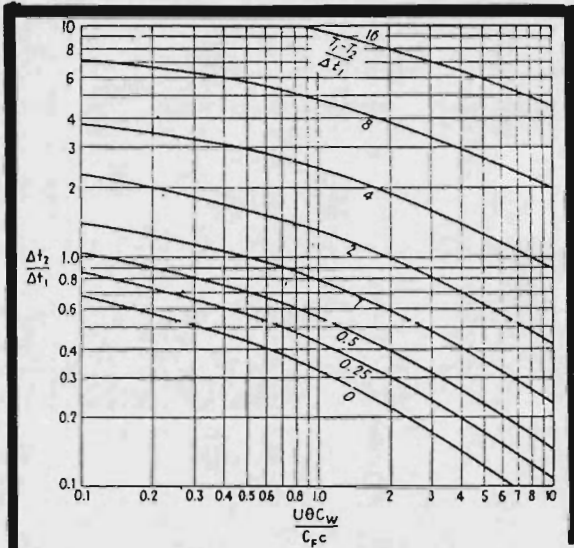
La condición óptima ocurre cuando el costo anual es mínimo, o sea:

$$\frac{d C_T}{d t_2} = 0$$

Diferenciando e igualando a cero tenemos:

$$\frac{U \theta C_w}{C_F c} \left(\frac{T_1 - t_2 - t_1}{t_2 - t_1} \right)^2 = \ln \frac{T_1 - t_2}{t_1} - \left[1 - \frac{1}{(T_1 - t_2) / t_1} \right]$$

Colburn ha graficado esta ecuación que se reproduce en este Anexo.



REF: D. Q. KERN

PROCESS HEAT TRANSFER
ED MC GRAW-HILL KOGAKUSHA
INTERNATIONAL STUDENT EDITION

TEMPERATURA OPTIMA

FiguraVI-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO VII

ESTIMACION DE COSTOS PARA
TORRES DE ENFRIAMIENTO

El costo de las torres de enfriamiento se estimó utilizando cotizaciones de finales (diciembre) de 1978. Estas cotizaciones son para un rango de enfriamiento de 23°F y un acercamiento de 5°F. A fin de estimar el costo para cualquier capacidad se aplicó la siguiente ecuación.

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{CAP_1}{CAP_2} \times$$

donde:

- C1 Costo de un equipo de capacidad CAP₁
- C2 Costo de un equipo de capacidad CAP₂
- x Exponente específico para el equipo considerado.

En el caso de torres de enfriamiento, el exponente x es igual a 0.6.

Para estimar el costo de equipos a cualquier capacidad tenemos los siguientes datos:

Capacidad (GPM)	7,500
Costo Fin de 1978 (M\$)	1,650

La estimación del costo del equipo instalado se realizó utilizando factores aplicados sobre el costo del equipo f.o.b. planta fabricante. Estos factores son los que Guthrie presenta en sus artículos Data and Techniques for Preliminary Capital Cost Estimating (loc. cit) y son los siguientes:

- a) Costo del equipo f.o.b. M
- b) Materiales auxiliares (% sobre M)

Tubería	46.29
Concreto	26.00

Instrumentos	3.70
Eléctricos	13.88
T o T a L	84.32

C) Instalación % (sobre M)

Erección de materiales	15.5
Instalación del equipo	20.0
Total	35.5

Petróleos Mexicanos paga a los contratistas que realizan la obra los siguientes porcentajes por gastos indirectos:

1. Por mano de obra	%
Administración central	2.0
Administración de campo	2.5
Dirección, supervisión y control de campo	2.5
Transporte de personal técnico y administrativo al campo	1.0
Intereses	1.5
Seguros y Fianzas	0.5
Cooperación al Sindicato para obras sociales	2.0
Impuestos	6.0
Responsabilidad laboral	0.5
Equipo y herramienta de mano	1.5
	<u>20.0%</u>

2.-	Por equipo y materiales	%
	Administración central	4.0
	Administración de campo	2.0
	Dirección, supervisión y control de campo	2.0
	Transporte de personal técnico y administrativo al campo	1.0
	Intereses	2.0
	Seguros y Fianzas	0.5
	Cooperación al sindicato para obras sociales	2.0
	Impuestos	5.5
	Riesgos	<u>1.0</u>
		20.0

Así mismo PEMEX paga 12% de utilidad sobre la mano de obra y 5% sobre los equipos y materiales.

Se ha considerado un 10% del costo M del equipo para ingeniería y 10% por contingencia sobre el global de la inversión.

Resumiendo tenemos:

a)	Costo del Equipo	M
b)	Materiales Auxiliares	M (0.8432)
c)	Instalación	M (0.3550)
d)	Indirectos:	
	Por mano de obra. 20% de c)	M (0.3550)(0.2)
	Por materiales 20% de a) + b)	M (1.8432)(0.2)
e)	Utilidad contratista	
	Por mano de obra	M (0.355)(0.12)

Por materiales. 5% de a) + b)	M(1.8432)(0.05)
f) Ingeniería	M (.10)
g) Fletes 2% (a+b)	M (0.0553)
T o T a L	M (2.889)
+ 10% Cont	<u>0.290</u>
	M (3.189)

Por lo que el costo del equipo f.o.b. planta debe multiplicarse por 3.189 para obtener el costo del equipo instalado.

ANEXO VIII

ESTIMACION DE COSTOS DE BOMBAS

ANEXO VIII

ESTIMACION DE COSTOS DE BOMBAS

Se utilizó la gráfica presentada por Guthrie. El exponente para calcular el costo a otras capacidades es 0.52. La gráfica es presentada con el costo de mediados de 1968 por lo que es necesario actualizar estos costos con los índices de 1968 y 1978.

Indice 1968 = 113.7

Indice 1978 = 225.5 (Chemical Engineering.
Economic Indicators)

La gráfica se utiliza calculando el factor $GPM \times \Delta P$ y obteniendo el costo del equipo f.o.b.

El costo del equipo instalado se calcula aplicando factores por los siguientes conceptos:

a) Costo del equipo f.o.b. planta fabricante	M
b) Materiales auxiliares (% sobre M)	
Tubería	30.5
Concreto	4.0
Instrumentos	3.0
Electricidad	31.0
Pintura	0.8
T o T a L	<u>69.3</u>
c) Instalación (% sobre M)	
Erección de materiales	60.5
Instalación del equipo	10.1
Total	<u>70.9</u>

d) Indirectos de la Instalación (Ver anexo "ESTIMACION DE COSTOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO" para el desgloce de estos costos).

Por mano de obra	12.0% sobre c)
Por equipo y materiales	20.0% sobre a)+b)

e) Utilidad contratista

Por mano de obra	12.0% sobre c)
Por equipo y materiales	5.0% sobre a) + b)

f) Ingeniería (sobre M) 10%

Resumiendo tenemos:

a) Costo del equipo	M
b) Materiales auxiliares	M (0.693)
c) Instalación	M (0.709)

Indirectos

Por mano de obra	M (0.709) (0.12)
Por equipo y materiales	M (1.693) (0.20)

e) Utilidad contratista

Por mano de obra	M (0.709) (0.12)
Por materiales	M (1.693) (0.05)

f) Ingeniería M (0.10)

g) Fletes 2% (a+b) M (0.034)

Total M (3.129)

+
Contingencia 10 % 0.313
M (3.442)

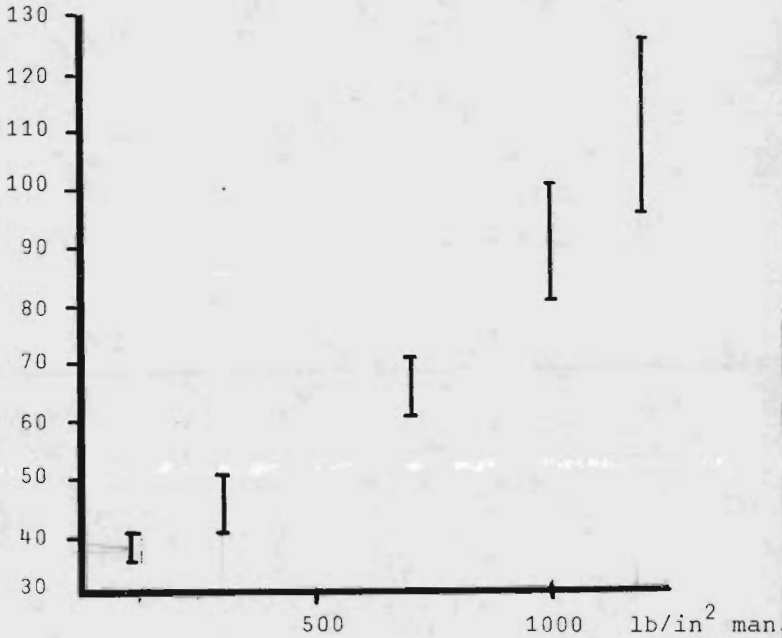
Lo que significa que el costo del equipo multiplicado por 3.442 nos da el costo del equipo instalado.

ANEXO IX

ESTIMACION DEL COEFICIENTE
GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR
PARA CAMBIADORES DE CALOR DE
TUBOS Y CORAZA.

CAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

U BTU/hr. ft² °F



REFERENCIA: ENGINEERING DATA BOOK
NATURAL GAS PROCESSORS
SUPPLIERS ASSOCIATION
TULSA, OKLAHOMA
NOVENA EDICION, 1972
SECCION 8. SHETLAND TUBE
HEAT TRANSFER. Fig. 8.6

ESTIMACION DE U

Figura IX-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO X

ESTIMACION DE COSTOS DE CAMBIADORES
DE CALOR

- A) TUBOS Y CORAZA
- B) SUPERFICIE EXTENDIDA

ANEXO X

A) ESTIMACION DE COSTOS DE CAMBIADORES DE CALOR

Para la estimación del costo de cambiadores de calor también se utilizó la gráfica correspondiente presentada por Guthrie. Como en el caso de la estimación de costos de bombas, los valores obtenidos deben corregirse por índices para obtener un costo actual.

El exponente que relaciona la capacidad con el costo es de 0.65.

Las características de los cambiadores de calor requeridos son:

- a) Acero al carbón en tubos y coraza
- b) Espejos fijos
- c) Presión de diseño 1,220 psia.

Por estas características se presentan factores de corrección al costo que son:

- a) Por material acero al carbón tubos y coraza $F_m = 1.0$
- b) Por construcción con espejos fijos $F_d = 0.80$
- c) Por presión de diseño (Extrapalado. Ver gráfica en este Anexo) $F_p = 0.56$

El costo obtenido de la gráfica (costo base) para una área requerida se corrige con los factores anteriores de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{Costo} &= \text{Costo Base } (F_d + F_p) \times F_m \\ &= \text{Costo Base } (0.80 + 0.56) \times 0.0 \\ &= \text{Costo Base } (1.36) \end{aligned}$$

El costo del equipo instalado se calcula utilizando los siguientes factores:

a) Costo base	M
Costo corregido	M (13.6)

b) Materiales auxiliares (% sobre costo corregido)

Tubería	46.1
Concreto	5.1
Acero	3.1
Instrumentos	10.2
Eléctricos	2.0
Pintura	0.5
Total	<u>67.0</u>

c) Instalación (% sobre el costo corregido)

Erección de materiales	55.8
Instalación del equipo	8.5
T o t a l	<u>64.3</u>

d) Indirectos de la instalación (Ver Anexo "ESTIMACION DE COSTOS DE TORRES DE ENFRIAMIENTO" para desagüe de indirectos)

Por mano de obra	12.0
Por equipo y materiales	20.0

e) Utilidad del contratista

Por mano de obra	12.0
Por materiales	5.0

f) Ingeniería (sobre costo corregido) 10.0

g) Fletes (2% sobre a) + b)

En resumen se tiene:

a) Costo corregido	M (1.36)
b) Materiales auxiliares	M (1.36) (0.67)
c) Instalación	M (1.36) (0.643)
d) Indirectos	
Por mano de obra	M (1.36) (0.643) (0.12)
Por equipo y materiales	M (1.36) (1.67) (0.20)
e) Utilidad contratista	
Por mano de obra	M (1.36) (0.643) (0.12)
por equipo y materiales	M (1.36) (1.67) (0.05)
f) Ingeniería	M (1.36) (0.10)
Fletes 2% a) + b)	<u>M (0.04542)</u>
T o t a l	4.1047
+ CONTINGENCIA 10.0%	<u>0.4105</u>
	M (4.5157)

El costo obtenido de la gráfica deberá multiplicarse por 4.515 para obtener el costo del equipo instalado.

B) SUPERFICIE EXTENDIDA

En este caso la gráfica presentada por Guthrie proporciona el costo del equipo, incluyendo la erección en campo y los indirectos de los contratistas.

A fin de ser consistentes con las estimaciones anteriores, aplicaremos los factores correspondientes para obtener el costo del equipo f.o.b. y entonces proceder según los procedimientos anteriores.

a) Costo de la gráfica (base)	M
Fp (Factor por presión, 1250 psia)	1.17
Ft (Factor por longitud de tubos, 24ft)	0.10
Fm (Factor por material, acero al carbón)	0.00

$$\begin{aligned}
 \text{Costo} &= \text{costo base (Fp + Ft + Fm)} \\
 &= M (1.17 + 0.10 + 0.00) \\
 &= M (1.27)
 \end{aligned}$$

b) Materiales Auxiliares (sobre el costo f.o.b.)

Tubería	18.2
Concreto	1.9
Instrumentos	4.8
Eléctricos	12.0
Pintura	<u>0.6</u>
TOTAL	37.5

Para este tipo de equipo tenemos los siguientes factores que están incluidos en el valor de la gráfica.

Erección de materiales	31.5
Fletes, seguros e impuestos	8.0
Costos indirectos	<u>70.2</u>
T o T a L	109.7

El costo del equipo f.o.b. planta fabricante

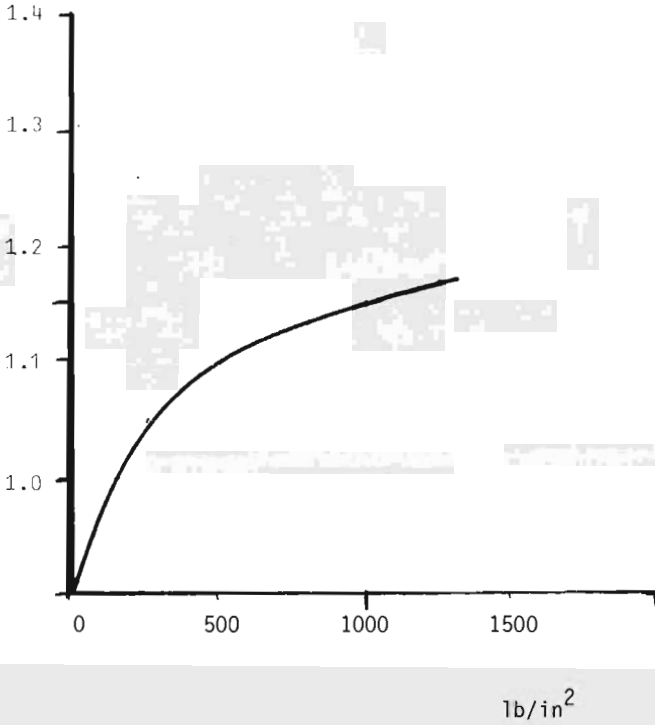
$$\text{Costo f.o.b.} = M \frac{(1.27)}{2.097} = M6.6056$$

El costo del equipo instalado aplicando los indirectos para nuestro país sería:

a) Costo del equipo f.o.b.	M (0.6056)
b) Materiales auxiliares	<u>M (0.6056) (0.375)</u>
Total de Materiales	M (0.8327)
c) Instalación	M (0.6056) (0.315)
Erección de materiales, 31.5%	
Instalación del equipo, 6.4	<u>M (0.6056) (0.064)</u>
Total	M (0.2295)
d) Indirectos	
Por mano de obra, 12%	M (0.2295) (0.12)
Por materiales, 20%	<u>M (0.8327) (0.20)</u>
Total	M (0.1941)

e) Utilidad contratista	
Por mano de obra, 12%	M (0.2295) (0.12)
Por materiales, 5%	<u>M (0.8327) (0.20)</u>
T o t a l	M (0.0792)
f) Ingeniería	M (0.10)
g) Fletes (2% sobre materiales)	<u>M (0.8327) (0.02)</u>
t o t a l	M (1.4422)
Contingencia del Proyecto (10%)	<u>M (0.1442)</u>
	M (1.5864)

FACTOR DE CORRECCION POR PRESION



REFERENCIA:

FACTOR DE CORRECCION

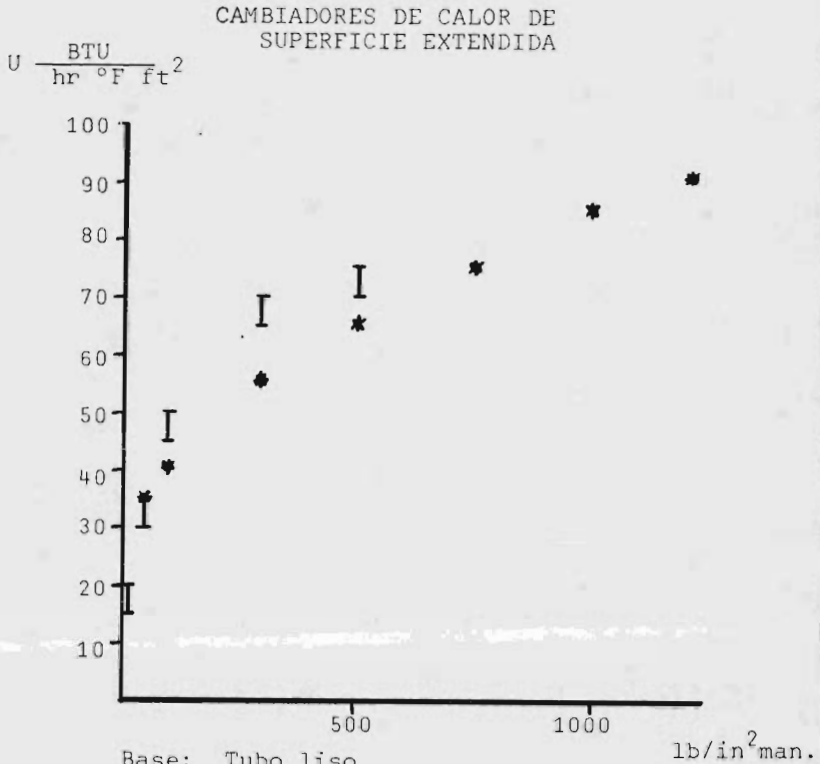
Figura X-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO XI

ESTIMACION DEL COEFICIENTE GLOBAL
DE TRANSMISION DE CALOR PARA CAM-
BIADORES DE CALOR DE SUPERFICIE -
EXTENDIDA



Base: Tubo liso

Referencia:

I Brown Robert.
Chemical Engineering
Marzo 27, 1978. Pag. 109

***** P.M.M. Brown and D.W. France
Hydrocarbon Processing
Agosto, 1978. Pag. 103

ESTIMACION DE U

Figura XI-1

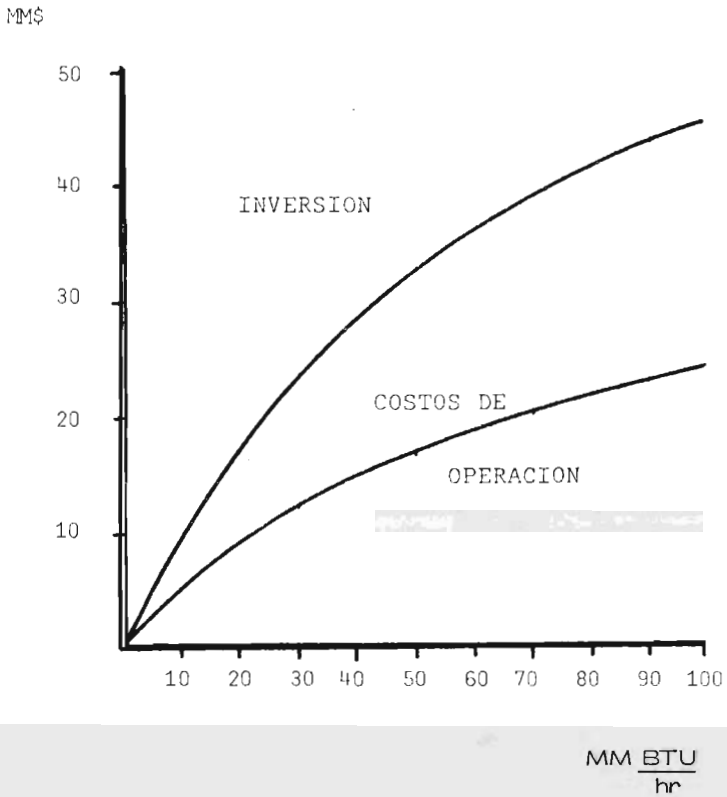
TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO XII

**INVERSION Y COSTOS DE OPERACION PA-
RA LAS INSTALACIONES REQUERIDAS**

- A) ENFRIAMIENTO A 95°F CON AGUA
- B) ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA
- C) ENFRIAMIENTO A 110°F CON AIRE



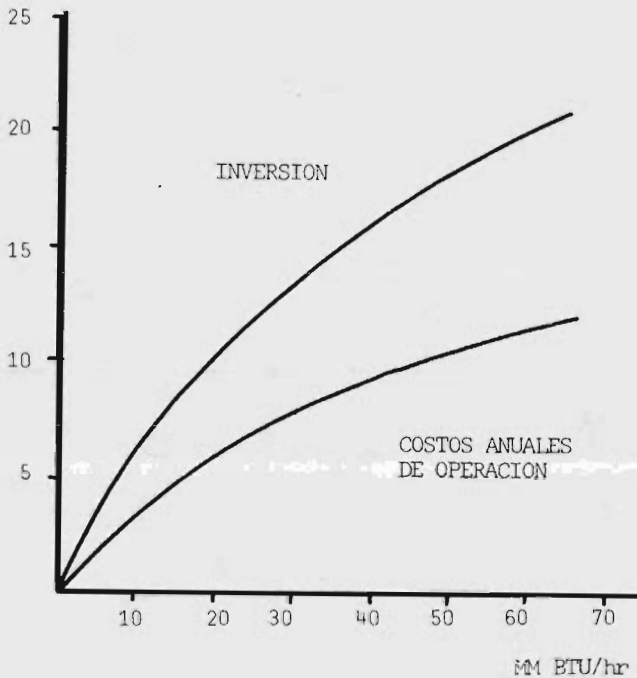
EN FRIAMIENTO A 95°F CON AGUA

Figura XII-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

M M \$, 1978



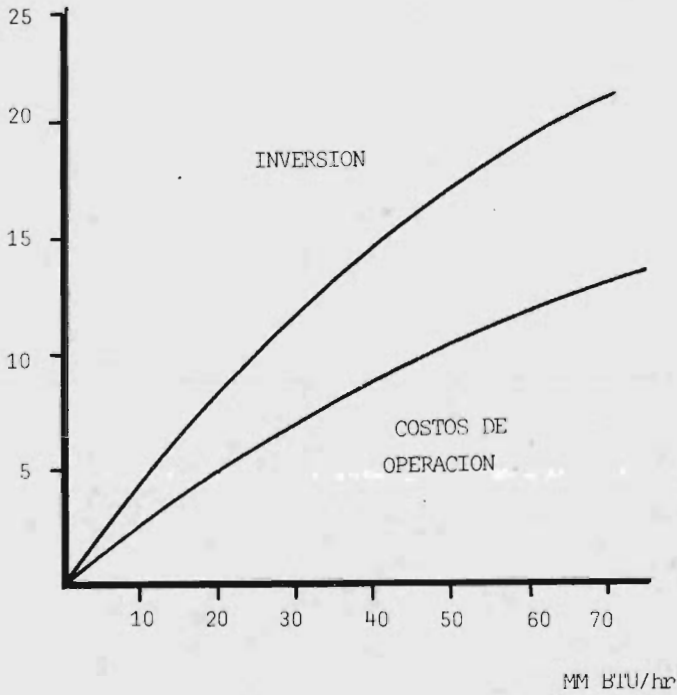
EN FRIAMIENTO A 110°F CON AIRE

Figura XII-

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

MM\$, 1978



EN F R I A M I E N T O A 110°F C O N A G U A

Figura XII-3

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO XIII

**CALCULO DE LA INVERSION
Y COSTOS DE OPERACION PARA LAS AL-
TERNATIVAS CONSIDERADAS**

- A) ENFRIAMIENTO A 95°F CON AGUA
- B) ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA
- C) ENFRIAMIENTO A 110°F CON AIRE

A) INVERSION Y COSTOS DE OPERACION
PARA ENFRIAMIENTO A 95°F CON AGUA

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1	122.2	95.0	2494.269	68.43	21658	38.2	19.8
2	108.7	95.0	2489.947	34.20	20116	25.8	13.2
3	107.7	95.0	2493.987	31.60	18752	24.2	12.5
4	107.8	95.0	2478.977	31.93	18937	24.5	12.6
5	107.5	95.0	2474.079	31.12	18518	24.0	12.4
6	107.9	95.0	2469.052	32.00	19001	24.5	12.6
7	107.4	95.0	2464.215	30.63	18287	23.5	12.2
8	106.9	95.0	2459.562	29.32	17593	23.0	11.8
9	106.8	95.0	2454.936	29.12	17490	23.0	11.8
10	108.7	95.0	2449.876	33.62	19128	25.5	13.0
11	106.9	95.0	2445.231	29.22	17561	23.8	11.8
12	107.3	95.0	2440.462	30.04	18027	23.4	12.1
13	107.6	95.0	2435.572	30.86	18488	23.5	12.2
14	107.1	95.0	2430.862	29.58	17806	23.2	12.0
15	107.7	95.0	2425.957	30.91	18544	24.0	12.4
16	107.2	95.0	2421.231	29.63	17866	23.9	11.9
17	105.3	95.0	2416.563	24.97	17647	20.5	10.5
18					10532		
TOTAL	-	-	--	557.18	325951	418.5	214.8
AHORRO H. P. = 35 150 AHORRO MM\$ = 202.5 AHORRO NETO MM\$ = -12.3							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO M.MPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2	126.8	95.0	2488.510	80.07	21764	41.1	21.5
3					18742		
4	115.9	95.0	2478.466	52.19	19277	33.2	17.2
5					18506		
6	115.8	95.0	2468.472	51.73	19276	33.0	17.0
7					18274		
8	114.9	95.0	2458.928	49.18	17805	32.0	16.5
9					17476		
10	115.3	95.0	2449.189	50.19	19343	32.5	16.7
11					17546		
12	114.7	95.0	2439.731	48.45	18210	31.9	16.4
13					18471		
14	115.1	95.0	2430.075	49.09	18035	32.0	16.5
15					18525		
16	115.1	95.0	2420.387	40.02	18099	28.5	14.5
17					17624		
18					10519		
TOTAL	-	-	--	420.92	329150	264.2	136.3

AHORRO H. P. = 31 951
 AHORRO MM\$ = 184.1
 AHORRO NETO MM\$ = 47.8

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4	131.3	95.0	2477.48	91.10	21045	43.5	22.8
5					18483		
6	121.2	95.0	2462.43	65.14	19250	37.2	19.2
7					19176		
8					18851		
9	127.1	95.0	2452.42	79.62	19001	41.0	21.2
10					19067		
11	115.2	95.0	2442.67	49.71	17774	32.1	16.6
12					18819		
13					19725		
14	126.7	95.0	2427.37	77.83	19276	40.5	21.2
15					18460		
16					18032		
17					18474		
18					11215		
TOTAL	-	-	--	363.39	340703	194.3	100.9

AHORRO H.P. = 20398
 AHORRO MM\$ = 117.53
 AHORRO NETO MM\$ = 16.63

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3	129.4	95.0	2483.051	86.44	20633	42.5	22.2
4					18915		
5					18791		
6	121.6	95.0	2467.799	66.16	19949	37.8	19.5
7					18258		
8					17788		
9	119.7	15.0	2453.458	61.14	18246	36.0	18.5
10					19091		
11					17796		
12	120.5	95.0	2438.695	62.78	18844	36.5	19.0
13					18446		
14					18009		
15	120.5	95.0	2423.929	62.45	19364	36.3	18.8
16					17818		
17					17844		
18					10932		
TOTAL	-	-	--	338.71	334146	189.1	98.0
AHORRO H. P. = 26955 AHORRO MM\$ = 155.3 AHORRO NETO MMS = 57.3							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4	131.3	95.0	2477.483	91.03	21045	43.5	22.7
5					18483		
6					19250		
7					19176		
8	127.7	95.0	2457.441	73.73	18351	39.5	20.5
9					17443		
10					19303		
11					18343		
12	124.1	95.0	2437.781	71.70	19231	39.0	20.3
13					18404		
14					17986		
15					19337		
16	123.9	95.0	2417.998	70.66	19039	38.7	20.0
17					17558		
18					10455		
TOTAL	-	-	--	307.12	337979	160.7	83.5
AHORRO H.P. = 23 122 AHORRO MM\$ = 133.22 AHORRO NETO MM\$ = 49.42							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5	132.4	95.0	2472.003	93.63	20710	44.0	23.0
6					18951		
7					18527		
8					18405		
9					18680		
10	127.3	95.0	2446.791	79.98	20742	41.0	21.2
11					17493		
12					18151		
13					19246		
14					18756		
15	126.6	95.0	2421.957	77.31	20029	40.4	21.0
16					17774		
17					17789		
18					10877		
TOTAL	-	-	--	250.91	341430	125.4	65.2

AHORRO H.P. = 14671
 AHORRO MM\$ = 113.3
 AHORRO NETO MM\$ = 48.1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3	129.4	95.0	2483.05	86.7	20 633	42.5	22.0
4					18 915		
5					18 791		
6					19 949		
7					19 651		
8	127.6	95.0	2457.53	81.0	19 177	41.2	21.5
9					17 445		
10					19 305		
11					18 345		
12					19 233		
13	126.8	95.0	2432.57	78.2	20 022	40.7	21.0
14					17 737		
15					18 698		
16					18 616		
17					18 422		
18					11 436		
TOTAL	-	-	--	245.6	340 297	124.4	64.5

AHORRO H.P. = 20 804
 AHORRO MMS = 117.87
 AHORRO NETO MMS = 55.37

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3					20 633		
4					21 045		
5					20 710		
6					21 328		
7					20 571		
8	133.5	95.0	2455.682	95.87	19 789	44.5	23.5
9					17 404		
10					19 259		
11					18 298		
12					19 182		
13					19 968		
14					19 424		
15					20 348		
16	130.2	95.0	2415.055	86.05	19 634	42.5	22.0
17					17 477		
18					10 377		
TOTAL	-	-	--	181.92	348 919	87.0	45.5
AHORRO H. P. = 12 182 AHORRO MM\$ = 70.2 AHORRO NETO MM\$ = 24.7							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ O _F	T ₂ O _F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7	133.6	95.0	2460.917	96.18	20571	14.7	23.7
8					17520		
9					17544		
10					19899		
11					18713		
12					19484		
13					20186		
14	129.6	95.0	2925.742	84.16	19569	42.2	22.0
15					18421		
16					17991		
17					18422		
18					11167		
TOTAL	-	-	--	181.84	346675	86.9	45.7
AHORRO H.P. = 14 426 AHORRO MM\$ = 83.1 AHORRO NETO MM\$ = 37.4							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7					20571		
8					19789		
9	133.4	95.0	2450.484	95.32	19648	44.2	23.2
10					19019		
11					17727		
12					18767		
13					19670		
14					19233		
15					20206		
16					19586		
17					19624		
18					11731		
TOTAL	-	-	--	95.32	352 699	44.2	23.2
AHORRO H.P. = 8402 AHORRO MM\$ = 48.4 AHORRO NETO MM\$ = 25.2							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6	133.6	95.0	2466.36	45.64	21328	44.4	23.4
7					18225		
8					17753		
9					18219		
10					20385		
11					19024		
12	128.6	95.0	2436.383	82.97	19711	41.7	21.7
13					18391		
14					17949		
15					19300		
16					14001		
17					19199		
18					11551		
TOTAL	-	-	- -	178.59	345846	86.1	45.1
AHORRO H. P. = 15 255 AHORRO MMS = 88.4 AHORRO NETO MMS = 42.8							
TESIS PROFESIONAL				LCRENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1	122.2	95.0	2444.269	68.43	21 658	38.2	19.7
2					20 116		
3					19 128		
4					19 974		
5					19 980		
6					20 813		
7					20 237		
8					19 574		
9					19 511		
10	132.6	95.0	2446.459	93.23	21 380	44.0	23.0
11					17 485		
12					18 142		
13					19 237		
14					18 946		
15					20 016		
16					19 476		
17					19 559		
18					11 722		
TOTAL	-	-	--	161.66	346 954	82.2	42.7

AHORRO H. P. = 14147
 AHORRO MM\$ = 81.5
 AHORRO NETO MM\$ = 38.8

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1	122.2	95.0	2494.269	68.43	21658	38.2	19.7
2					20116		
3					19128		
4					19974		
5					19480		
6					20813		
7					20237		
8					19577		
9	131.8	95.0	2452.116	91.41	19511	43.5	23.0
10					19059		
11					17767		
12					18811		
13					19716		
14					19282		
15					20253		
16					19634		
17					19681		
18					11781		
TOTAL	-	-	--	159.84	346974	81.7	42.7

AHORRO H. P. = 14 127
 AHORRO MM\$ = 31.4
 AHORRO NETO MM\$ = 36.7

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7					20571		
8					19789		
9					19648		
10	133.6	95.0	2444.803	95.75	21468	44.4	23.4
11					17448		
12					18101		
13					19192		
14					18901		
15					19969		
16					14429		
17					19503		
18					11672		
TOTAL	-	-	--	95.75	352 829	44.4	23.4
AHORRO H. P. = 8272 AHORRO MMS = 47.7 AHORRO NETO MMS = 24.3							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2	128.6	95.0	2488.51	80.03	21764	41.0	21.5
3					18742		
4					19227		
5					19463		
6					20439		
7					19983		
8					19403		
9					19392		
10					21290		
11					19604		
12					20129		
13					26645		
14					19875		
15					20673		
16					19895		
17					19857		
18					11840		
TOTAL	-	-	--	80.03	353874	41.0	21.5
AHORRO H. P. = 722 AHORRO MMS = 71.6 AHORRO NETO MMS = 20.1							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

P) INVERSION Y COSTOS DE OPERACION
PARA ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMFCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1	122.2	110.0	2494.269	30.8	21658	12.0	7.2
2	119.1	110.0	2488.591	20.8	21451	8.5	5.0
3	118.3	110.0	2483.299	21.0	20004	8.5	5.0
4	118.4	110.0	2477.958	20.9	20189	8.5	5.0
5	118.1	110.0	2472.737	20.2	19734	8.2	4.8
6	118.3	110.0	2467.384	20.8	20253	8.5	5.0
7	117.9	110.0	2462.233	19.7	19469	8.2	4.8
8	117.5	110.0	2457.280	18.6	18725	7.8	4.7
9	117.4	110.0	2452.358	18.4	18607	7.5	4.5
10	118.3	110.0	2446.480	20.6	20325	8.5	5.0
11	117.4	110.0	2442.043	18.3	18664	7.5	4.5
12	117.6	110.0	2436.978	18.8	19145	7.8	4.7
13	117.9	110.0	2431.787	19.4	19620	7.8	4.7
14	117.5	110.0	2426.790	19.3	18812	7.8	4.7
15	117.9	110.0	2421.589	19.3	19658	7.8	4.7
16	117.4	110.0	2416.579	18.2	18916	7.5	4.5
17	114.8	110.0	2011.605	9.7	18805	4.3	2.7
18					11390		
TOTAL	-	-	--	335.0	345513	136.7	81.5

AHORRO H.P. = $361/01 - 3455/13 = 15588$
 AHORRO MM\$ = 89.82
 AHORRO NETO MM\$ = 8.3

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2	126.8	110.0	2488.510	42.44	21 764	15.50	9.20
3					20 002		
4	129.4	110.0	2477.899	33.67	20 106	12.79	7.6
5					19 732		
6	123.2	110.0	2467.351	33.07	20 136	12.5	7.5
7					19 468		
8	122.3	110.0	2457.284	30.79	18 589	11.8	7.0
9					18 608		
10	122.6	110.0	2447.824	31.38	20 174	12.4	7.4
11					18 665		
12	122.0	110.0	2437.066	29.65	18 977	11.4	6.8
13					19 622		
14	122.2	110.0	2426.913	29.96	18 758	11.5	7.0
15					19 661		
16	122.1	110.0	2416.737	29.67	18 802	11.4	7.4
17					18 810		
18					11030		
TOTAL	-	-	--	260.63	344562	99.2	59.9

AHORRO H.P. = 16539
 AHORRO MM\$ = 95.3
 AHORRO NETO MM\$ = 35.4

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3	129.4	110.0	2483.051	49.01	20633	12.0	10.3
4					20183		
5					19645		
6	126.8	110.0	2462.074	42.07	20565	15.3	9.1
7					19441		
8					18582		
9	125.4	110.0	2452.036	38.97	18802	14.4	8.6
10					20317		
11					18550		
12	125.6	110.0	2436.630	39.13	19369	14.4	8.6
13					19611		
14					18747		
15	125.4	110.0	2421.225	37.78	19870	14.0	8.5
16					18927		
17					18635		
18					11271		
TOTAL	-	-	--	206.96	346587	75.1	45.1

AHORRO H.P. = 14514
 AHORRO MM\$ = 83.6
 AHORRO NETO MM\$ = 38.5

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3	131.3	110.0	2477.483	53.64	20633	18.8	10.7
4					21045		
5					19722		
6					20124		
7					19762		
8	128.4	110.0	2456.622	45.89	19245	15.3	9.8
9					18592		
10					20155		
11					18876		
12	127.7	110.0	2436.192	43.78	19601	16.2	9.5
13					19600		
14					18735		
15					19857		
16	127.3	110.0	2415.674	42.40	19363	15.2	9.0
17					18777		
18					10999		
TOTAL	-	-	--	185.71	348509	65.5	38.7

AHORRO H.P. = 12292
 AHORRO MM\$ = 72.55
 AHORRO NETO MM\$ = 23.85

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5	132.4	110.0	2472.003	56.37	20710	18.5	11.3
6					20214		
7					19361		
8					18969		
9					19075		
10	124.9	110.0	2445.903	49.52	21034	17.1	10.3
11					18638		
12					18948		
13					19799		
14					19311		
15	128.3	110.0	2420.251	46.59	20267	16.3	9.8
16					18903		
17					18604		
18					11243		
TOTAL	-	-	--	152.45	350177	51.9	31.4

AHORRO H.P. = 10924
 AHORRO MM\$ = 62.9
 AHORRO NETO MM\$ = 31.5

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3					20 633		
4					21 045		
5					20 710		
6					21 328		
7					20 571		
8	133.5	110.0	24351.82	58.86	19 789	19.3	11.6
9					18 570		
10					20 130		
11					18 851		
12					19 572		
13					20 240		
14					19 577		
15					20 464		
16	131.0	110.0	2414.099	51.60	19 751	17.6	10.8
17					18 731		
18					10 956		
TOTAL	-	-	--	110.46	354 361	36.9	22.4
AHORRO H. P. = 6740 AHORRO MM\$ = 38.8 AHORRO NETO MM\$ = 16.4							
TESIS PROFESIONAL					LORENZO ALDECO R.		FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7	133.6	110.0	2460.917	59.05	20571	19.3	11.8
8					18694		
9					18405		
10					20517		
11					19100		
12					19756		
13					20371		
14	130.8	110.0	2424.797	51.36	19685	17.5	11.6
15					19607		
16					18747		
17					18978		
18					11414		
TOTAL	-	-	--	110.41	352986	36.8	23.4
AHORRO H. P. = 8115 AHORRO MM\$ = 46.76 AHORRO NETO MM\$ = 23.36							
TESIS PROFESIONAL					LORENZO ALDECO R.		FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21035		
5					20710		
6	133.3	110.0	2466.36	58.40	21328	18.9	11.6
7					19443		
8					18562		
9					18775		
10					20782		
11					19271		
12	130.3	110.0	2435.483	50.20	19880	17.3	10.5
13					19582		
14					18717		
15					19837		
16					19343		
17					19437		
18					11641		
TOTAL	-	-	--	108.6	352 409	36.2	22.1
AHORRO H.P. = 8 692 AHORRO MM\$ = 50.1 AHORRO NETO MM\$ = 28.0							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3					20 633		
4					21 045		
5					20 710		
6					21 328		
7					20 571		
8					19 789		
9	133.4	110.0	2450.484	58.39	19 648	19.0	11.5
10					20 276		
11					18 509		
12					19 324		
13					20 060		
14					19 476		
15					20 375		
16					19 691		
17					19 691		
18					11749		
TOTAL	-	-	--	58.39	356 298	19.0	11.5

AHORRO H.P. = 4 803
 AHORRO MMS = 27.7
 AHORRO NETO MMS = 16.2

TESIS PROFESIONAL

LCRENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TÉRMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7					20571		
8					19789		
9					19648		
10					21468		
11	133.3	110.0	2439.592	57.93	19697	19.0	11.5
12					19084		
13					14410		
14					14039		
15					20659		
16					19479		
17					19527		
18					11668		
TOTAL	-	-	--	57.93	356578	19.0	11.5

AHORRO H.P. = 4523
 AHORRO MM\$ = 261
 AHORRO NETO MM\$ = 14.6

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

C) INVERSION Y COSTOS DE OPERACION
PARA ENFRIAMIENTO A 110° F CON AIRE

ESTACION	T ₁ O _F	T ₂ O _F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1	122.2	110.0	2494.269	30.8	21 658	13.6	8.0
2	119.1	110.0	2488.591	20.8	21 459	10.6	6.0
3	118.3	110.0	2483.299	21.0	20 004	10.8	6.2
4	118.4	110.0	2477.958	20.9	20 189	10.7	6.1
5	118.1	110.0	2472.737	20.2	19 734	10.3	7.6
6	118.3	110.0	2467.384	20.8	20 233	10.6	6.0
7	117.9	110.0	2462.233	19.7	19 469	10.4	5.8
8	117.5	110.0	2457.280	18.6	18 725	9.8	5.6
9	117.4	110.0	2452.358	18.4	18 607	9.7	5.5
10	118.3	110.0	2446.980	20.6	20 325	10.5	7.9
11	117.4	110.0	2442.043	18.3	18 664	9.7	5.5
12	117.6	110.0	2436.978	18.8	19 745	10.0	5.5
13	117.9	110.0	2431.787	19.4	19 626	10.3	5.7
14	117.5	110.0	2426.790	19.3	18 892	10.2	5.6
15	117.9	110.0	2421.589	19.3	19 658	10.2	5.6
16	117.4	110.0	2416.579	18.2	18 936	9.6	5.4
17	114.8	110.0	2011.605	9.7	18 005	6.0	3.0
18					11 390		
TOTAL	-	-	--	335.0	345 513	173.0	101.0

AHORRO H. P. = 15588
 AHORRO MMS = 89.8
 AHORRO NETO MMS = -11.2

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2	126.8	110.0	2488.510	42.44	21764	16.5	9.5
3					20002		
4	123.4	110.0	2477.899	33.67	20106	14.2	8.3
5					19732		
6	123.2	110.0	2467.351	33.07	20136	14.1	8.2
7					19468		
8	122.5	110.0	2457.284	30.79	18589	13.6	8.0
9					18608		
10	122.6	110.0	2447.024	31.38	20174	13.7	7.9
11					18665		
12	122.0	110.0	2437.066	29.65	18877	13.2	7.7
13					19622		
14	122.2	110.0	2426.913	29.69	18758	13.2	7.7
15					19661		
16	122.1	110.0	2416.739	28.67	18802	13.2	7.7
17					12810		
18					11030		
TOTAL	-	-	--	260.3	344562	111.7	65.0
AHORRO H.P. = 16539 AHORRO MM\$ = 95.3 AHORRO NETO MM\$ = 30.3							
TESIS PROFESIONAL					LORENZO ALDECO R.		FIGURA

ESTACION	T ₁ OF	T ₂ OF	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3	129.4	110.0	2483.051	49.01	20633	18.0	10.2
4					20183		
5					19645		
6	126.8	110.0	2467.074	42.01	20562	16.4	9.5
7					19461		
8					18582		
9	125.4	110.0	2452.036	38.97	18802	15.7	9.2
10					20317		
11					18550		
12	125.6	110.0	2436.630	39.13	19369	16.8	9.3
13					19611		
14					18747		
15	125.4	110.0	2421.225	37.78	19870	15.4	9.0
16					18927		
17					18635		
18					11271		
TOTAL	-	-	--	206.96	346587	81.3	47.2

AHORRO H.P. = 14514
 AHORRO MM\$ = 83.6
 AHORRO NETO MM\$ = 36.4

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3					20 633		
4	131.3	110.0	2477.483	53.69	21 045	18.8	10.7
5					19 722		
6					20 124		
7					19 764		
8	128.4	110.0	2456.622	45.89	19 245	17.3	10.0
9					18 592		
10					20 155		
11					18 876		
12	127.7	110.0	2436.192	43.78	19 601	16.7	9.7
13					19 600		
14					18 735		
15					19 857		
16	127.3	110.0	2415.676	42.40	19 363	16.5	9.5
17					18 717		
18					10 999		
TOTAL	-	-	--	185.71	348 509	69.3	39.9

AHORRO H.P. = 12592
 AHORRO MM\$ = 72.5
 AHORRO NETO MM\$ = 32.6

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5	132.4	110.0	2472.003	56.34	20710	19.3	11.0
6					20214		
7					19361		
8					18969		
9					19075		
10	129.1	110.0	2445.903	49.52	21034	18.0	10.2
11					18638		
12					18948		
13					19799		
14					19311		
15	128.3	110.0	2426.261	46.59	20267	17.2	10.0
16					18903		
17					18604		
18					11243		
TOTAL	-	-	--	152.45	350177	54.5	31.2
AHORRO H. P. = 10924 AHORRO MMS = 62.9 AHORRO NETO MMS = 31.7							
TESIS PROFESIONAL					LORENZO ALDECO R.		FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7					20571		
8	133.5	110.0	24551.82	58.86	19789	19.7	11.2
9					18570		
10					20130		
11					18851		
12					19574		
13					20240		
14					19592		
15					20464		
16	131.0	110.0	2414.889	51.66	19751	18.7	10.7
17					18731		
18					10956		
TOTAL	-	-	--	110.46	354361	38.4	21.9
AHORRO H.P. = 6740 AHORRO MM\$ = 38.8 AHORRO NETO MM\$ = 16.9							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 658		
2					21 764		
3					20 633		
4					21 045		
5					20 710		
6					21 328		
7	133.6	110.0	2460.917	59.05	20 571	19.7	11.2
8					18 654		
9					18 405		
10					20 517		
11					19 110		
12					19 256		
13					20 371		
14	130.8	110.0	2424.797	51.36	19 685	18.7	10.7
15					19 607		
16					18 747		
17					18 978		
18					11 414		
TOTAL	-	-	--	110.41	352986	38.4	21.9
AHORRO H.P. = 8 115 AHORRO MM\$ = 46.7 AHORRO NETO MM\$ = 24.8							
TESIS PROFESIONAL				LORENZO ALDECO R.		FIGURA	

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMFC/D	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6	133.3	110.0	2466.360	58.40	21328	19.5	11.0
7					19443		
8					18562		
9					18775		
10					20782		
11					19271		
12	130.3	110.0	2435.483	50.20	19880	18.2	10.9
13					19582		
14					18717		
15					19837		
16					19343		
17					19432		
18					11641		
TOTAL	-	-	--	108.6	352409	37.7	21.4

AHORRO H.P. = 8692
 AHORRO MM\$ = 50.1
 AHORRO NETO MM\$ = 28.7

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H.P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21 638		
2					21 764		
3					20 633		
4					21 041		
5					20 710		
6					21 328		
7					20 571		
8					19 789		
9	133.4	110.0	2450.784	58.39	19 648	19.5	11.0
10					20 276		
11					18 509		
12					19 324		
13					20 060		
14					19 476		
15					20 375		
16					19 641		
17					19 681		
18					11 749		
TOTAL	-	-	--	58.39	356298	19.5	11.0

AHORRO H.P. = 4803
 AHORRO MMS = 277
 AHORRO NETO MMS = 16.7

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

FIGURA

ESTACION	T ₁ °F	T ₂ °F	GASTO MMPCD	CARGA TERMICA MM BTU/hr.	POTENCIA REQUERIDA H. P.	INVERSION MM \$	OPERACION MM \$
1					21658		
2					21764		
3					20633		
4					21045		
5					20710		
6					21328		
7					20571		
8					19789		
9					19648		
10					21468		
11	133.3	110.0	2439.592	57.93	19697	19.4	10.9
12					19084		
13					19410		
14					19039		
15					20059		
16					19479		
17					19527		
18					11668		
TOTAL	-	-	--	57.93	356578	19.4	10.9

AHORRO H.P. = 4523
 AHORRO MMS = 20.1
 AHORRO NETO MMS = 15.2

TESIS PROFESIONAL

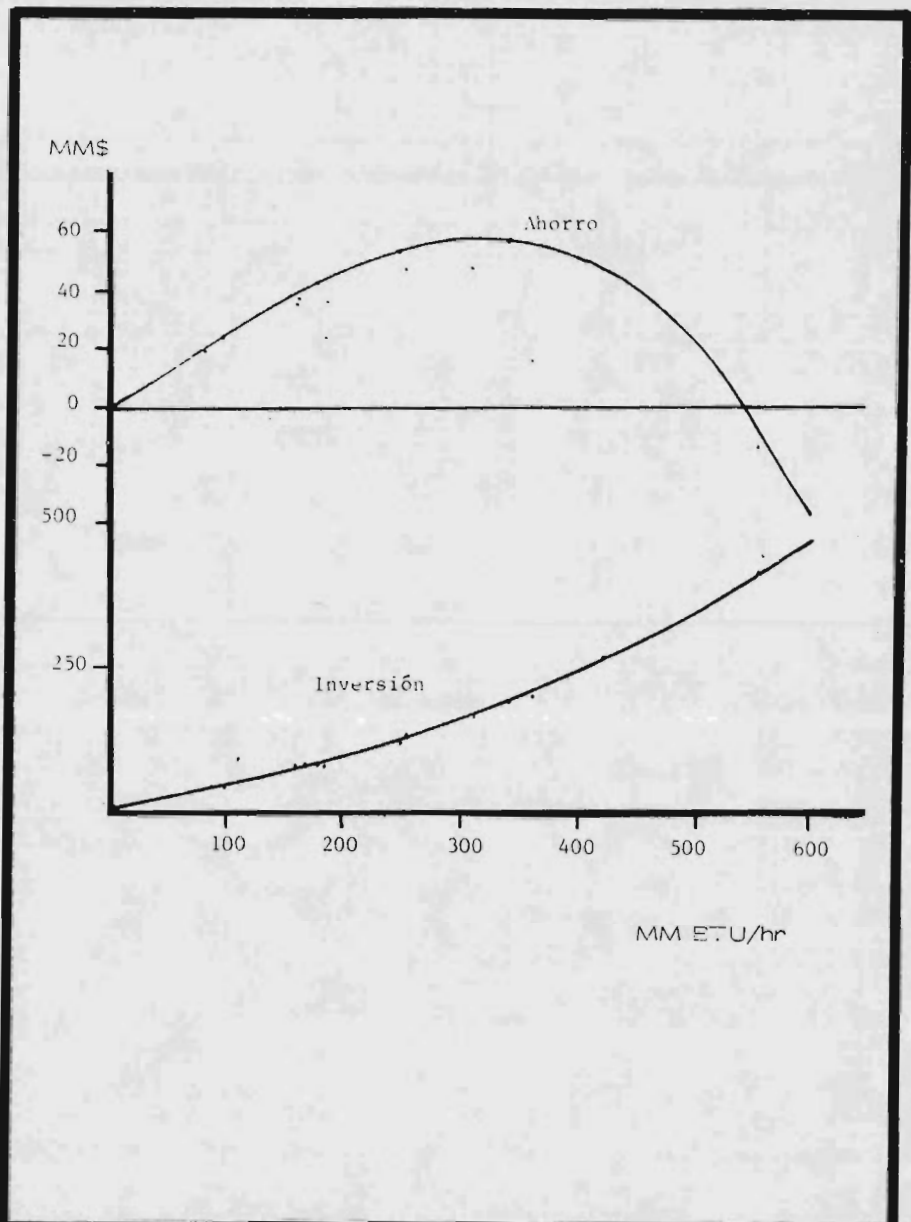
LCRENZO ALDECCO R.

FIGURA

ANEXO XIV

CALCULO DEL AHORRO
NETO Y DEL TIEMPO DE PA-
GO PARA LAS ALTERNATIVAS
CONSIDERADAS



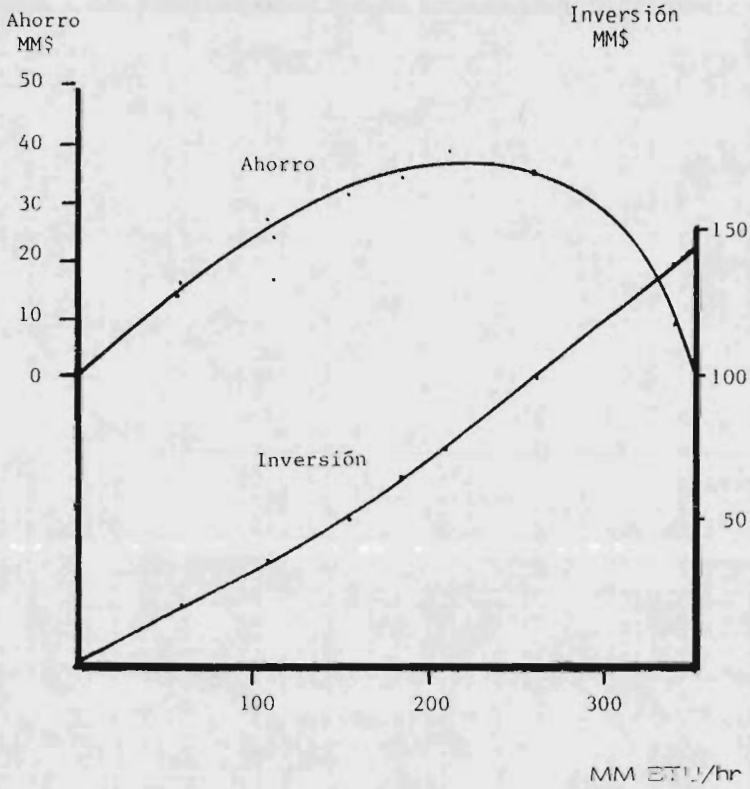


EN FRIAMIENTO A 95°F CON AGUA

Figura XIV-1

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

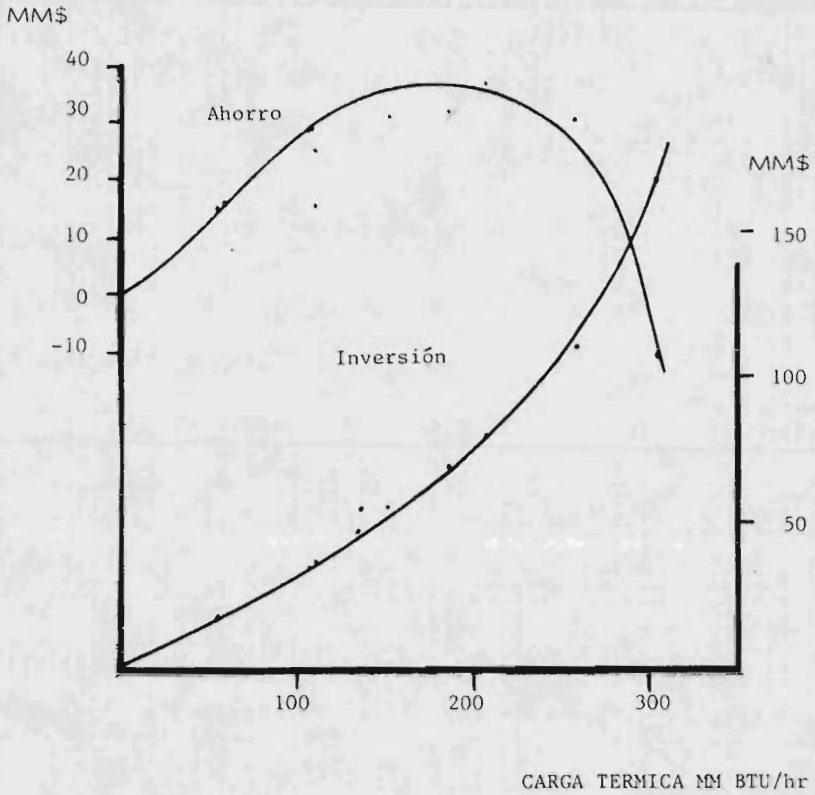


ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA

Figura XIV-2

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.



ENFRIAMIENTO A 110°F CON AIRE

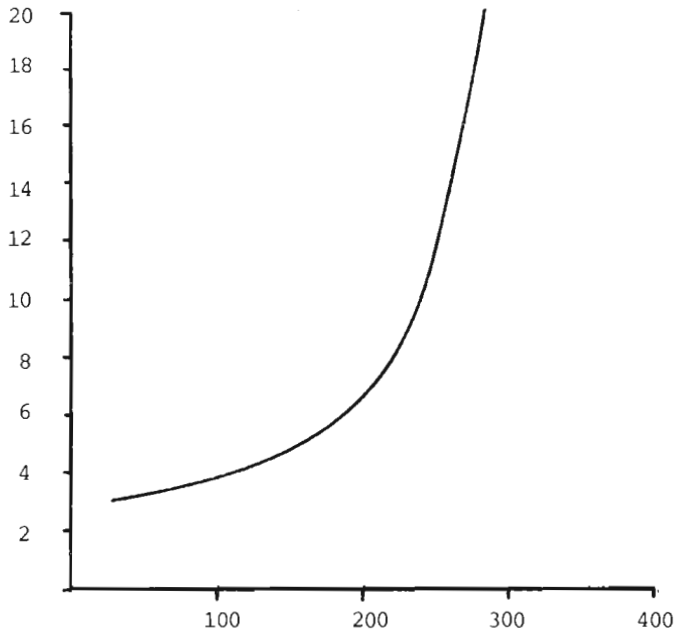
Figura XIV-2

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ENFRIAMIENTO A 95°F CON AGUA

AÑOS



MM BTU/hr

TIEMPO DE PAGO DIFERENCIAL

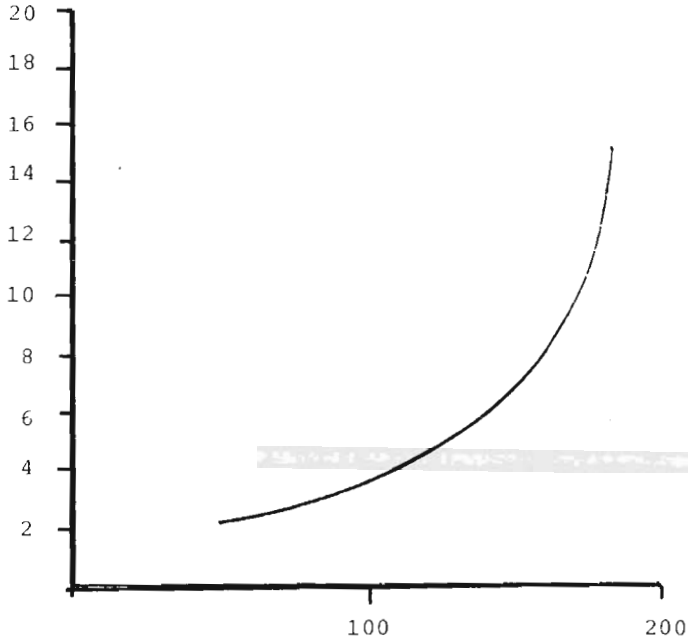
Figura

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ENFRIAMIENTO A 110°F CON AGUA

AÑOS



MM BTU/hr

TIEMPO DE PAGO DIFERENCIAL

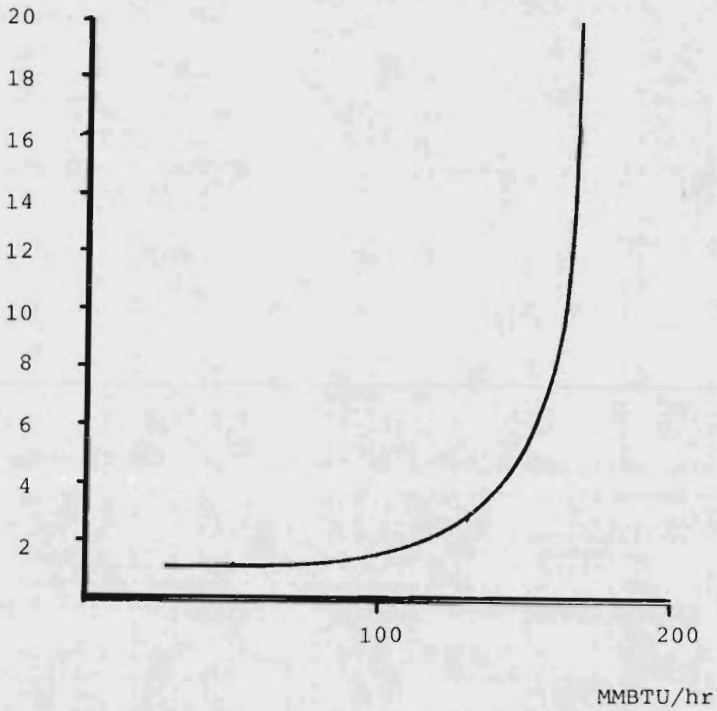
Figura

TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ENFRIAMIENTO A 110°F CON AIRE

AÑOS



TIEMPO DIFERENCIAL DE PAGO

Figura

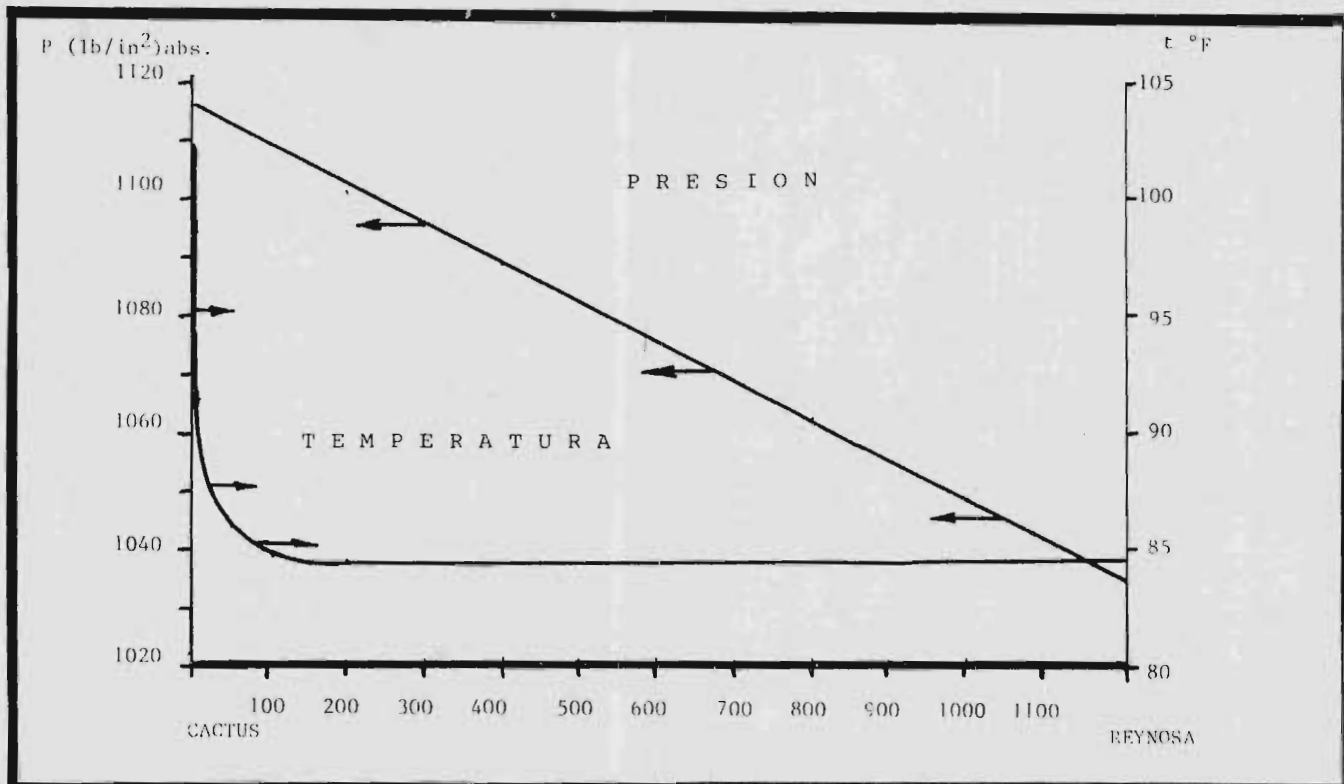
TESIS PROFESIONAL

LORENZO ALDECO R.

ANEXO XV

PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION.

GASODUCTO CACTUS - REYNOSA

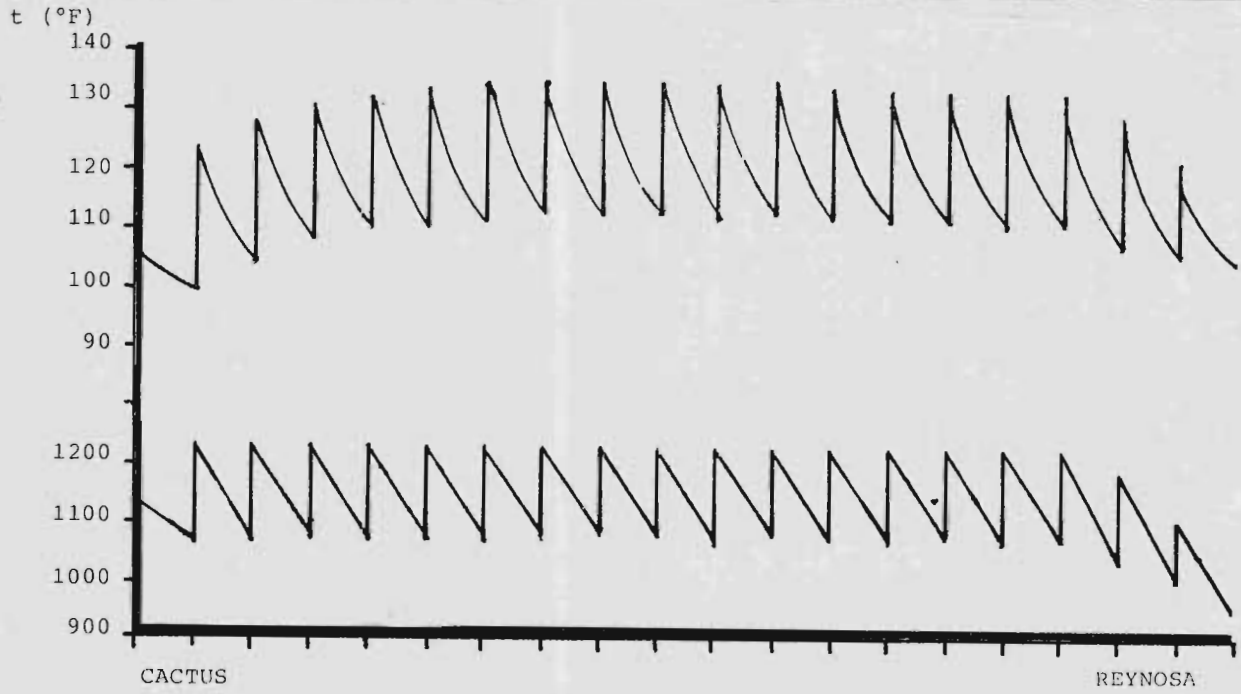


PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION . GASTO 420 MMPC

T E S I S P R O F E S I O N A L

L O R E N Z O A L D E C O R .

F I G U R A X V - 2



P (lb/in^2) abs

PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION. SIN ENFRIAMIENTO

T E S I S P R O F E S I O N A L

LORENZO ALDECO R.

FIGURA XV 2



IMPRESO EN MEXICO—PRINTED IN MEXICO

INDUSTRIAL DE ARTES GRAFICAS S.A.

SAN BORJA No. 1003 COL DEL VALLE TEL 559-73-53