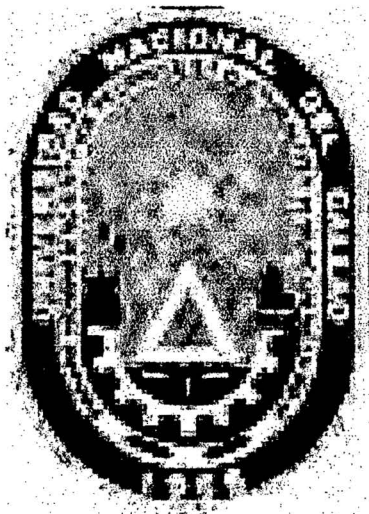


T/620.1/ch53

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ENERGÍA**




**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE**  
**INGENIERO MECÁNICO**

**TÍTULO: MODELO ENERGÉTICO DE ACONDICIONAMIENTO,**  
**TRANSPORTE, TRANSFORMACIÓN TERMOELÉCTRICA Y**  
**FRACCIONAMIENTO DEL GAS NATURAL**

**PRESENTADO POR**

**FÉLIX ANDRÉS CHILET LEÓN**

**BELLAVISTA 22 DE FEBRERO DEL 2005**

  
**ELISEO PAEZ APOLINARIO**  
**Ingeniero Mecánico - Electricista**  
**C.I.P. 19569**

## RESUMEN

El objetivo de la tesis es obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico. Para este logro presento el trabajo siguiente : Modelo Energético de Acondicionamiento, Transporte, Transformación Termoeléctrica y Fraccionamiento del Gas Natural , donde se explica , la teoría necesaria y cálculos , de Acondicionamiento, Transporte, Transformación Termoeléctrica y costos, teoría de Flujo de Gas Natural , Control scada y Protección Eléctrica de Generadores y Transformadores, y mostrar las disciplinas que intervienen) este el mundo real que rige la Ingeniería, que exige estar preparado en su especialidad (y tener la visión conciente de la automatización y la electricidad, que nos lleve al control total de la calidad, la reingeniería y la excelencia, siendo la resultante , la transferencia tecnológica , la biotecnología , convirtiendose el Perú en un país competente y con futuro)

Espero que este aporte cumpla con su finalidad y sirva como guía de profesionales y alumnos involucrados con la ingeniería

## TESIS

### TÍTULO: MODELO ENERGÉTICO DE ACONDICIONAMIENTO, TRANSPORTE, TRANSFORMACIÓN TERMOELÉCTRICA Y FRACCIONAMIENTO DEL GAS NATURAL INDICE

	PAGS
Introducción	I – III
Nomenclatura	IV - IX
<b>CAPÍTULO I : EL PROBLEMA, OBJETIVO, HIPOTESIS Y VARIABLES DE INVESTIGACIÓN</b>	
1.1 Planteamiento del Problema	1
1.1.1 Fundamentación	2 - 4
1.1.2 Antecedentes	4 - 5
1.1.3 Formulacion del problema	6
1.2 OBJETIVOS	7
1.2.1. Objetivo General	7
1.2.2. Objetivos Especificos	7
1.3 Hipotesis	8
1.3.1 Hipotesis Principal	8
1.3.2 Hipótesis secundaria	8
1.3.3 Variables e indicadores	9 - 10
<b>CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO :ACONDICIONAMIENTO DEL GAS NATURAL</b>	
2.1 Reservoirio de Gas Natural	11 - 17
2.2 Separación del gas natural	17 - 24

2.3 Recuperación de azufre	24 - 31
2.4 Deshidratación del Gas Natural	31 - 36
2.5 Reinyección del Gas Natural	36 - 39

### **CAPÍTULO III PROCESAMIENTO COMPLEMENTARIO DEL GAS NATURAL**

3.1 Refrigeración por Absorción	40 - 43
3.2 Turbo Expansión	43 - 45
3.3 Fraccionamiento del Gas Natural	45 - 47
3.3.1 Fraccionamiento	47 - 50
3.3.2 Recuperación de Hidrocarburos	50 - 51
3.3.2.1 Cálculo de la Bomba de Etano	51 - 52
3.3.2.2 Selección del Motor Eléctrico	52 - 53
3.3.2.3 Selección del Cable de Energía Eléctrica para alimentar el Motor	53 - 54
3.3.2.4 Corrección del Factor de Potencia	54 - 56

### **CAPÍTULO IV : FUNDAMENTO GASODINÁMICO**

4.1 Leyes de Transporte de Flujo	57 - 66
4.1.1 Teorema de Transporte de Reynolds	66 - 70
4.1.2 Ecuación de Bernoulli	70
4.2 Flujo Comprensible	70 - 71
4.2.1 Definición	71 - 72
4.2.2 Ecuaciones	72 - 78
4.2.3 Flujo isotérmico	79
4.2.3.1 Definición	79
4.2.3.2 Ecuaciones	79 - 83

## **CAPÍTULO V : METODOLOGÍA – INGENIERÍA DEL PROYECTO : GASODUCTO DEL GAS NATURAL**

5.1 Ecuación general	84 - 92
5.2 Ecuación de Panhandle A	92
5.3 Ecuación de Panhandle B	93
5.4 Ecuación de Weymouth	93
5.5 Ecuación de la AGA	94
5.6 Ecuación para tuberías inclinadas	94 - 95
5.7 Selección del material de la Tubería	95
5.8 Cálculo del espesor de la Tubería	95 - 96
5.9 Cálculo del diámetro de la Tubería	96 - 97
5.10 Seguridad en Gasoductos	97 – 109

## **CAPÍTULO VI : SISTEMAS DE TURBOCOMPRESIÓN**

6.1. Termodinámica de la Turbina de Gas	110
6.2. Ciclo Joule Brayton	110 - 118
6.3 Cálculo del Compresor Centrífugo de Gas Natural	118 - 119
6.4 Cálculo de la Turbina de Gas Natural	120
6.5 Cálculo del Compresor Axial de aire	120

## **CAPÍTULO VII: CENTRALES DE GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA Y SISTEMA DE PROTECCIÓN ELÉCTRICA**

7.1 Generación Termoeléctrica	121
7.1.1 Ciclo Rankine	121 - 126
7.1.2 Generación Con Turbina de Gas Natural	126 - 130
7.1.3 Generación Con Ciclo Combinado de Gas Natural	130 - 131
7.1.4 Generación Con Cogeneración	131 – 152
7.1.5 Cálculo de Generación Termoeléctrica con Turbina de Gas Natural	152 - 159
7.1.6 Cálculo de Generación Termoeléctrica de Ciclo Combinado	

con Gas Natural	159 - 163
7.1.7 Cálculo de Generación Termoeléctrica de Cogeneración con Gas Natural	163 - 164
7.2 Selección del Generador Eléctrico	184 - 165
7.2.1 Selección de los dispositivos de Protección Eléctrica del Generador	165 - 183
7.3 Selección del Transformador Eléctrico Elevador de Alta Tensión	184
7.3.1 Selección de los dispositivos de Protección Eléctrica del Transformador	185 - 197
7.4 Cálculo del Motor Primo	198
7.5 Control Scada para Gasoductos	198 - 208

## **CAPÍTULO VIII: EVALUACIÓN ECONÓMICA**

8.1 Costo del Gas Natural	209 - 218
8.1.1 Costo del Gasoducto	218
8.1.2 Costo de las estaciones de Turbocompresión	219
8.1.3 Costos comparativos de otras fuentes energéticas con el Gas Natural	219 - 221

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	222 - 224
---------------------------------------	-----------

<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	225 - 226
---------------------	-----------

Anexos

Apéndice

**Félix Andrés Chilet León**  
L.E 07430462

**Ing° Eliseo Paez Apolinario**  
CIP. 19569

## Dedicatoria

Este Proyecto esta dedicado para reconocer a mi Sra. madre Olga Margarita León Silva, por la inmensidad de su amor y cariño, su gran sacrificio, inteligencia excepcional, trabajo indesmayable digna y ejemplar difícil de imitar, mis éxitos de hoy y de siempre son su diseño de ingeniería

A mi hermana Ysabel por su aliento, espontáneo, sincero e identificación constante en todo momento

A mi hermano César por su apoyo profesional e incondicional

A mi maestro el Dr. Carlos La Torre Carrasco por sus valiosas conocimientos recibidos en los cursos de Máquinas Térmicas II y Fuerza Mótriz Térmica

A mi Asesor Ing° Eliseo Paez Apolinario mi gratitud

Mi reconocimiento por su aporte profesional al Ing° José Tezen Campos

A mis amigos Otilia Aguirre Romero y Roberto Muñoz Ruiz por compartir nuestros estudios de Gas Natural

Al Dr Amit Chakma por sus conocimientos sin par recibidos en el curso de Prossesing Natural Gas Post Grado Ingeniería de Gas Natural

## INTRODUCCION

Hoy día la posibilidad de acceder a la energía de manera confiable, suficiente y económica hace que las personas puedan disfrutar de una mejor calidad de vida. Sin embargo, alrededor de unos 2 mil millones de habitantes - un tercio de la población mundial - no tienen acceso a la energía, lo que significa que dependen totalmente de fuentes de energía tradicional, y por lo tanto, no son capaces de tomar ventaja de las oportunidades disponibles a través de las nuevas formas de energía (por ejemplo, no tienen acceso a la información que puede ser canalizada a través de la radio, TV, Internet, etc., a sistemas de refrigeración para sus alimentos, a horas adicionales de iluminación para incrementar su productividad, entre otros). Adicionalmente, la mayoría de la energía generada actualmente está acompañada de un significativo impacto ambiental a escala local, regional y global, que amenaza contra el bienestar humano.

En forams internacionales sobre el tema de energía y medio ambiente se enfatiza la necesidad de buscar caminos que conduzcan a un desarrollo sostenible. Es por ello que la energía producida y utilizada debe aprovecharse, de modo que contribuya al desarrollo humano de manera sostenida, en su dimensión social, económica y ambiental, es lo que se conoce como energía sostenible.

En lo que al Perú corresponde, el tema de la energía ha tenido momentos de despegue, pero también de crisis. Así pues, hoy en día somos un país dependiente energéticamente por la declinación de la producción petrolera



iniciada por la década del 90, situación que había sido revertida en el año 1970 en que pasamos a ser de importadores a exportadores de petróleo, mejorando nuestra balanza energética, con el Oleoducto Nor Peruano.

A partir del año 2000, se presenta una de las mejores oportunidades para el país, toda vez que junto a la hidroeléctrica del Mantaro, el Oleoducto Nor Peruano, el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional aparece Camisea como uno de los Proyectos energéticos más importantes de la historia del país, ubicándolo en una perspectiva de desarrollo energético sostenible. En tal sentido, el Perú rico en sus recursos naturales es poseedor de otro recurso importante como es el **Gas Natural** el que debe ser explotado racionalmente y con ventajas competitivas que favorezcan al Perú, tanto en el aspecto social, económico y ecológico.

El presente trabajo **MODELO ENERGETICO DE ACONDICIONAMIENTO, TRANSPORTE, TRANSFORMACION TERMoeLECTRICA Y FRACCIONAMIENTO DEL GAS NATURAL**, aparte de perseguir el objetivo intrínseco para el autor, cual es de obtener el título profesional, es el de coadyuvar a la utilización racional de este recurso natural para su mejor aprovechamiento energético tanto a nivel primario (gas natural) como secundario (electricidad, GLP, gasolina, polimeros, etc) y de esta manera mejorar la dieta energético de nuestro país.

El proyecto consta de ocho capítulos. En el primer capítulo se presenta el problema de investigación, los objetivos, las hipótesis de trabajo así como las variables y sus indicadores correspondientes.

En el segundo, tercero y cuarto capítulo se expone el marco teórico que

sustento el desarrollo del gasoducto del gas natural, sistemas de turbo compresión, centrales de generación termoeléctrica y sistemas de protección eléctrica. Esta teoría se refiere al acondicionamiento y procesamiento del gas natural y al fundamento gasodinámico.

En el quinto, sexto y séptimo capítulo se expone la metodología de desarrollo del proyecto de ingeniería referido gasoducto del gas natural, sistemas de turbo compresión, centrales de generación termoeléctrica y sistemas de protección eléctrica.

En el octavo capítulo se desarrolla la evaluación económica del proyecto, evaluando los diferentes costos del proyecto a fin de establecer comparaciones con los costos generados al emplear otras fuentes de energía y de esta manera mostrar su ventajas competitivas.

Finalmente, se exponen las conclusiones y recomendaciones del estudio, así mismo se presenta la bibliografía utilizada para fundamentar el marco teórico.

## NOMENCLATURA PARA LOS CÁLCULOS EN GAS NATURAL

$B$	=	fracción molar de $H_2S$
$\mathcal{E}$	=	factor de ajuste de temperatura pseudocrítica
$pP_c$	=	presión pseudocrítica
$P_c$	=	presión crítica
$pT_c$	=	temperatura pseudocrítica
$T_c$	=	temperatura crítica
$V_p$	=	volumen producido por la planta
$V_{PR}$	=	volumen real producido por la planta a condiciones de reservorio
$V_1$	=	volumen de entrada a la planta
$V_{inj}$	=	volumen reinyectado
$V_R$	=	volumen real producido en la líneas de tuberías
$V$	=	volumen de venta
$Z_{Sourgas}$	=	factor de compresibilidad del gas ácido
$Z_{sweetgas}$	=	factor de compresibilidad del gas dulce
$W_a$	=	remoción de agua
$W_e$	=	agua en la entrada
$W_s$	=	agua a la salida
$W_t$	=	remoción total de agua
$Q_A$	=	flujo volumetrico de gas
$Q_{gas}$	=	contenido de gas

## NOMENCLATURA PARA LOS CÁLCULOS EN MÁQUINAS TÉRMICAS

$Z_s$  = factor de compresibilidad a la succión

$Z_D$  = factor de compresibilidad a la descarga

$n$  = exponente politropico del gas natural

$\dot{V}_G$  = flujo volumetrico de gas natural reinyectado

$K_{aire}$  = razón de calores específicos del aire

$K_{gs}$  = razón de calores específicos de los gases de combustión

$\eta_p$  = eficiencia politropica del gas natural

$\eta_m$  = eficiencia mecánica

= eficiencia mecánica del turbocompresor

$\eta_{RV}$  = eficiencia del reductor de velocidad

PCI = poder calorifico inferior

$\dot{W}_C$  = Potencia de compresión

$\dot{W}_{eje}$  = Potencia en el eje :

$\dot{W}_{RV}$  = Potencia en el reductor de velocidad

$\dot{m}_{aire}$  = flujo de masa de aire

$\dot{Q}_c$  = flujo de calor del combustible

$\dot{Q}_{cc}$  = flujo de calor en la cámara de combustión

$\dot{m}_c$  = flujo de masa de combustibla

$\dot{m}_{gs}$  = flujo de masa de gases de combustión

$Cp_{GN}$  = calor específico del gas natural

$Cp_{gs}$  = calor específico de los gases de combustión

$M_{GN}$  = Peso molecular del gas natural

$M_{gs}$  = Peso molecular del gas gases de combustión

$r_c$  = relación de compresión

$\eta$  = relación de presiones

$\dot{V}_G$  = flujo volumetrico de gas natural reinyectado

$T_a$  = temperatura de ingreso al Compresor

$P_a$  = presión de ingreso al compresor

$T_2$  = temperatura a la salida del Compresor

$T_3$  = temperatura de ingreso a la Turbina de Gas

$T_4$  = temperatura de salida de la Turbina de Gas

$\eta_{mecT}$  = eficiencia mecánica de la Turbina

$\dot{W}_T$  = Potencia de la Turbina

$\dot{W}_{elec}$  = Potencia eléctrica

$\dot{Q}_{cond}$  = flujo de calor del condensador

$\dot{Q}_{gr}$  = flujo de calor de gases que salen de turbina de gas

$\dot{Q}_{H_2O}$  = flujo de calor absorbido por el agua

$\dot{Q}_p$  = flujo de calor de proceso

$\eta_t$  = eficiencia térmica

$\eta_{Pta}$  = eficiencia de planta

$\eta_{cg}$  = eficiencia con cogeneración

CeQ = Consumo específico del calor

- $Q_{H_2O}$  = contenido de agua  
 $M_{aire}$  = Peso molecular del aire  
 $M_{Gas}$  = Peso molecular del gas  
 $\rho_L$  = densidad del líquido  
 $\rho_G$  = densidad del Gas  
 $V_T$  = velocidad terminal  
 $K$  = factor empirico del separador horizontal  
 $Q_b$  = flujo volumetrico de gas a condiciones base , MMSCFD o MCF/HR  
 $g_c$  = cte de proporcionalidad, 32.2 (lb<sub>m</sub> × ft/lb<sub>f</sub> × seg<sup>2</sup>)  
 $Z_b$  = factor de compresibilidad a condición base  $Z_b \approx 1$   
 $T_b$  = temperatura a condición base 520°R  
 $P_b$  = presión a condición base , 14.7 psia  
 $P_1$  = presión de ingreso a la linea de tuberías de gas , psia  
 $P_2$  = presión de salida en la linea de tubería de gas , psia  
 $G$  = gravedad especifica del gas adimensional  
 $\Delta H$  = cambio de elevación, ft  
 $P_{ave}$  = presión promedio, psia  
 $R_u$  = cte universal de los gases, 10.73, (psia × ft<sup>3</sup>/lb moles × °R)  
 $T_{ave}$  = temperatura promedio, °R  
 $Z_{ave}$  = factor de compresibilidad a  $P_{ave}$ ,  $T_{ave}$ , adimensional  
 $L$  = longitud de la linea de tuberias, en pies o millas

$f$  = coeficiente de fricción, adimensional

$\sqrt{\frac{1}{f}}$  = factor de transmisión, adimensional

$D$  = diámetro interno de la línea de tuberías, pulg

$P_s$  = presión de succión

$P_D$  = presión de descarga

$\Delta P$  = diferencia de presiones

$\gamma$  = peso específico

$h_p$  = Altura de presión

$H_B$  = Altura de la bomba

$N_B$  = potencia de la bomba

$V_{\text{etano}}^o$  = flujo volumetrico de etano

$\eta_T$  = eficiencia total de la bomba

$u$  = velocidad del flujo

$v$  = volumen específico

$A$  = área

$F$  = factor basico de diseño

$E$  = factor de junta longitudinal

$T$  = factor de temperatura

$P$  = presión de diseño

$D_e$  = diámetro externo nominal

$SMYS$  = esfuerzo de fluencia mínimo especificado



## NOMENCLATURA PARA LOS CÁLCULOS DE SISTEMA DE PROTECCIÓN ELÉCTRICA

$N$  = Potencia mecánica

$\eta_{melec}$  = eficiencia del motor eléctrico

$s$  = Sección del conductor

$P$  = Potencia activa

$Q_L$  = Potencia reactiva inductiva

$Q_C$  = Potencia reactiva capacitiva

$S$  = Potencia aparente

$U$  = tensión eléctrica

$U_p$  = caída de tensión

$I$  = intensidad de corriente

$\rho$  = resistividad del conductor

$\cos\phi$  = factor de potencia

$C$  = capacidad

T.I = transformador de intensidad de corriente

DT = tiempo definido

IDTM = retardo mínimo inverso

TMS = multiplicador de tiempo seleccionado

$\dot{W}_{melec}$  = Potencia del motor eléctrico

$f$  = frecuencia medida

$V$  = tensión medida

# CAPITULO I

## EL PROBLEMA, OBJETIVOS, HIPOTESIS Y VARIBLES DE LA INVESTIGACION

### 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Con el transcurrir del tiempo, la producción del petróleo en el mundo cada vez esta disminuyendo en contraposición a la demanda del mismo que está en aumento, lo que ha causado grandes crisis a nivel mundial desencadenando muchas de ellas en guerras que han puesto en peligro la seguridad mundial. La situación presentada, como lo han afirmado muchos expertos ha orientado el consumo a nuevos recursos energéticos como es el caso del gas natural, el mismo que sustituirá paulatinamente a la principal fuente de energía, que hoy por hoy, es el petróleo, hablándose inclusive de que se ha iniciado la década de la “**era del gas natural**”, lo que denota el entusiasmo que ha provocado la presencia de este recurso natural poniéndolo como tema prioritario en la agenda política en los países en que se ha encontrado, por ello resulta un tema fundamental el manejo responsable y transparente de este recurso de energía primaria en los países en que este recurso se ha localizado. En el caso de nuestro país, las mayores reservas se han ubicadas en la zona de Camisea – Cuzco, cuyas reservas probadas de gas en los lotes 88 y 56 son de 8.7 y 3.0 TCP respectivamente, incluidos los líquidos, sin embargo las reservas probadas solamente de gas natural ascienden a 6.8 TPC para el lote 88 y de 2.5 TPC para el lote 56 después de firmado los contratos de Explotación y el de Transporte y distribución, cifras que el caso del lote 88 según estudios de SHELL son 13 TCP y según Petroperú 10.8 TCP.

Las reservas probadas de Camisea hacen que el Perú, vea con optimismo un mejoramiento en la balanza comercial energética, toda vez que estas reservas son suficientes para abastecer el mercado interno pero no abundante para comenzar a desesperarse y entrar a una etapa exportadora. Por eso, mucho depende de lo que hoy se trabaje sobre este tema porque de ello dependerá el futuro energético del país y en consecuencia su desarrollo.

### 1.1.1 Fundamentación

El Gas Natural viene a ser la mezcla de diversos hidrocarburos gaseosos que se encuentran en yacimientos del subsuelo, que pueden estar asociados con el petróleo o no. En esta mezcla, el principal componente es el metano, en una proporción del 70 al 95 %.

El porcentaje restante está constituido por etano, propano, butano e hidrocarburos superiores, pudiendo contener en proporciones mínimas: Vapor de Agua, Anhídrido Carbónico, Nitrógeno, Hidrógeno Sulfurado etc. Para tener un combustible apropiado para el consumo doméstico y/o industrial, es conveniente realizarle un acondicionamiento que permita separar del metano otros cuerpos que podrían perjudicar la buena combustión y producir corrosión en los conductos o condensaciones si se comprime el gas.

Tenemos diversas variedades de gas natural, según su composición: **Gas seco** (metano en su mayor parte); **Gas húmedo** (con grandes cantidades de hidrocarburos, de peso molecular más alto); **Gas agrio** (con mucho ácido sulfúrico); **Gas residual** (el restante después de la extracción de las parafinas de peso molecular elevado) y el **Gas de pozo** (obtenido en cabeza de los pozos )

La composición típica en % de volumen, de un gas natural, es la siguiente:

Metano	87,0 %
Etano	8,5 %
Propano	2,5 %
Butano	0,9 %
Anhídrido carbónico	0,2 %
Nitrógeno	0,9 %

El empleo del gas natural representa muchas ventajas con respecto al uso de combustibles líquidos, entre estas tenemos:

- Economía, puesto que al encontrarse en estado natural, no requiere grandes procesos de depuración.
- Transporte directo mediante conductos de la zona de producción a la de consumo.
- No es tóxico.
- Facilidad de medición.
- No requiere almacenado por parte del usuario.
- La combustión, prácticamente, no produce contaminación atmosférica, es ecológico.
- La producción de la llama es inmediata y directa, sin ninguna transformación previa.
- Los equipos son de fácil mantenimiento.
- La llama es fácilmente regulable en los artefactos de consumo.

Como inconvenientes podríamos enumerar:

- El peligro de formación de mezclas explosivas
- Problemas de asfixia, por falta de oxígeno, en caso de pérdidas.

En relación a la **captación**, esta es la extracción y recolección del gas natural de los yacimientos, que pueden ser de reservas gasíferas o de explotaciones petrolíferas. Este gas debe ser sometido a procesos de deshidratación, mediante separadores de gas.

Posteriormente al tratamiento depurador, el gas debe ser almacenado, en **centros de recolección** ubicados cerca de las cabeceras de los **gasoductos**, que son los conductos que unen los yacimientos con los centros de consumo.

En todo gasoducto que une los centros de producción con los de consumo, se realizan una serie de operaciones:

- Comprensión
- Transporte
- Almacenamiento
- Distribución a los medios de consumo.

En cuanto a la transformación termoeléctrica, ésta debe tener en consideración las características del portador de energía, eficiencia de los equipos de transformación utilizados, así como los sistemas de protección para garantizar la operatividad de los mismos.

Todos estos aspectos en si son una problemática de carácter tecnológico que deben ser analizadas y superadas a fin de que los diferentes equipos y maquinarias trabajen en forma óptima haciendo eficientes los procesos de compresión y los sistemas de transporte, almacenamiento, distribución, utilización, transformación energética y sistemas de protección.

### **1.1.2 Antecedentes**

El desarrollo y utilización del gas natural en el mundo data de la década del

40 aproximadamente, siendo los países de Rusia, Irán, Arabia Saudita, Estados Unidos, Canadá, Nigeria, Italia, España, Argelia, Holanda, Australia, etc., etc. entre los que más destacan. En Latinoamérica destacan los países de Venezuela, Bolivia, Trinidad Tobago, Ecuador, Colombia, Chile, Perú y Argentina.

La experiencia en el Perú, se presenta en tres etapas: la primera se ubica en Talara (Piura), con incidencia local y se remonta a principios del siglo XX. El gas natural producido está asociado al petróleo, con reservas probadas de 0.32 trillones de pies cúbicos y se procesa en las plantas de Verdun y Pariñas, provincia de Talara, Departamento de Piura. La utilización que tiene es como combustible en la refinería de Talara, y en las Centrales termoeléctricas de Malacas y de Verdun con un cuota energética al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional de 130.13 MW (Verdun 2.2 Mw y Malacas 127.93 Mw). Así también, en Punta Arenas (Talara) desde la década del 50 se viene utilizando el gas natural como combustible residencial, siendo pionera de la utilización de este recurso energético.

La segunda etapa se da en el año 1998 y se ubica en Aguaytía (Pucallpa) con una incidencia regional, el consorcio que opera es Aguaytía Energy. Este proyecto se constituye en el primero de carácter comercial y comprende la explotación, generación y transmisión eléctrica. En este sentido, están operando plantas de procesamiento y fraccionamiento de hidrocarburos, una planta de generación termoeléctrica y una línea de transmisión en 220 KV. La Central Termoeléctrica de Aguaytía es propiedad de Termoselva SRL y tiene 2 turbinas de 87 y 78 Mw, aportando una cuota al SEIN de 165 Mw. La explotación y comercialización del gas natural está bajo la empresa Aguaytía Energy del Perú SRL y provee el 35 % de la producción nacional de GLP.

La tercera etapa se da a partir del 2001 con el proyecto Camisea (Cuzco) de incidencia nacional, el consorcio que opera es Pluspetrol, cuyo contrato de explotación es de 40 años. El consorcio ofrece la regalía de 37.24%, que superó largamente el 12% fijado por el gobierno.

La empresa Techint de Argentina ganó la buena pro para transportar y distribuir el gas desde los campos de Camisea, planta de separación las Malvinas, hacia Pisco – Planta de fraccionamiento - (líquidos a través del poliducto) y City Gate – Lurin, en Lima, incluyendo la red principal de distribución hasta Ventanilla, (gas seco a través del gasoducto) donde se ubica la central termoeléctrica de Ventanilla de propiedad de ETEVENSA. Se creó la empresa Transportadora de Gas del Perú (TGP) encargada del transporte del gas. En el 2002 la empresa TGP transfiere la distribución y comercialización del gas natural en Lima y Callao a la empresa Belga TRACTEBEL, la que ha invertido en la construcción de los ductos de gas desde City Gate hasta Ventanilla, así mismo se encargará de la construcción de los ductos a los centros de consumo tanto industrial como residencial.

### **1.1.3. Formulación del Problema**

El problema de la presente investigación se ha formulado en la forma siguiente:

#### **Problema Principal:**

¿De qué manera la utilización del gas natural ofrece mayores ventajas competitivas y promueva el desarrollo energético sostenido y sostenible del Perú, como insumo primario para la exportación o como recurso energético?

### **Problemas Secundarios:**

1. ¿Por qué es importante que el gas natural sea acondicionado previamente a su utilización como energía primaria?
2. ¿Por qué el transporte del gas natural, desde los centros productores hasta los centros de consumo, se realiza a través de gasoductos y no por otro medio?
3. ¿De qué manera la transformación termoeléctrica del gas natural favorece la dieta de la matriz energética nacional y la economía de la población?

## **1.2 OBJETIVOS**

Los objetivos de la presente investigación son:

### **1.2.1 Objetivo General**

Analizar y presentar la mejor forma de utilización para la explotación, del gas natural, que ofrezca mayores ventajas competitivas y promueva el desarrollo energético sostenido y sostenible del Perú

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

1. Presentar la metodología empleada para el acondicionamiento del gas natural antes de ser utilizado como fuente de energía primaria, de forma que su uso sea eficiente y económico.
2. Analizar y presentar las razones técnicas que hacen que el transporte del gas natural a los centros de consumo sea a través de gasoductos y no por otros medios.
3. Establecer los criterios técnicos que fundamentan el aporte del gas natural, al mejoramiento de la dieta de la matriz energética nacional y su incidencia positiva en la economía de la población.



### **1.3 Hipótesis**

Las hipótesis de trabajo planteadas en la presente investigación son las siguientes:

#### **1.3.1 Hipótesis Principal**

La explotación del gas natural utilizado como recurso energético ofrecerá mayores ventajas competitivas para el Perú y promoverá su desarrollo energético sostenido y sostenible.

#### **1.3.2 Hipótesis Secundarias**

1. El acondicionamiento del gas natural, previo a su utilización, es importante debido a que mejora su contenido energético o poder calorífico.
2. El transporte del gas natural, a los centros de consumo en el país, se da a través de gasoductos por la economía que representa el proceso tecnológico.
3. La transformación termoeléctrica del gas natural favorece la dieta de la matriz energética nacional y la economía de la población debido a que su ingreso como energía primaria incrementará la cuota que actualmente no representa ni el 1 %, además al reemplazar al petróleo Diesel y al petróleo residual los costos de generación se verían reducidos incidiendo positivamente en la economía de la población.

#### **1.3.3 Variables e Indicadores**

##### **1. Hipótesis Principal**

###### **Variable dependiente**

- Explotación del gas natural como recurso energético:

###### **Indicadores**

- Generación de energía eléctrica.
- Producción de hierro esponja.

### **Variable independiente**

- Ventajas competitivas y promoción de desarrollo energético.

### **Indicadores**

- Mejores precios.
- Menores costos de producción.

## **2. Primera Hipótesis Secundaria**

### **Variable dependiente**

- Acondicionamiento del gas natural.

### **Indicadores**

- Componentes necesarios del gas natural.

### **Variable independiente**

- Mejoramiento del poder calorífico.

### **Indicadores**

- Medición de unidades de energía por unidad de volumen.

## **3. Segunda Hipótesis Secundaria**

### **Variable dependiente**

- Transporte del gas natural por gasoductos.

### **Indicadores**

- Cantidad de gas natural transportado.

### **Variable independiente**

- Economía del proceso tecnológico para el transporte.

### **Indicadores**

- Precios del proceso tecnológico.

## **4. Tercera Hipótesis Secundaria**

### **Variable dependiente**

- Transformación termoeléctrica.

### **Indicadores**

- Potencia eléctrica generada con gas natural.

### **Variable independiente**

- Favorece dieta de la matriz energética y economía de la población.

### **Indicadores**

- Incremento de la cuota energética con gas natural.
- Reducción de precios por unidades de energía termoeléctrica generada.

## CAPITULO II

### MARCO TEÓRICO: ACONDICIONAMIENTO DEL GAS NATURAL

#### 2.1 RESERVORIO DE GAS NATURAL

¿Qué es el gas natural?

Es un combustible compuesto por un conjunto de hidrocarburos livianos, principalmente es el metano  $\text{CH}_4$

¿Dónde se encuentra el gas natural?

Se encuentra en la naturaleza bajo tierra en los denominados reservorios de gas (rocas porosas). Su formación es similar a de la formación de petróleo

¿Cómo se extrae el gas natural?

El gas natural se extrae de los reservorios que se encuentran bajo tierra de profundidades que van desde los 500 m hasta los 3,500 m.

¿Cómo se procesa el gas natural?

El gas natural una vez extraído de los reservorios se somete a un proceso de separación

Proceso de separación: Mediante este proceso se obtiene lo siguiente:

Gas natural seco (metano y etano) que se transporta por gasoductos a los centros de consumo

Líquidos de gas natural: (propano, butano y más pesados) que se transporta por poliductos hasta una planta de fraccionamiento.

Otros componentes: agua, azufre,  $\text{CO}_2$  y otras impurezas que no tiene valor comercial.

Proceso de fraccionamiento: Es un proceso que consiste en separar lo líquidos del gas natural (NGL) como el GLP y la gasolina natural

El reservorio tomado como modelo es de Calgary Canadá.

Un reservorio de gas contiene  $50 \times 10^9 \text{ m}^3$  de reservas a ser desarrollada.

**Tabla N° 2.1 Composición de la Mezcla de Gas**

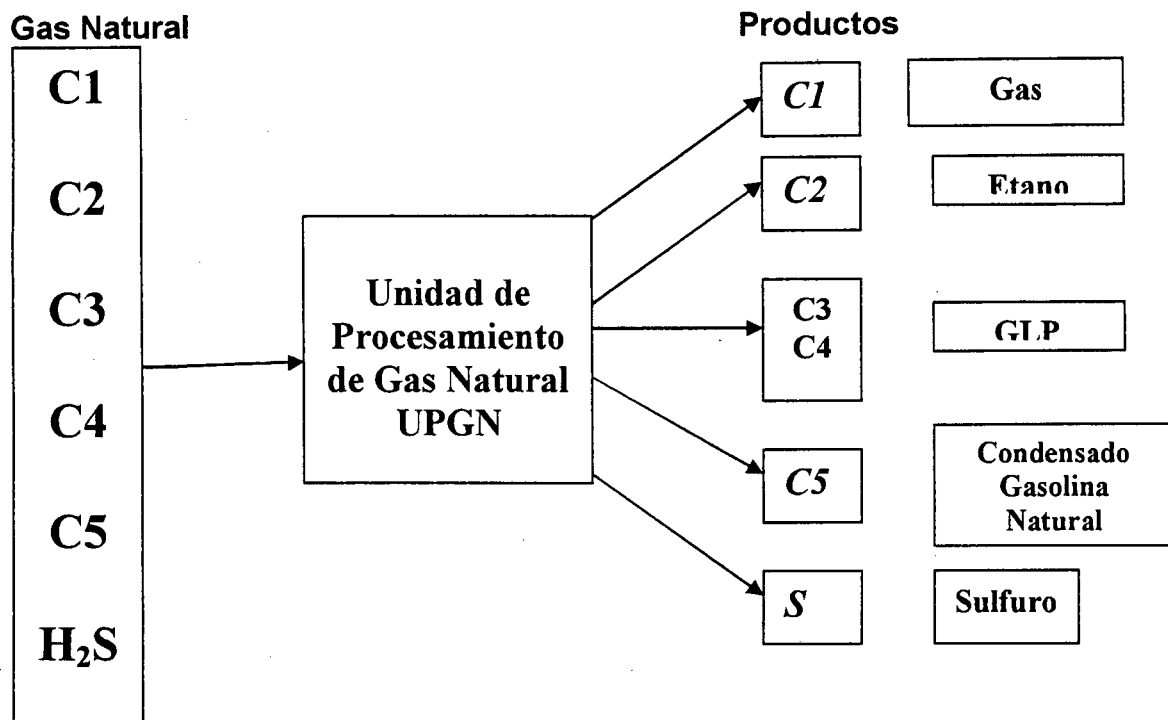
Componentes	Mol %
C1	33
C2	14
C3	6
C4	2
C5	13
H <sub>2</sub> S	32

Se desea tener una razón de producción de gas de venta de  $2800 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{día}$  (100 MMfcsd). La planta está localizada cerca al reservorio, a 500 Km. del centro manufacturero más cercano y transportado hasta el lugar de la planta por un camino carrozable. Las regulaciones del medio ambiente requiere que el 99.9% de sulfuro debe ser recuperado.

Determinar lo siguiente:

1. Proporcionar un esquema del procesamiento a partir de un diagrama de flujo de procesos completos. Proporcionar especificaciones acerca de la selección de los procesos de cada una de las operaciones y dar razones el por qué se ha seleccionado ciertos procesos.
2. Considerando el esquema de procesamiento, asegurar que el tamaño de los equipos (separador, columna, etc.), de tal manera que sea fácilmente transportable.

De acuerdo, al calor de combustión de la composición del hidrocarburo (C1), está debajo de sus especificaciones de  $38.0 \text{ MJ/m}^3$ , entonces se decidió adicionarle 10.5% de etano (C2) y 5.1% de propano ( C3 ) para alcanzar el valor de  $49.70 \text{ MJ/m}^3$ .



**Tabla N° 2.2 Propiedades Termodinámicas del Gas Natural**

Condiciones Iniciales		Mezcla Requerida	Cálculo de la Mezcla Nueva (100%)		Calor Combustión (15° C – Gas Ideal)	Calor Combustión de la Mezcla
Comp	Mol %	(%)	Mol	Mol (%)	MJ/m <sup>3</sup>	MJ/m <sup>3</sup>
C1	33	100	33.00	67.90	37.694	25.59
C2	14	75	10.50	21.61	66.032	14.26
C3	6	85	5.10	10.49	93.972	9.85
Total			48.60	100.00		49.70

Reserva:  $50 \times 10^9 \text{ m}^3$  Temperatura del Reservorio =  $T_{\text{Rev}} = 90^\circ\text{C} = 363.15^\circ\text{K}$   
 Presión del Reservorio =  $P_{\text{Rev}} = 29,600 \text{ KPa}$

**Tabla N° 2.3 Propiedades Seudocríticas del Gas Natural**

Comp.	Y Mol (%)	Pc KPa	pPc KPa	Tc °K	pTc °K	M	y x M
C1	33	4604	1519.32	190.55	62.8815	16.043	5.2942
C2	14	4808	683.20	305.43	42.7602	30.070	4.2098
C3	6	4249	254.94	369.82	22.1892	44.097	2.6458
C4	2	3648	72.96	408.13	8.1626	58.124	1.1625
C5	13	3381	439.53	469.40	61.022	72.151	9.3796
H <sub>2</sub> S	32	9005	2881.60	373.50	119.52	34.076	10.9043

<b>TOTAL</b>	100		5851.55		316.535		33.5962
--------------	-----	--	---------	--	---------	--	---------

Datos:  $V = 2.8 \times 10^6$  100 MMscfd (flujo volumétrico de venta)

$CO_2 = 0$  condiciones estándar  $P = 101.325$   $T = 15^\circ C$

**Tabla N° 2.4 Recuperación HC en %**

C1	100% recuperación
C2	74% recuperación
C3	85% recuperación
C4	
C5	
H2S	99.99% recuperación

Desde el gráfico N° 1 se obtiene:  $\varepsilon = 17.5$

$$T'_c = pT_c - \varepsilon = 316.5355 - 17.5 = 299.0355 \text{ K}$$

$$T'_c = 299.04^\circ K$$

$$Pc' = \frac{pPc \times pT'c}{pTc + B \times (1-B)\varepsilon}$$

$$Pc' = \frac{5851.55 \times 299}{316.535 + 0.32 (1 - 0.32)17.5}$$

$$Pc' = 5,461.687 \text{ KPa}$$

$$pTr = T_{Rev} / T'_c = 316.535 \text{ }^\circ K / 299.04^\circ K = 1.2144$$

$$pPr = P_{Rev} / P'_c = 29,600 \text{ KPa} / 5,461.687 \text{ KPa} = 5.4195$$

Con los valores de  $pPr$  y  $pTr$  en el gráfico N° 2 se obtiene:  $Z = 0.73$

$$Z_{sourgas} = 0.73$$

Volumen Real  $V_R$ :

Volumen real del gas producido en la líneas de Tuberías a condiciones de reservorio:  $V \times 10^6 \text{ m}^3/d$

$$V_R = V \times 10^6 \times (101.325/29600) \times (363.15/288) \times (0.73) = 3,150.948 \times V \text{ m}^3/d$$

$$\text{Reemplazar } 30\% = 945.2845 \times 945.2845 \times V \text{ m}^3/d$$

Volumen actual del gas producido del gasoducto a condiciones de reservorio:

**Tabla N° 2.5 Propiedades Seudocríticas Corregidas del Gas Natural**

Comp	Mol %	Línea Tuberías Gas Mol	L T Gas Mol %	Tc °K	Pc KPa	Y x Pc	Y x Tc
C1	33	33.000	0.881599	190.55	4604	4058.8801	167.98862
C2	14	3.500	0.093503	305.43	4808	449.5619	28.55859
C3	6	0.900	0.024044	369.82	4249	102.1613	8.8918
C4	2			408.13	3648		
C5	13			469.40	3381		
H2S	32	0.032	0.000855	373.50	9005	7.6982	0.3193
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>	<b>37.432</b>	<b>1.000000</b>			<b>4618.3015</b>	<b>205.75831</b>

Gráfico N° 2.2

$$pPr = 6.41$$

$$pTr = 1.76$$

$$Z \text{ sweetgas} = 0.955$$

$$\text{Proceso} = 62.568$$

$$\text{Combustible equivalente} = 3.00$$

$$\% = 65.568$$

Gas producido por la planta  $V_p$ :

$$V_p = V \times 10^6 (100 - 65.568)/100 = 0.34432 \times 10^6 \times V \text{ m}^3/\text{d}$$

Gas de Planta

$$V_p = V \times 10^6 \times 101.325 \times 363.15 \times 0.73 / (29,600 \times 288)$$

$$V_p = 3,150.9486 \times V \text{ m}^3/\text{d}$$

Reemplazar el valor de  $V_p$  para gas de inyección del reservorio:

$$= 0.3 \times V_p = 945.2845 \times V \text{ m}^3/\text{d}$$

Volumen real del gas producido por la planta a condiciones del reservorio  $V_{PR}$ :

$$V_{PR} = V \times 10^6 \times 0.34432 \times 101.325 \times 363.15 \times 0.955 / (29,600 \times 288)$$

$$V_{PR} = 1,419.33229 \times V \text{ m}^3/\text{d} \text{ a condiciones del reservorio}$$



Gas de venta a condiciones del reservorio  $V_{VR}$ :

$$V_{VR} = 2.8 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d} \times (101.325 \times 363.15 \times 0.955) / (29600 \times 288) = 11,545.96 \text{ m}^3/\text{d}$$

Gas disponible para la venta  $V$ :

$$11,541.96 = V \times (1,419.33229 - 945.2845)$$

$$V = 24.3 \text{ m}^3/\text{d}$$

Por lo tanto el gas de entrada a la planta  $V_1$ :

$$V_1 = 3,150.9486 \times V \text{ m}^3/\text{d} = 3,150.9486 \times 24.3 \text{ m}^3/\text{d}$$

$$V_1 = 76,568.05098 \text{ m}^3/\text{d}$$

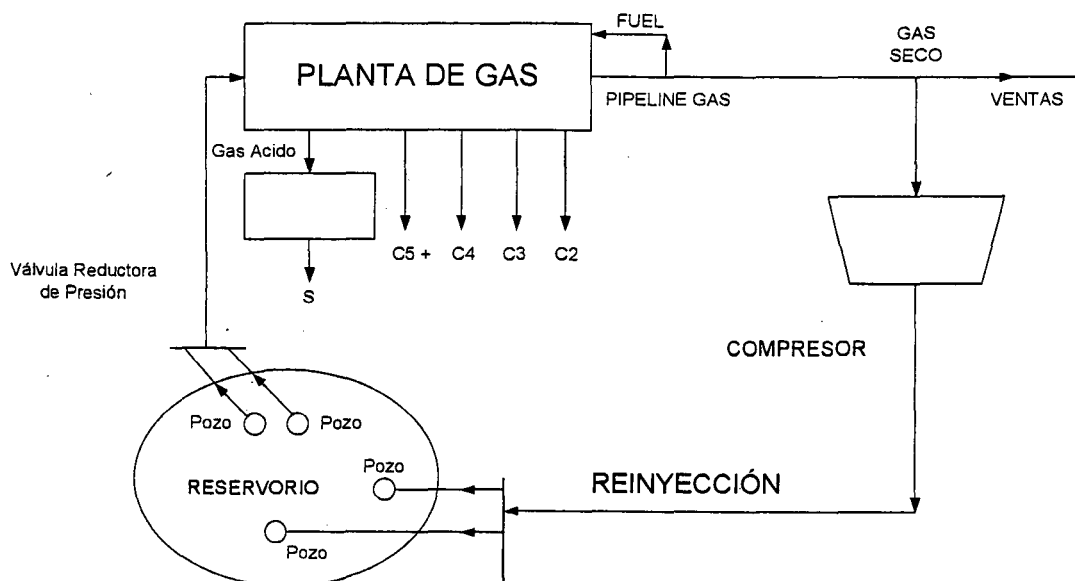
Gas de inyección para el reservorio:  $V_{inj}$

$$V_{inj} = 22,970.41335 \text{ m}^3/\text{d} = 7.29 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d} \text{ .s.c}$$

Como, la presión del reservorio declina con la producción, los hidrocarburos líquidos podrían condensarse y no ser recuperados.

La pérdida de hidrocarburos líquidos en el reservorio podría en algunos casos ser evitado por las operaciones de reciclado (procesamiento del gas de reinyección).

Diagrama N° 2.1 Procesamiento del Gas Natural



El mantenimiento de la presión previene la condensación de los líquidos en el reservorio. El gas de la formación es desplazado hacia los pozos productores por el gas de inyección

Flujo volumétrico en la entrada de la planta con el gas seco de reinyección es:

$7.29 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d.s.c}$ , representa una parte de la razón de flujo total de procesamiento, entonces la razón de flujo en la tubería es:

$$7.29 \times 10^6 + 17.01 \times 10^6 = 24.3 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d}.$$

### Tratamiento del Pozo

El gas que sale del reservorio, se encuentra normalmente saturado con agua y contiene impurezas asociado con el gas. Dependiendo de la composición y la cantidad de gas, podría tratarse directamente en el pozo para caracterizar el gas de tubería. Adicionamos metanol en el pozo por las siguientes razones:

- a) Prevención en la formación de hidratos.
- b) Alto rango de temperatura.
- c) Previene la corrosión en el pozo y la tubería.

## 2.2 SEPARACIÓN DEL GAS NATURAL

Es un proceso muy importante por lo siguiente:

- A. Separar el fluido recibido en líquido y gas.
- B. Para manejar las acumulaciones del líquido y prevenir la llegada de ellos a la planta.
- C. Prevención en la formación de hidratos.
- D. Alto rango de temperatura.
- E. Previene la corrosión en el pozo y la tubería.
- F. Previene la formación de espuma para los hidrocarburos líquidos.

El separador horizontal es el más comúnmente usado para la separación de

grandes volúmenes de gas y pequeños volúmenes de líquido. Como nosotros tenemos grandes volúmenes de gas se ha seleccionado el separador horizontal.

El separador horizontal es más barato que una unidad vertical porque tiene aproximadamente uno y medio de tiempo de capacidad de flujo de gas que un separador vertical del mismo diámetro.

El separador horizontal es rápidamente adaptable a un patín de montaje y es fácilmente enganchable debido a que las conexiones son más sencillas.

Seleccionamos un separador de tres fases, porque inyectamos metanol en el pozo, entonces a la entrada a la planta tenemos dos fases de líquidos (hidrocarburos líquidos y agua disuelta en metanol) y una fase de vapor de agua.

### 2.1.1 Cálculo del Separador

Razón de metanol puro requerido para el flujo del gas:

$$Q_g = 24.3 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d}$$

Temperatura de entrada al separador  $T_i = 37^\circ\text{C}$

Temperatura de salida del separador  $T_o = 25^\circ\text{C}$

Presión de entrada  $P_i = 6892.86 \text{ KPa}$

Presión de salida  $P_o = 6400.00 \text{ KPa}$

La gravedad específica del gas G:

$$G = \frac{M_{\text{Gas}}}{M_{\text{aire}}} = \frac{33.58}{28.965} = 1.159$$

$$G = 1.159$$

#### a) *Temperatura de hidratación*

Del Gráfico N° 2.3 se tiene para 6892.86 KPa la  $T_h = 29.2^\circ\text{C}$

#### b) *Temperatura de depresión D*

$$T_h > T_o$$

$$D = (T_h - T_o) + 3$$

$$D = (29.2 - 25) + 3 = 7.20^{\circ}\text{C}$$

**c) Contenido de agua a la entrada del equipo  $W_i$ :**

$$T_i = 37^{\circ}\text{C}$$

$$P_i = 6892.86$$

$$W_i = y_{HC}W_{HC} + y_{H_2S}W_{H_2S}$$

De la composición en mol % del gas se tiene

$$y_{HC} = 0.68$$

$$y_{H_2S} = 0.32$$

Del gráfico N° 2.4 obtenemos:

$$W_{HC} = 950 \text{ mg H}_2\text{O} / \text{m}^3$$

Del gráfico N° 2. 5 obtenemos:

$$y_{H_2S} = 1200 \text{ mg} / \text{m}^3$$

Entonces:

$$W_i = 0.68 \times 950 + 0.32 \times 2300 = 1380.00 \text{ mg/m}^3 \text{ ó}$$

$$W_i = 1.380 \text{ Kg}/10^3/\text{m}^3$$

Contenido de agua en el gas a la salida del equipo  $W_o$

$$W_o = y_{HC}W_{HC} + y_{H_2S}W_{H_2S}$$

$$P_o = 6400 \text{ KPa}$$

$$T_o = 25^{\circ}\text{C}$$

$$y_{HC} = 0.68$$

$$y_{H_2S} = 0.32$$

Gráfico N° 4

$$Y_{HC} = 500 \text{ mg/m}^3$$

Gráfico N°2. 5

$$W_o = 0.68 \times 500 + 0.32 \times 1500 = 820 \text{ mg/m}^3$$

$$W_o = 0.820 \text{ Kgr}/1000 \text{ m}^3$$

Contenido de agua diario en el equipo:  $Q_{gas}$

$$Q_{H_2O} = W \times Q_{gas}$$

$$W = W_i - W_o = 1.382 - 0.820 = 0.56 \text{ Kg H}_2\text{O} / 10^3 \text{ m}^3$$

$$Q_{H_2O} = 0.56 \times 10^{-3} \times 24.3 \times 10^6 = 13608 \text{ Kg/d}$$

Concentración óptima del metanol

$$D = 7.2^\circ\text{C}$$

Gráfico N°2. 6

$$X_r = 17\% = 0.17$$

Metanol necesario (  $W_i$  ) :

$$W_i = \frac{W_o \times W_r}{X_i - X_r}$$

$$W_i = (13608) (0.17) / (1 - 0.17) = 2787.18$$

$$W_i = 2787.18 \text{ Kg metanol/d}$$

### 2.1.2 Máxima Expansión Permisible

$T_h = 29.2^\circ\text{C}$  Temperatura de la razón de flujo volumétrico

Para prevenir la formación de hidratos del gas para el se asume  $T = 60^\circ\text{C}$

$$P = 10,000 = 6892.86 \text{ KPa}$$

$$G = 1.159$$

Hallamos la presión inicial del reservorio:

$$P_i = ? \text{ (Gráfico N° 2.7)}$$

$$G = 0.90 \quad P_i = 18,000 \text{ KPa}$$

$$G = 1.00 \quad P_i = 22,000 \text{ KPa}$$

$$P_i = 22,000 - [(22,000 - 18,000) \times [1.1159 - 1/1.0 - 0.9]]$$

$$P_i = 22,000 - 6360 \text{ KPa}$$

$$P_i = 15,640 \text{ KPa}$$

Hallamos la temperatura de ingreso al separador:

$$P_i = 15,640$$

$$P_t = 6892.86$$

$$\Delta P = 8747.14 = 8747.14 \text{ KPa}$$

Del Gráfico N° 2.8 se tiene  $T = 29^\circ\text{C}$

$$\Delta T = 60 - 29 = 31^\circ\text{C}$$

Hallamos la densidad de un gas, se tiene que hallar el valor "Z", entonces hallamos primero el factor de corrección "Pr" y "Tr" para un gas ácido (contiene H<sub>2</sub>S).

$$T_c' = T_c - \epsilon$$

$$P_c' = P_c \times T_c' / T_c + B(1-B) \epsilon$$

$$B = 0.32$$

$$T_c = 316.54 \text{ K}$$

$$P_c = 5851.55 \text{ kPa}$$

Gráfico N° 2.1  $\longrightarrow$   $\epsilon = 17.5^\circ\text{C}$

Entonces:

$$T_c' = 316.54 - 17.5 = 299.04 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_c' = 5851.55 \times 299.04 / 316.54 + 0.32 (1 - 0.32) 17.5$$

$$P_c' = 5462.41 \text{ kPa}$$

Para una mezcla, de temperatura pseudo-reducida (Tr) y presión pseudo-reducida (Pr) podría ser calculado de:

$$T_r = T / T_c' \quad P_r = P / P_c'$$

$$T = 60 + 273 = 333 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P = 15,640 \text{ kPa}$$

$$Tr = 333 / 298.56 = 1.12$$

$$Pr = 15,640 / 5462.41 = 2.86$$

Del grafico N°2..2 obtenemos:

$$Z = 0.45$$

Por lo tanto la densidad del gas  $\rho_{gas}$ :

$$\rho_g = \frac{MP}{R_u TZ}$$

$$P = 6892.86$$

$$M = 33.59 - 9.38 = 24.21$$

$$R = 8.31$$

$$T = 310 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta\rho = 6892.86 \times 24.21 / 8.31 \times 310 \times 0.45 = 143.95 \text{ kg/m}^3$$

Velocidad Terminal ( $V_T$ ):

$$K = 0.14 \text{ m/seg.}, \quad \rho_L = 631 \text{ kg/m}^3$$

$$V_T = K \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}}$$

$$V_T = 0.14 \sqrt{\frac{631 - 143.95}{143.95}} = 0.26 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Flujo volumétrico de gas ( $Q_A$ ):

$$Q_A = 24.30 \times 10^6 \times \frac{101}{6897.86} \times \frac{310}{288} \times \frac{0.45}{1440 \times 60}$$

$$Q_A = 1.996 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Area A):

$$A = \frac{Q_A}{V_T} \quad A = \frac{1.996}{0.26} = 7.685 \text{ m}^2$$

El diámetro D.

$$D = \sqrt{\frac{2 \times 4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2 \times 4 \times 7.685}{3.14}} = 4.42 \text{ m}$$

El tiempo de permanencia es : 2 minutos = 120 seg

Para  $1.996 \text{ m}^3 / \text{seg} \times 120 \text{ seg} = 239.52 \text{ m}^3$

$L = 239.52 / 4.42 = 54 \text{ m}$

1 MM scfd .....  $0.0283 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{d}$

X .....  $24.3 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{d}$

$X = 858.6 \text{ MM pies}^3 \text{d}$

De acuerdo, con este resultado:

$D = 4.42$

$L = 54 \text{ m}$

$V = 24.30 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{d} = 858.6 \text{ MM scfd}$

Con el grafico N° 2.9, nosotros podríamos deducir que en el mercado no existe un separador para esta capacidad de flujo volumétrico. Entonces con nuestros resultados podríamos incrementar el diámetro, pero puede ser difícil para su transporte y se decidió poner 6 separadores, entonces:

Razón de Flujo = 150 MM scfd

$D = 60'' = 1.524 \text{ m}$

$0.0254 \text{ m} \dots\dots\dots 1 \text{ pulg}$

x .....  $60 \text{ pulg}$

$L = 20 \text{ pies} = 6 \text{ m}$

1 pie .....  $0.3 \text{ m}$

20 pies ..... x

$x = 6 \text{ m}$

Para  $858.6 \text{ MM pies}^3 \text{d}$  sería:



$858.6 / 150.0 = 5.72$  separador

Se usarán 6 separadores.

## **2.3 RECUPERACIÓN DE AZUFRE DEL GAS NATURAL**

### **2.3.1 Separación del Gas Acido**

Selección del proceso para la separación del gas ácido con MDEA, por las siguientes razones:

- La amina es ampliamente aceptado en aplicaciones en el tratamiento de gas, principalmente debido a su capacidad para remover  $H_2S$  selectivamente en presencia del  $CO_2$  tomando ventaja de la selectividad cinética entre su reacción con  $H_2S$ .
- La amina permite recuperar el  $H_2S$  del gas de alimentación rico en  $H_2S$  en las unidades de recuperación de sulfuros.
- MDEA es un proceso basado en amina que requiere baja energía.

También ofrece ventajas en términos de corrosividad. Es una amina de tercera generación, es mucho menos corrosivo que el MEA y DEA. También proporciona mucha resistencia a la degradación química del solvente.

- Bajo calor de reacción.
- Bajo rendimiento de calor del recalentador.
- Permite la selectividad cinética.
- Remueve selectivamente el  $H_2S$ .
- Baja tasa de circulación del solvente.
- Resistencia a la degradación química.
- Alta tasa de transferencia de masa.
- Baja solubilidad de los hidrocarburos.
- Calor de absorción (1050 KJ/Kg)

Esta sección de la planta debe tener los siguientes materiales de construcción:

- Acero de carbono
- Acero inoxidable 304/316
- Causa corrosión en el pozo en tuberías usadas.
- Titaneo grado 2 (puede ser híbrido calentador/regenerador)
- Aliviadores de cobre no son usados
- En productos solubles a la corrosión
- En pozos con tuberías de acero de carbono y acero inoxidable 304/316 con iones de cobre disueltos.

Tipo de bandeja de las torres:

Torre de absorción para recuperar los sulfuros de las aminas:

$$\rho_G = 22.2 \text{ Kg/m}^3 = 1.382 \text{ lbm/ft}^3$$

$$\rho_L = 610 \text{ Kg/m}^3 = 37.98 \text{ lbm/ft}^3$$

$$K_s = 0.0297 \text{ m / seg}$$

Espaciamiento del plato = 61 cm

Entonces:

$$W_g = 3600 K_s \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}}$$

$$W_g = 3600 \times 0.0297 \times \sqrt{\frac{610 - 22.2}{22.2}}$$

$$W = 3600 \times 0.0297 \times 5.14$$

Velocidad de la masa vapor = 550.17 Kg/ seg m<sup>2</sup>

Diámetro de la torre d:

Se reemplazando los datos

$$r_v = 0.62 \quad V = 16 \text{ centistokes}$$

Flujo de gas =  $21.141 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d} = 754 \text{ MMscfd}$

$$m_L = \left( \frac{2 \text{ gal}}{\text{min}} \right) \left( 9.33 \frac{\text{lbm}}{\text{gal}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) = 0.31 \frac{\text{lbm}}{\text{seg}}$$

$$m_v = \left( \frac{(754)(318.0)(0.62)}{3600} \right) = 41.3 \frac{\text{lbm}}{\text{seg}}$$

Aplicando la ecuación:

$$X = \left( \frac{L}{V} \right) \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{1/2} \quad \text{reemplazando} \quad X = \left( \frac{0.31}{41.3} \right) \left( \frac{1.382}{37.98} \right)^{1/2} = 0.001$$

Flujo de Amina = 2 gal/min

Para  $\Delta P = 0.25 \text{ in H}_2\text{O} / \text{ft}$  entonces  $Y = 1.5$

$$Y = \frac{G^2 F v^{0.1}}{\rho_g (\rho_L - \rho_g)} \quad G = \frac{Y \rho_g (\rho_L - \rho_g)}{F (v)^{0.1}}$$

$$G = \frac{1.5 (1.382) (37.98 - 1.32)}{(26) (16)^{0.1}}$$

$$G = 1.265 \text{ lbm} / \text{ft}^2 / \text{seg}$$

Reemplazando en la ecuación:

$$d = \left( \frac{4 m v}{\pi G} \right)^{1/2} = \left[ \frac{4 (41.3)}{3.14 (1.265)} \right]^{1/2}$$

$$d = 5.65 \text{ ft} = 1.72 \text{ m} = 1.71 \text{ m}$$

Altura de la torre H:

La altura real de la torre h es entonces la calculada como sigue:

$H = (\text{HETP}) (N)$ , donde:

HETP = altura equivalente del plato teórico

N = número teórico de platos = 4

Para la amina una HETP de 1.5 m (5 ft) puede usarse para estimar la altura del contactor para el uso y estructura de la torre:



En general la eficiencia de conversión de la planta es maximizada por mantener la estequiometría  $\text{H}_2\text{S} + \text{SO}_2$  ratio de 2 ÷ 1 en el proceso del gas para el convertidor catalítico.

El color del sulfuro es una propiedad importante porque da una inmediata indicación de la pureza del producto. El sulfuro es un color amarillo brillante en el contenido de impurezas siendo más o menos de 0.02% de peso. Pequeñas cantidades de carbón cambia de un color amarillo brillante a amarillo grisáceo o verde.

### 2.3.2.1 Cálculo de "N" de Convertidores

Flujo del gas ácido

$$7.776 \times 10^6 / 23.6 (0.69382) (0.9999) = 228.584 \text{ m}^3/\text{d}$$

Hallar la velocidad espacial del flujo a la planta

Asumir la ecuación general:



Diseño de flujo:

$$\text{H}_2\text{S} = 228,584.94$$

$$\text{CO}_2 = (228.584) (0.39) = 84,148.13$$

$\text{N}_2$  con aire para  $\text{H}_2\text{S}$

$$= 2 (228,58) (0.39) = 457,169.88$$

$\text{CH}_4$  (aparece como  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ ):

$$= (0.01) (228,584) \times 2 = 4,571.69$$

$\text{N}_2$  con aire para  $\text{CH}_4$

$$= (0.01) (228,584) \times 8 = 18,286.79 / 797,761.43$$

$$\text{SV} = 797.761.43 / (24) (60) = 554.00$$

$$1 / \text{SV} = 0,0018$$

Del Gráfico N° 2. 13 obtiene:

Recuperación del reactor = 74%

Número de reactores

Inicial                    100%

De la quema de la reacción:

25%            75.00

Del primer convertidor:

$$0.75 \times 75 \quad \frac{55.50}{19.50}$$

Del segundo convertidor:

$$0.74 \times 19,50 \quad \frac{14.43}{5.07}$$

Del tercer convertidor:

$$0.74 \times 5,07 \quad \frac{3.75}{1.31}$$

Del cuarto convertidor:

$$\frac{0.98}{0.33}$$

Usar cuatro convertidores:

Se necesita cuatro convertidores (Gráfico N° 2.12) de capacidad del Proceso

Claus como una función de la composición del gas ácido. Para el porcentaje molar 32% de ácido seco, la eficiencia neta de recuperación es igual a 99.3%.

La recuperación ideal es igual a 99.5%, obtenemos una recuperación factible (Gráfico N° 12) de 98.31% para cuatro convertidores, esto significa que se necesita adicionar otros

procesos para alcanzar 99.99% y este proceso es "The Shell Scot Process".

### **2.3.2.2 Sulfuros**

Nosotros necesitamos 4 convertidores, de acuerdo al Gráfico N° 2.12, para 32% de concentración en gas ácido; tenemos una eficiencia de recuperación neta de 98.31%, esto significa que no llegaron al 99.99% como lo planearon, entonces adicionamos un proceso adicional que es "The Shell Scot Process" según el gráfico 2.12a

Este proceso nos permite:

1. Limpieza más profunda del H<sub>2</sub>S después del Proceso Claus Modificado.
2. Retorno a la unidad de Claus.

#### **Proceso de Limpieza de Cola de la Planta de Sulfuros**

Nosotros consideramos este proceso de recuperación, por lo siguiente:

- Procesos basados principalmente sobre la construcción de la reacción de Claus para producir sulfuro adicional bajo condiciones de equilibrio favorable normalmente se hallan en unidades de Claus, también a través de operaciones de bajas temperaturas, el punto de rocío de los sulfuros o en la fase líquida a temperaturas altas del punto de amalgamiento del sulfuro.
- Proceso basado en convertir todos los componentes de sulfuro del gas de cola para el SO<sub>2</sub> y recuperación del SO<sub>2</sub> para más

procesamientos.

- Proceso de Claus basado sobre la conversión de todo el sulfuro del gas de cola para  $H_2S$ , entonces la recuperación del sulfuro a partir del  $H_2S$ .
- Procesos de oxidación directa del gas de cola del  $H_2S$  para sulfuros.

## 2.4 DESHIDRATACIÓN DEL GAS NATURAL

La selección del Proceso de Deshidratación con TEG tiene las siguientes razones:

Costo Bajo de Operación

1. El Proceso de Vacío, siempre tiene infiltraciones de oxígeno del aire, degradación de esta manera del solvente.
2. El Proceso Colfinger necesita un proceso adicional de enfriamiento que incrementa el costo.
3. El Proceso Drizo, es un proceso muy eficiente pero está monopolizado por una sola compañía aumentando el costo de operación.

Desventajas: TEG

- Venta (metano), que sale a la venta es muy útil en el Reboiler como combustible para el calentamiento; en la columna del stripping gas; se inyecta este gas de venta (metano) para alcanzar una mejor pureza del TEG pobre.
- Los sistemas de recolección, en el cabezal del pozo.
- Alimentación para líneas de transmisión.
- Alimentación para procesos de temperatura moderadamente bajo.
- Relativamente el equipamiento no es muy caro.
- Fácil para operar y mantenimiento.
- Consumo de energía bastante bajo y en proporciones a la carga del agua.



- Límite de caída del punto de rocío.
- Exposición a espuma en algunos sistemas de gas.
- El incremento de la circulación de TEG y el decrecimiento en las tasas de circulación en el sistema, influenciando considerablemente en el costo del TEG.
- El punto de ebullición alto permite una fácil separación del agua y un alto punto de rocío.
- Absorción por líquidos disecantes es el método más ampliamente usado para deshidratación del gas natural.
- El TEG podría tolerar temperaturas de reboiler más altas que el DEG.
- La regeneración del TEG debe ser realizado con temperaturas mayores que la del DEG (207°C).
- Pérdidas por vaporización del TEG son generalmente bajos que las del DEG.
- Adición de pequeñas cantidades de alkanolamine a la solución de glycol puede proporcionar una adecuada protección a la corrosión en este caso.

#### 2.4.1 Cálculo del Proceso de Deshidratación

$$T = 45^{\circ} \text{ C}$$

$$P = 6000 \text{ KPa}$$

La remoción del agua debe ser de:

$$4 \text{ lb} / 10^6 \text{ pie}^3 \times 1 \text{ Kg} / 2,204 \text{ lb} \times 1 \text{ pie}^3 / (0.3048 \text{ m})^3$$

$$= 0.0641 \text{ Kg H}_2\text{O}/10^3 \text{ m}^3 \text{ gas,}$$

Entonces:

$$P = 797.83 \text{ psi}$$

$$T = 15^{\circ} \text{ F}$$

a) Temperatura en el punto de rocío para flujo volumétrico.

$$T = 45^{\circ} \text{ C}$$

$P = 6000 \text{ KPa}$  (Gráfico N° 2.14)

$W_a = 1.58 \text{ Kg H}_2\text{O} / 10^3 \text{ m}^3 \text{ gas}$

b) Remoción del agua en el absorbedor ( $W_a$ ) :

$W_a = W_e - W_s = 1.56 - 0.56 = 1.02 \text{ Kg H}_2\text{O} / 10^3 \text{ m}^3 \text{ gas}$

c) Entonces el agua removida en (%), conociendo:

$4 \text{ lb} / 10^6 \text{ pie}^3 \times 1 \text{ Kg} / 2,204 \text{ lb} \times 1 \text{ pie}^3 / (0.3048 \text{ m})^3 = 0.0641 \text{ Kg H}_2\text{O}$

$= 1.02 - 0.0641 / 1.02 = 0.937 = 93.7\%$

d) La concentración del TEG

$T_i = 15^\circ \text{ F}$

$T = 45^\circ \text{ C} \times 9/5 + 32 = 113^\circ \text{ F}$

Entonces, Gráfico N° 15 TEG = 99.3

Factor de Seguridad:  $(-15 \text{ a } -20)^\circ \text{ F}$ ,  $T = -15^\circ \text{ F}$

$T_r = 15 - 15 = 0^\circ \text{ F}$

Del Gráfico N° 15

TEG = 99.65

e) El uso del gas estabilizado en el trabajo del calentador, para cambiar su equilibrio. La fracción del agua en la corriente del TEG pobre es:

$$X_w = \left( \frac{P}{P_w} \right) Y_w$$

La presión del vapor de agua está fijado a la temperatura del calentador, un valor conocido y la única manera de reducir  $X_w$  con el trabajo de estabilizar el gas como una fracción del agua en su fase de vapor es reducir para estabilizar el gas, el manejo del agua a partir de la fase líquida del TEG pobre, para restaurar el equilibrio de la fase vapor.

La mejora más importante es usado para estabilizar el gas (stripping gas) lo que logrará remover el 99.5% del agua TEG, cuando se inyecta directamente dentro del calentador, para lograr alcanzar el 99.9% del agua TEG removido, inyectando dentro de la columna de absorción entre el tanque y el calentador.

Del Gráfico N° 2.16, se obtiene el número de platos requeridos en el contador, son:

Remoción total del agua (wt):

$$Wt = 1.02 - 0.0641 = 0.9659 \text{ Kg} / 10^3 \text{ m}^3$$

$$Qg = 13.365 \times 10^6 \text{ m}^3 / \text{d}$$

$$Wt = W \times Qg$$

$$Qg = 13.365 \times 10^6 / 23.6 \times 0.09949 = 56342.536 \text{ m}^3 / \text{d}$$

$$Qg = 56.342 \times 10^3 \text{ m}^3 / \text{d}$$

$$Wt = \frac{56.342 \times 10^3 \text{ m}^3 / \text{d} \times 0.9659 \text{ Kg}}{10^3 \text{ m}^3} \times \frac{1 \text{ d}}{24 \text{ h}} = 2.24 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

$$Wt = 2.24 \text{ Kg/h} \times 2,20462 \text{ lb} / 1 \text{ Kg} = 4.947 \text{ Lb/h}$$

La concentración del TEG  $\rightarrow$  C TEG = 99.7

Del Gráfico N° 2.16 se obtiene Nb = 2 platos en equilibrio que es equivalente a 8 platos. El Gráfico N° 2.14a, se obtiene la circulación del TEG 2.25 GAL TEG / lbs H<sub>2</sub>O.

f) Cálculo del Trabajo de sobrecalentamiento del Reboiler (Q) :

Trabajo=Total TEG  $\times$  Cantidad de agua requerida para el sobrecalentamiento

$$W = 2.25 \text{ gal TEG} / \text{lbs H}_2\text{O} \times 4.947 \text{ lb/h} = 11.13 \text{ gal TEG} / \text{h}$$

$$Q = (1500 \text{ BTU/US gal}) (11.13 \text{ USgal TEG} / \text{h})$$

$$Q = 16696 \text{ BTU} / \text{h}$$

Como medida de seguridad 20000 BTU/h, conocemos la eficiencia del

calor del reboiler es = 0.65, calculamos el trabajo del sobrecalentamiento del calor es:

$$Q = (20000) (0.65) = 13000 \text{ BTU/h}$$

g) Tipo de platos de la torre

Absorción del TEG

$$W_g = 3600 K_s \sqrt{\frac{\rho_L - \rho_G}{\rho_G}}$$

Donde:  $\rho_L$  = densidad del liquido = 610 Kg/m<sup>3</sup>

$\rho_V$  = densidad del vapor = 22.2 Kg/m<sup>3</sup>

$K_s$  = constante = 0.0425 m/s

Espaciamiento de plato = 61 cm

$$W_g = 3600 \times 0.0425 \times \sqrt{\frac{610 - 22.2}{22.2}}$$

Velocidad del vapor másico =  $W = 816.47 \text{ Kg / s m}^2$

Diámetro de la Torre Empacada: (D):

Datos:

$\rho_V = 22.2 \text{ Kg / m}^3 = 1.382 \text{ lbm / ft}^3$ ,

$\rho_L = 610 \text{ Kg / m}^3 = 37.98 \text{ lbm / ft}^3$  ,  $\nu = 16 \text{ centistokes}$

Flujo volumétrico de gas =  $13,365 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{d} = 477 \text{ MMscfd}$

Razón del TEG =  $2.72 \text{ gal / h} = 0.045 \text{ gal / min}$

$m_L = [0.045 \text{ gal / min}] [9.33 \text{ lbm / gal}] [1 \text{ min / 60 seg}] = 0.07 \text{ lbm / seg}$

$m_V = [477 \text{ MM pies}^3/\text{d} / \text{d}] [\text{d} / 3,600 \text{ seg}] [0.60] [31.80] = 26.1 \text{ lbm / seg}$

Aplicando la ecuación:  $X = \left(\frac{L}{V}\right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{1/2}$

$$X = \left(\frac{0.07}{26.1}\right) \left(\frac{1.382}{37.98}\right)^{1/2} = 0.001$$

$$X = 0.001$$

Para  $\Delta P = 0.25$  in H<sub>2</sub>O / pie; entonces,  $y = 1.3$

$$Y = \frac{G^2 F v^{0.1}}{\rho_g (\rho_L - \rho_g)} \quad G = \frac{Y \rho_g (\rho_L - \rho_g)}{F (v)^{0.1}}$$

Donde:

L = Velocidad de la masa líquida

G = Velocidad de la masa de Gas

$\rho_L$  = Densidad líquida

V = Viscosidad líquida

F = Factor empaquetamiento = 26

Hallando G:

$$\text{Entonces} \quad \rightarrow \quad G = \frac{(1.3)(1.382)(37.98 - 1.382)}{(26)(16)^{0.1}}$$

$$G = 1.917 \text{ lbm} / \text{pie}^3 \text{seg}$$

Aplicando la ecuación:

$$D = [4 Mv / \pi G]^{1/2} = [(4)(26.1) / (314)(1.917)]^{1/2}$$

$$D = 4.16 \text{ pies} = 1.30 \text{ m}$$

Altura de la torre ( H ) :

La actual altura del empaquetamiento es calculado como sigue:

$N = (\text{HETP})(N)$  donde HETP = Altura equivalente hasta el plato teórico

N = número de platos teóricos

Para el glicol un HETP de 1.5 m (5 pies) puede ser usado para estimar la altura del contactor para el empaquetamiento de la estructura.

$$H = (1.5 \text{ m})(4) = h = 6 \text{ m}$$

## 2.5 REINYECCION DEL GAS NATURAL

Como ya hemos determinado el flujo volumétrico de reinyección al reservorio a

través de los pozos reinyectores realizamos el cálculo de los compresores  
reciprocantes

Ecuación de la potencia de compresión

$$\dot{W}_C = 0.0857 \dot{V}_G Z_{avg} \frac{T_S}{\eta_{mec}} \frac{n}{n-1} \frac{1}{\eta_P} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

### Datos

$$P_S = P_1 = 882 \text{ Psi}$$

$$P_D = P_2 = 8706 \text{ PSI}$$

$$T_S = 560^\circ\text{R}$$

$$Z_S = 0.88$$

$$Z_D = 0.86$$

$$\eta_P = 0.77$$

$$n = 1.384$$

$$\dot{V}_G = 200 \text{ MMscfd}$$

$$\eta_{mec} = 0.98$$

$$Z_{avg} = \frac{Z_S + Z_D}{2} = \frac{0.88 + 0.86}{2} = 0.87$$

Potencia de Compresión en una etapa  $\dot{W}_C$  :

$$\dot{W}_C = 0.0857 \times 200 \times 0.87 \times \left( \frac{560}{0.98} \right) \times \left( \frac{1.384}{1.384 - 1} \right) \frac{1}{0.77} \times \left[ \left( \frac{8706}{882} \right)^{\frac{1.384-1}{1.384}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_C = 34,690 \text{ HP}$$

Potencia en el eje  $W_{eje}$  :

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_C}{W_{eje}}$$

$$\dot{W}_{eje}^{\circ} = \frac{\dot{W}_C^{\circ}}{\eta_{mec}}$$

$$\dot{W}_{eje}^{\circ} = \frac{34,690 HP}{0.98}$$

$$\dot{W}_{eje}^{\circ} = 35,398 HP$$

Potencia en el reductor de velocidad  $\dot{W}_{RV}^{\circ}$  :

$$\eta_{RV} = \frac{\dot{W}_{eje}^{\circ}}{\dot{W}_{RV}^{\circ}}$$

$$\dot{W}_{RV}^{\circ} = \frac{\dot{W}_{eje}^{\circ}}{\eta_{RV}}$$

$$\dot{W}_{RV}^{\circ} = \frac{35,398}{0.97}$$

$$\dot{W}_{RV}^{\circ} = 36,493 HP$$

Potencia de Compresión para dos etapas  $\dot{W}_C^{\circ}$ :

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{8706 Psi}{882 Psi} = 9.87 \cong 9.9 \text{ (Relación de presiones)}$$

Relación de compresión  $r_c$  :

$$r_c = \sqrt{9.9} = 3.146$$

Presión intermedia  $P_{int}$  :

$$P_{int} = P_1 \times r_c = 882 \times 3.146 = 2776 Psi$$

$$\dot{W}_C^{\circ} = 0.0857 \times 200 \times 0.87 \times \left(\frac{560}{0.98}\right) \times \left(\frac{1.384}{1.384-1}\right) \frac{1}{0.77} \times \left[ \left(\frac{22776}{882}\right)^{\frac{1.384-1}{1.364}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_C^{\circ} = 14,640 HP$$

$$\dot{W}_C = 14,640 \times 2 = 29,280 \text{ HP}$$

Potencia en el eje  $\dot{W}_{\text{eje}}$  :

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_C}{\dot{W}_{\text{eje}}}$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = \frac{\dot{W}_C}{\eta_{\text{mec}}}$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = \frac{29,280 \text{ HP}}{0.98}$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = 29,877.55 \text{ HP}$$

Potencia en el reductor de velocidad  $\dot{W}_{\text{RV}}$  :

$$\eta_{\text{RV}} = \frac{\dot{W}_{\text{eje}}}{\dot{W}_{\text{RV}}}$$

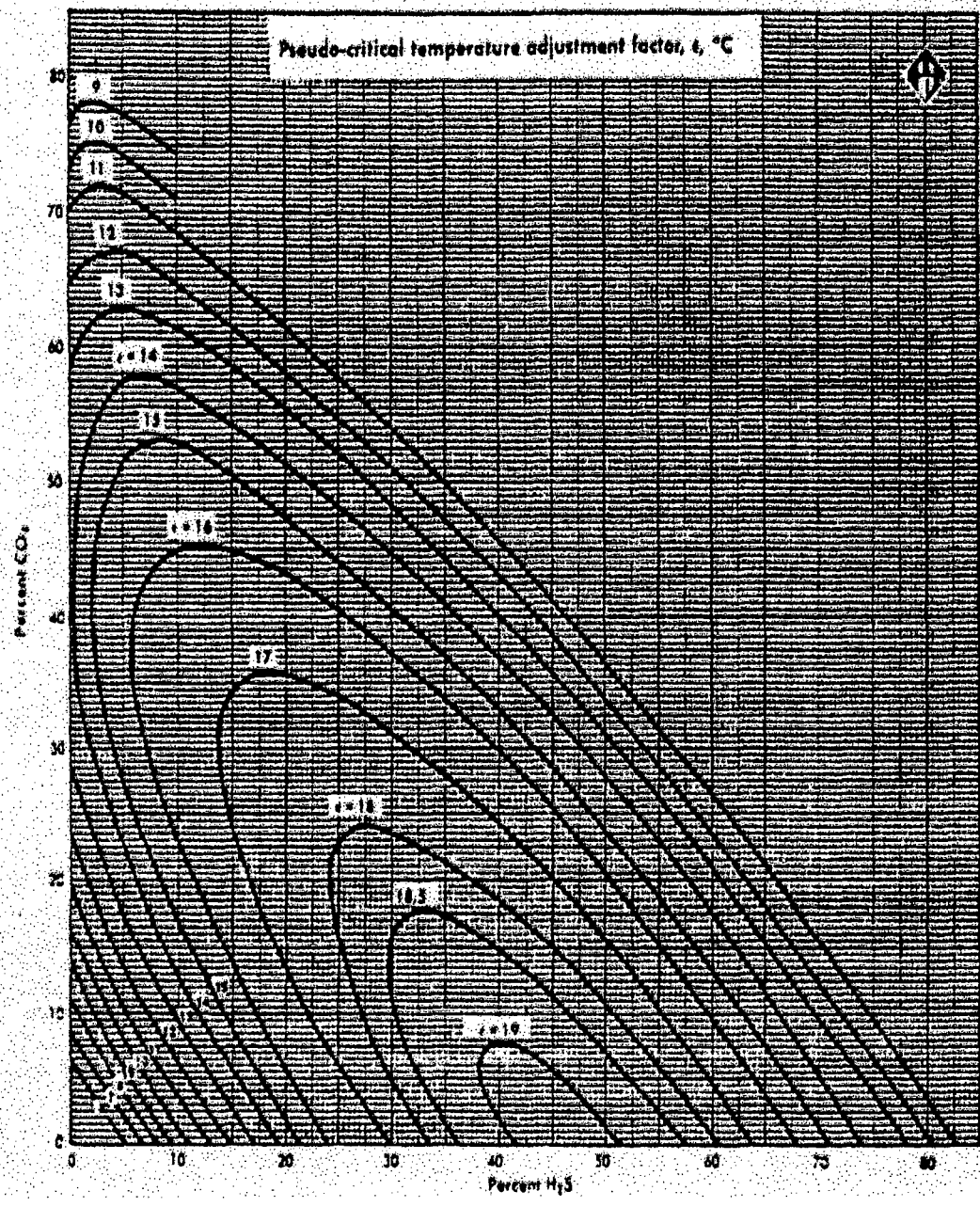
$$\dot{W}_{\text{RV}} = \frac{\dot{W}_{\text{eje}}}{\eta_{\text{RV}}}$$

$$\dot{W}_{\text{RV}} = \frac{29,877.55 \text{ HP}}{0.97}$$

$$\dot{W}_{\text{RV}} = 30,802 \text{ HP}$$

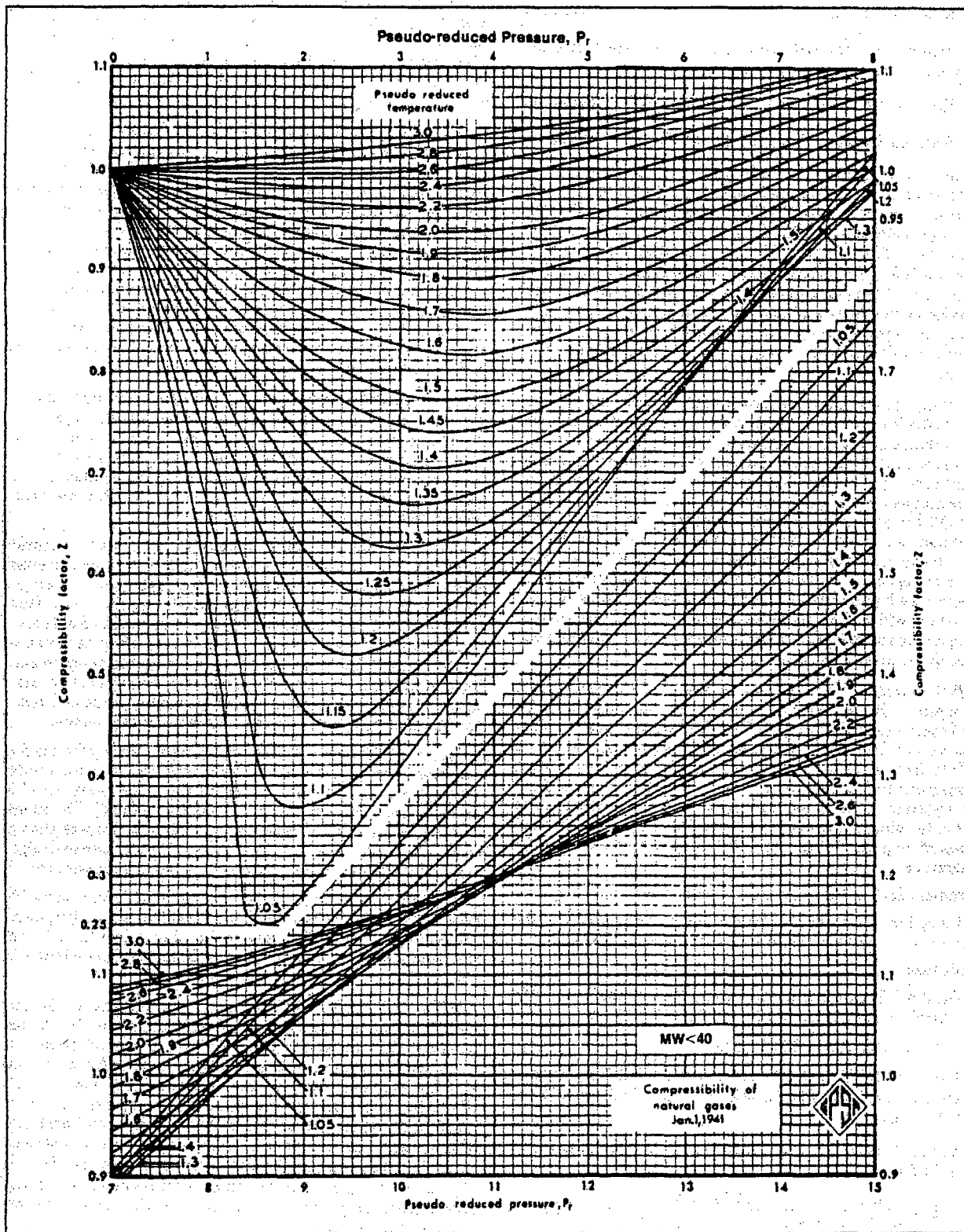


# GRÁFICO N° 2.1 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA TEMPERATURA SEUDOCRÍTICA



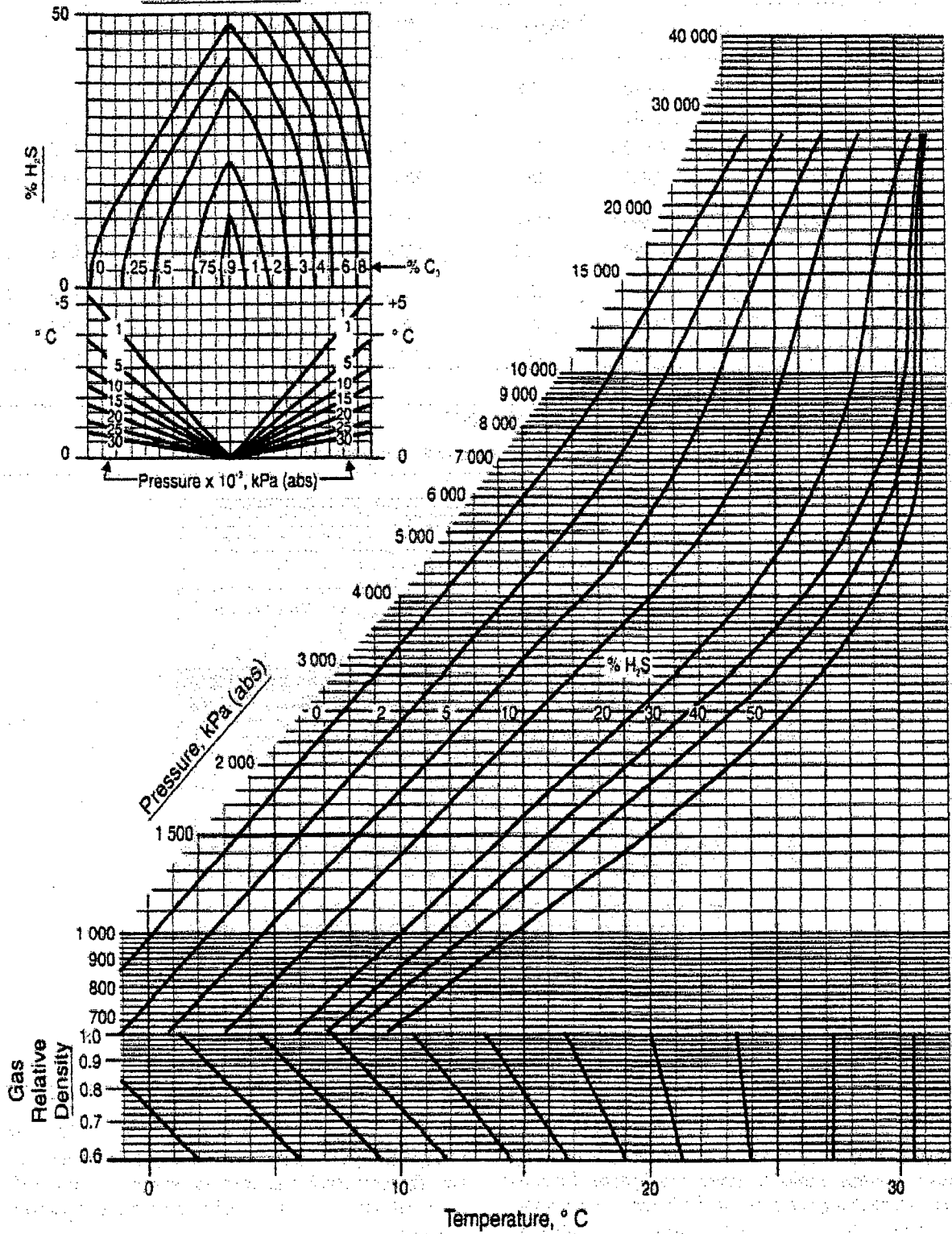
# GRÁFICO N° 2.2 FACTOR DE COMPRESIBILIDAD PARA GAS NATURAL

Compressibility Factors for Natural Gas<sup>1</sup>



# GRÁFICO N° 2.3 HIDRATO PARA GASES CONENIENDO H2S

$C_2$  Adjustment, °C



# GRÁFICO N° 2.4 CONTENIDO DE AGUA EN HIDROCARBUROS GASEOSOS

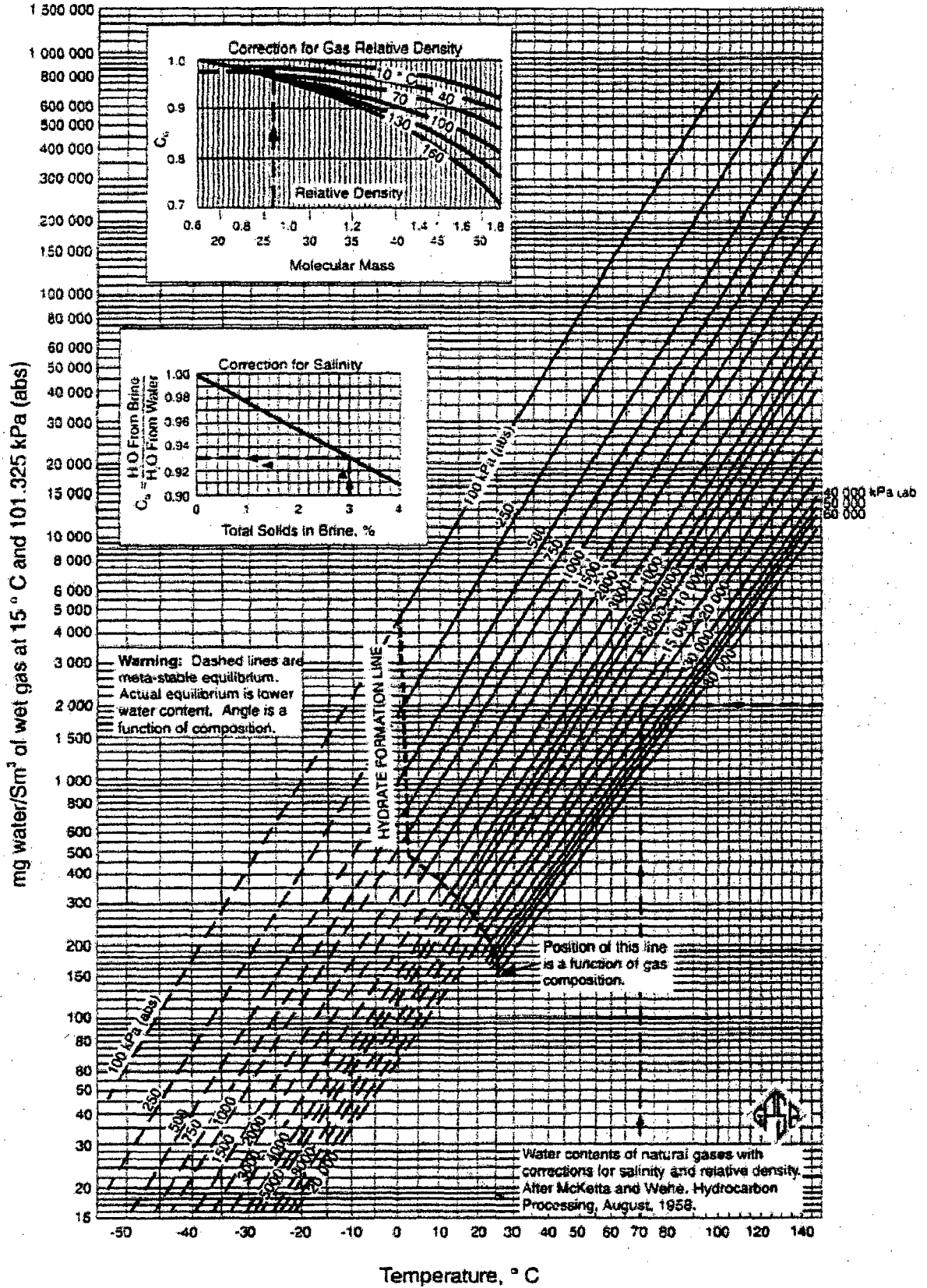


GRÁFICO N° 2-5 CONTRIBUCIÓN DE H<sub>2</sub>S, DEL AGUA CONTENIDA EN LA MEZCLA DE GAS NATURAL

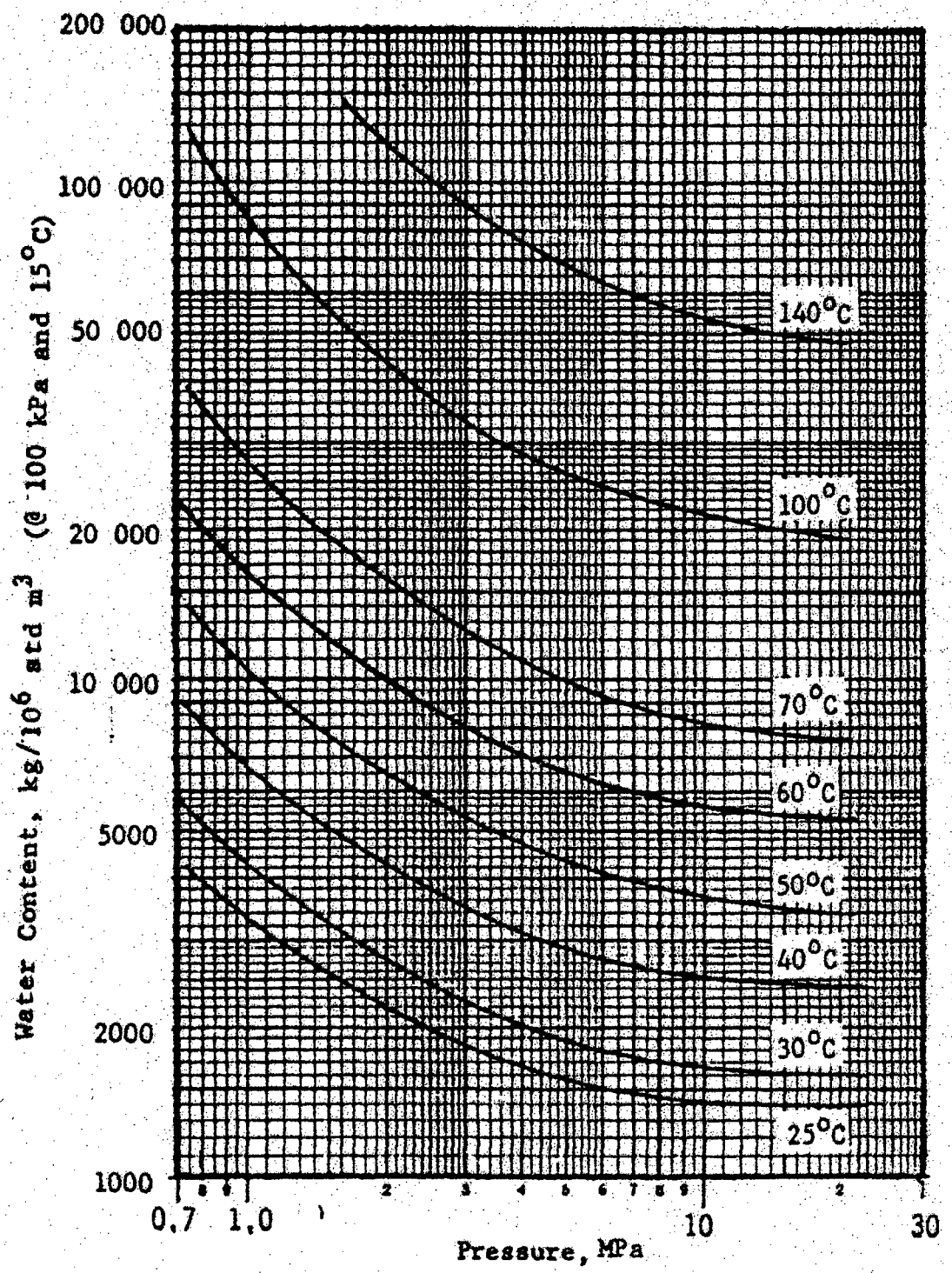
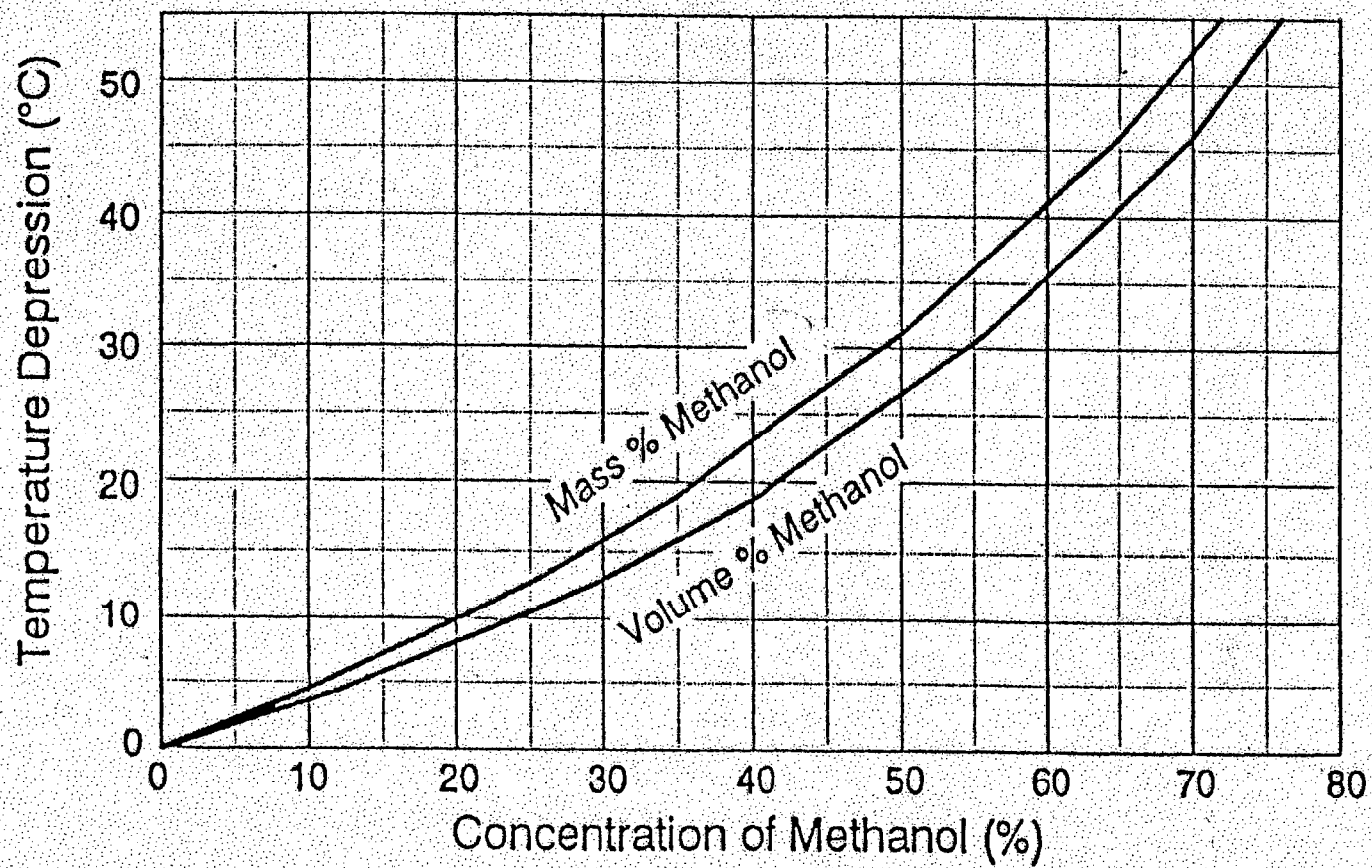


GRÁFICO N° 2.6 DEPRESIÓN DE LA TEMPERATURA DE HIDRATO VS. CONCENTRACIÓN DE METANOL

## HYDRATE TEMPERATURE DEPRESSION VS. METHANOL CONCENTRATION



**GRÁFICO N° 2.7 EXPANSIÓN PERMISIBLE DE GAS NATURAL DE DENSIDAD RELATIVA 1.0 CON FORMACIÓN DE HIDRATO**

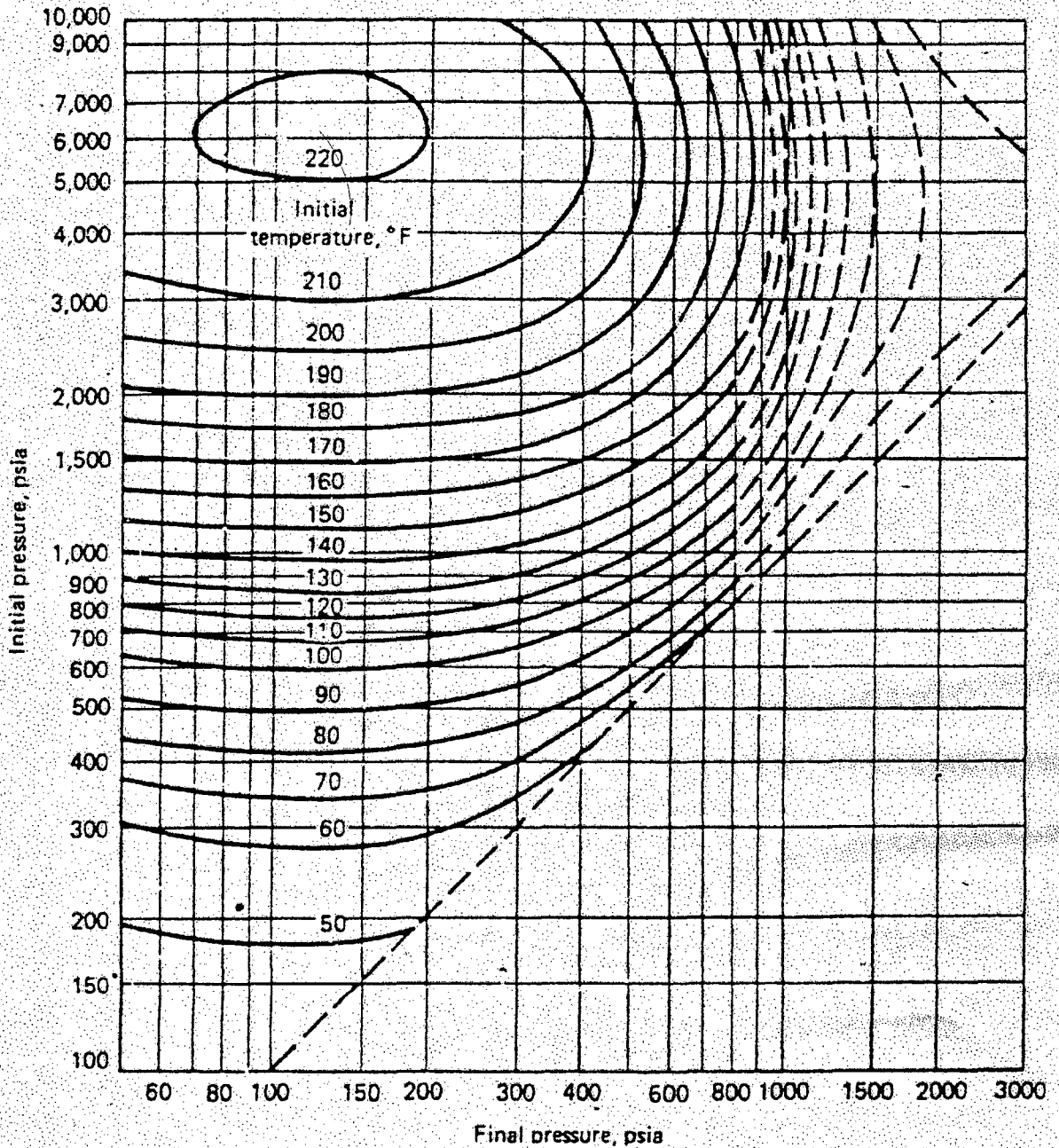


GRÁFICO N° 2.7a EXPANSIÓN PERMISIBLE DE GAS NATURAL CON DENSIDAD RELATIVA 0.9 CON FORMACIÓN DE HIDRATO

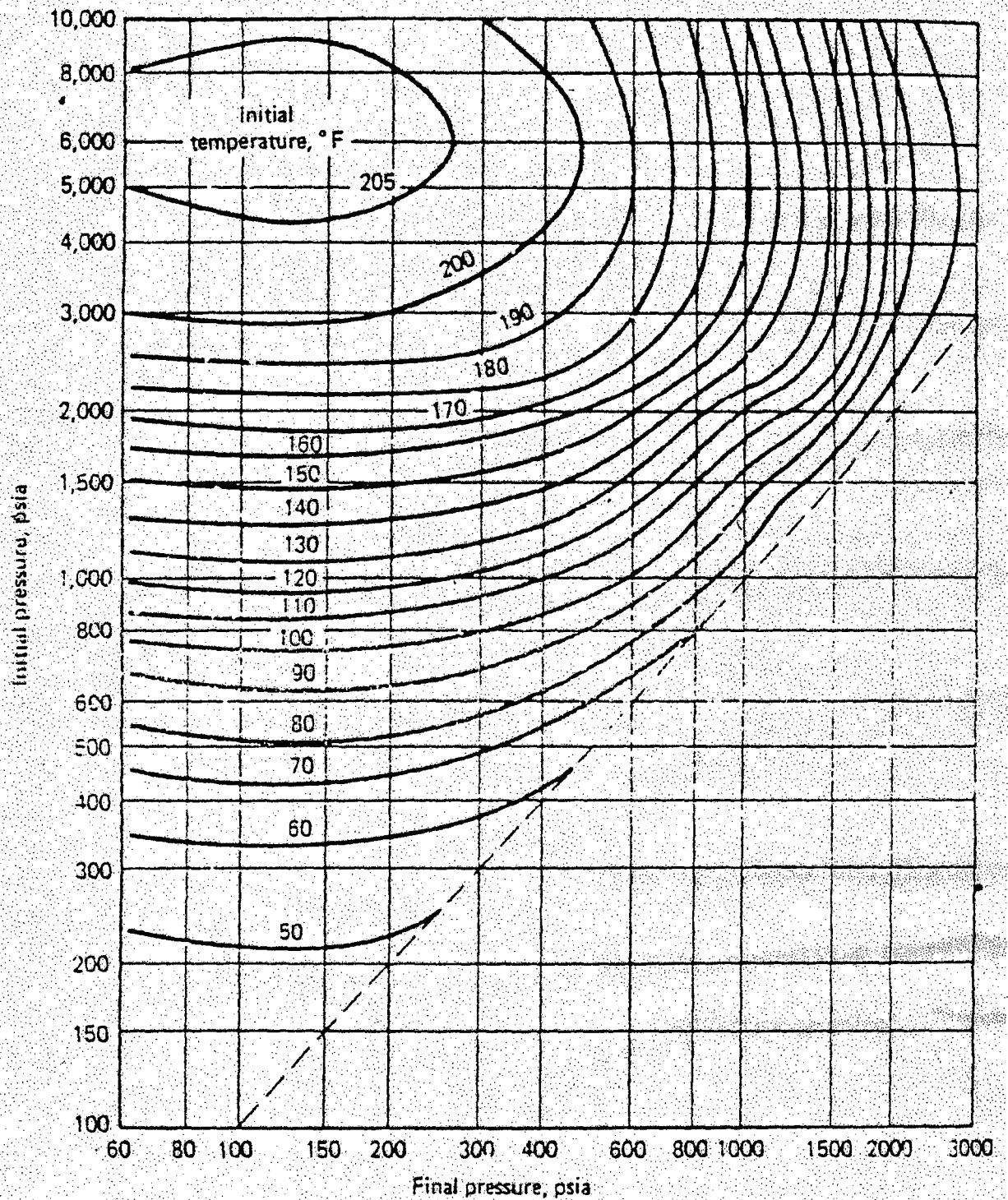
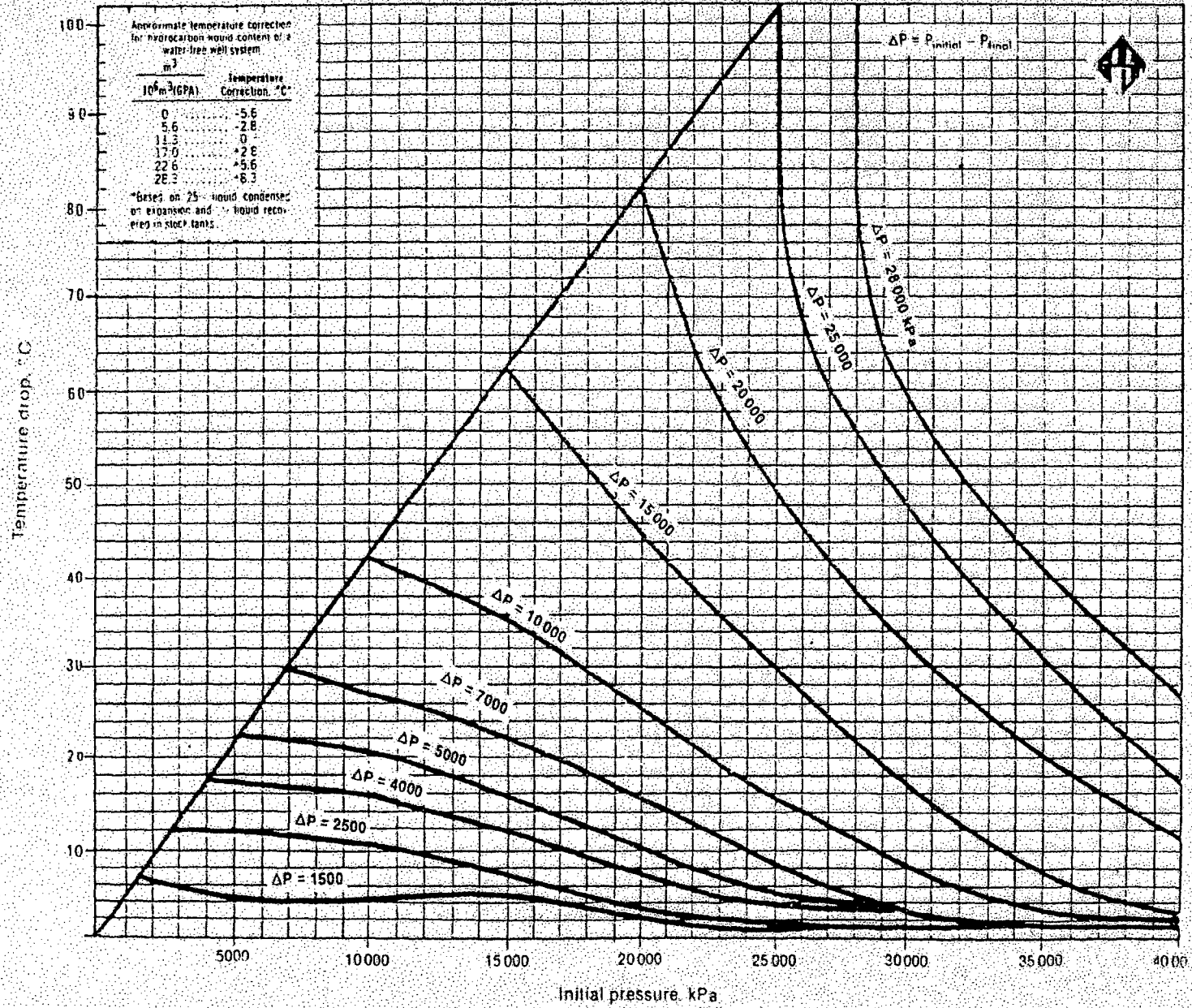




GRÁFICO N° 2.8 CAÍDA DE TEMPERATURA ACOMPAÑADA CON UNA PRONUNCIADA CAÍDA DE PRESIÓN



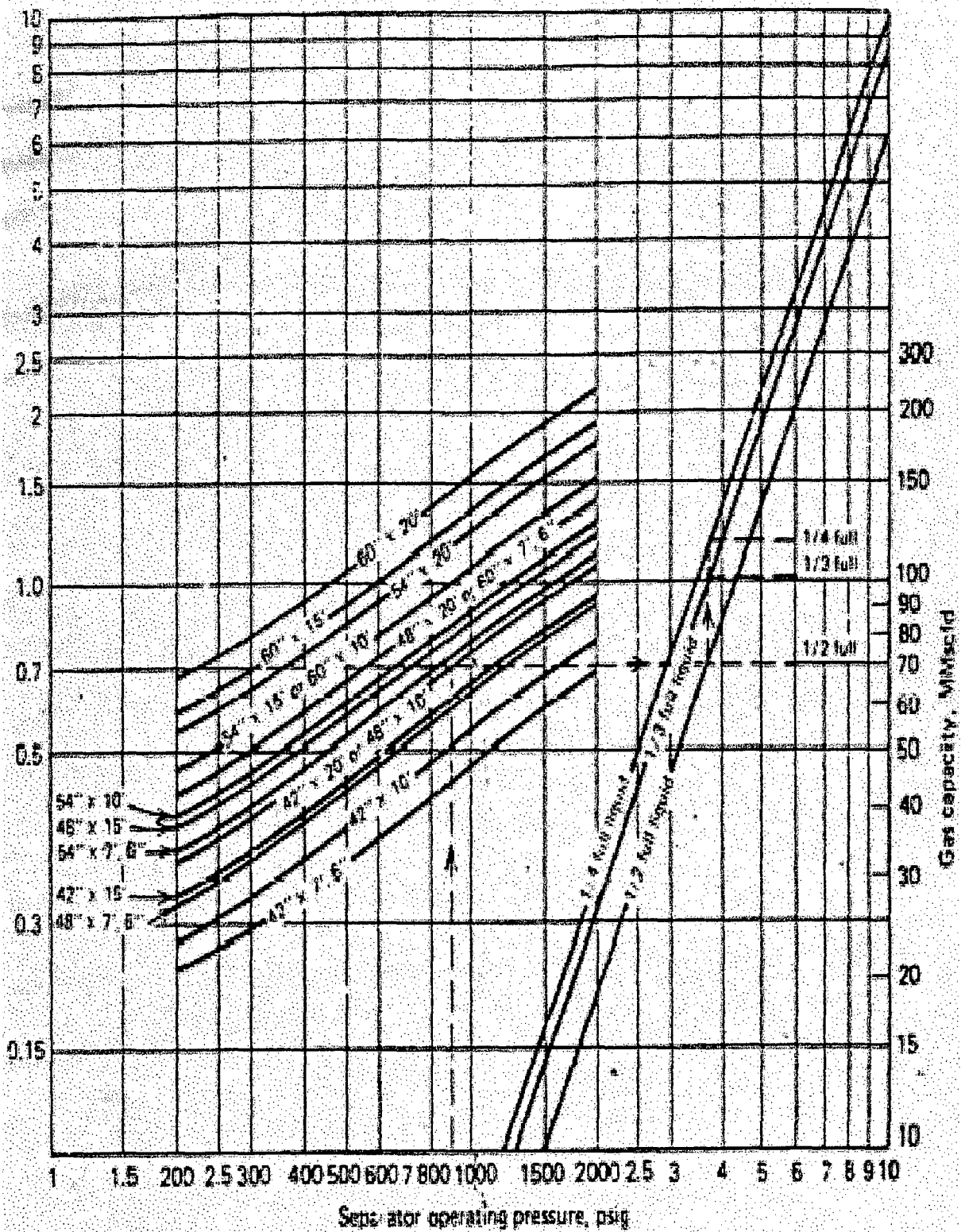


GRÁFICO N.º 2.9 CAPACIDAD DE GAS VS. PRESIÓN DE OPERACIÓN DEL SEPARADOR

GRÁFICO N° 2.10 CONCENTRACIÓN DE GAS ÁCIDO EN GAS TRATADO

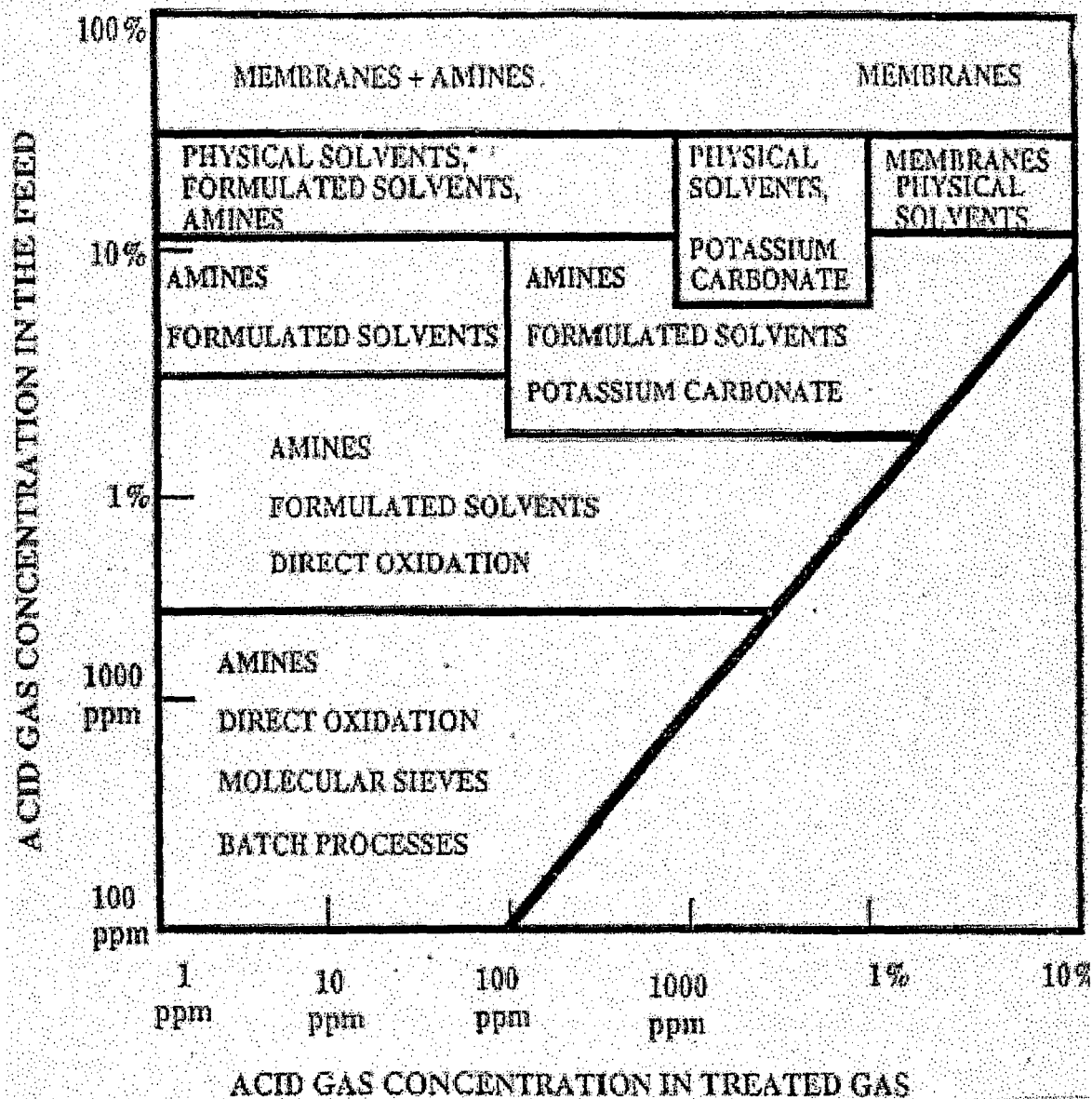


GRÁFICO N° 2.11 CAPACIDAD PRACTICABLE DE LE MODIFIED CLAU  
 PROCESS EN FUNCIÓN DE LA COMPOSICIÓN DE GAS ÁCIDO

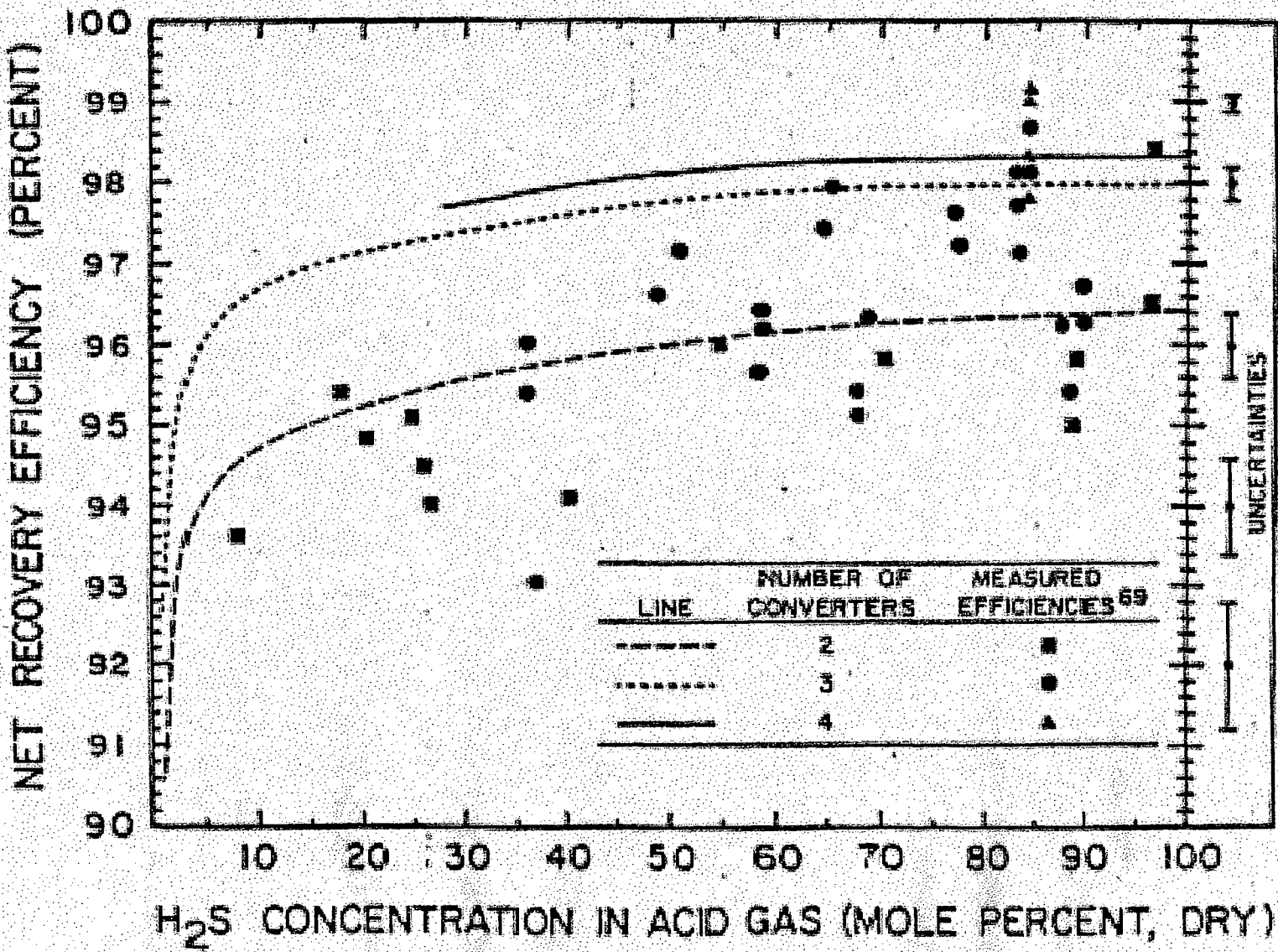


GRÁFICO N° 2.12 RECUPERACIÓN DE AZUFRE POR EL PROCESO CONVENCIONAL MODIFIED CLAUS PROCESS

Practicable Sulfur Recoveries  
By the Conventional Modified-Claus Process  
(Natural Gas Processing)

ITEM	Rich Feed (85% H <sub>2</sub> S)		Lean Feed (18% H <sub>2</sub> S)
	4	3	3
	Converters		Converters
	(Percent of Input)		
IDEAL RECOVERY	99.50	99.19	99.89
Minimum Realizable Losses due to:			
- operation above dewpoint	-0.12	-0.18	-0.16
- sulfur fog/mist	-0.08	-0.15	-0.18
- air to acid gas ratio fluctuations	<u>-0.39</u>	<u>-0.29</u>	<u>-0.23</u>
REALIZABLE RECOVERY	98.91	98.57	98.32
Estimated loss due to other operational factors (See Text)	<u>-0.60</u>	<u>-0.60</u>	<u>-1.20</u>
PRACTICABLE RECOVERY	98.31	97.97	97.12

GRÁFICO N° 2.12a RECUPERACIÓN DE AZUFRE VS. RAZÓN DE AZUFRE AL INGRESO A LA PLANTA DE GAS

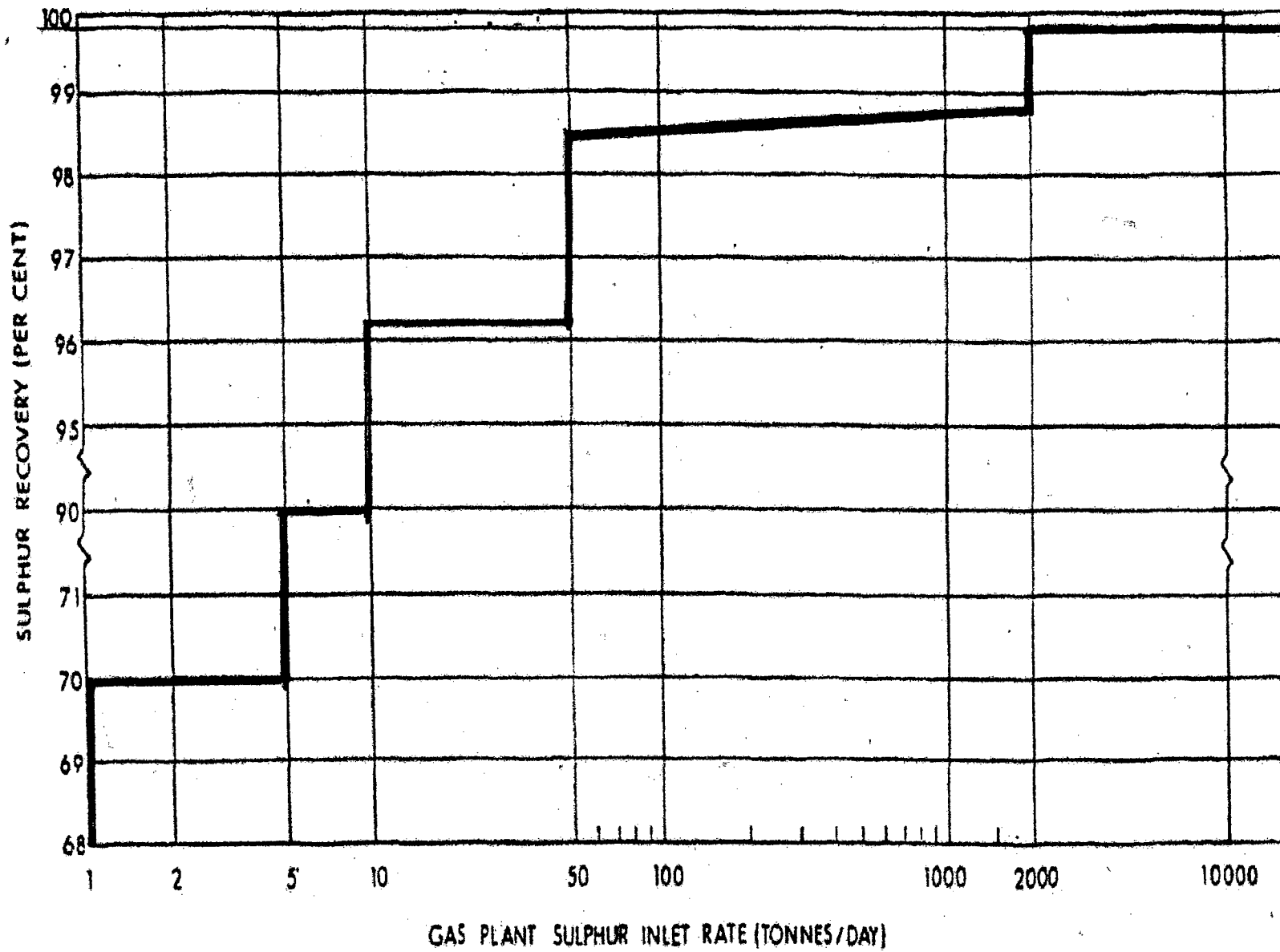


GRÁFICO N° 2.13 % H<sub>2</sub>S Y SO<sub>2</sub> AL INGRESO DEL COBERTIDOR CONVERTIDO EN AZUFRE

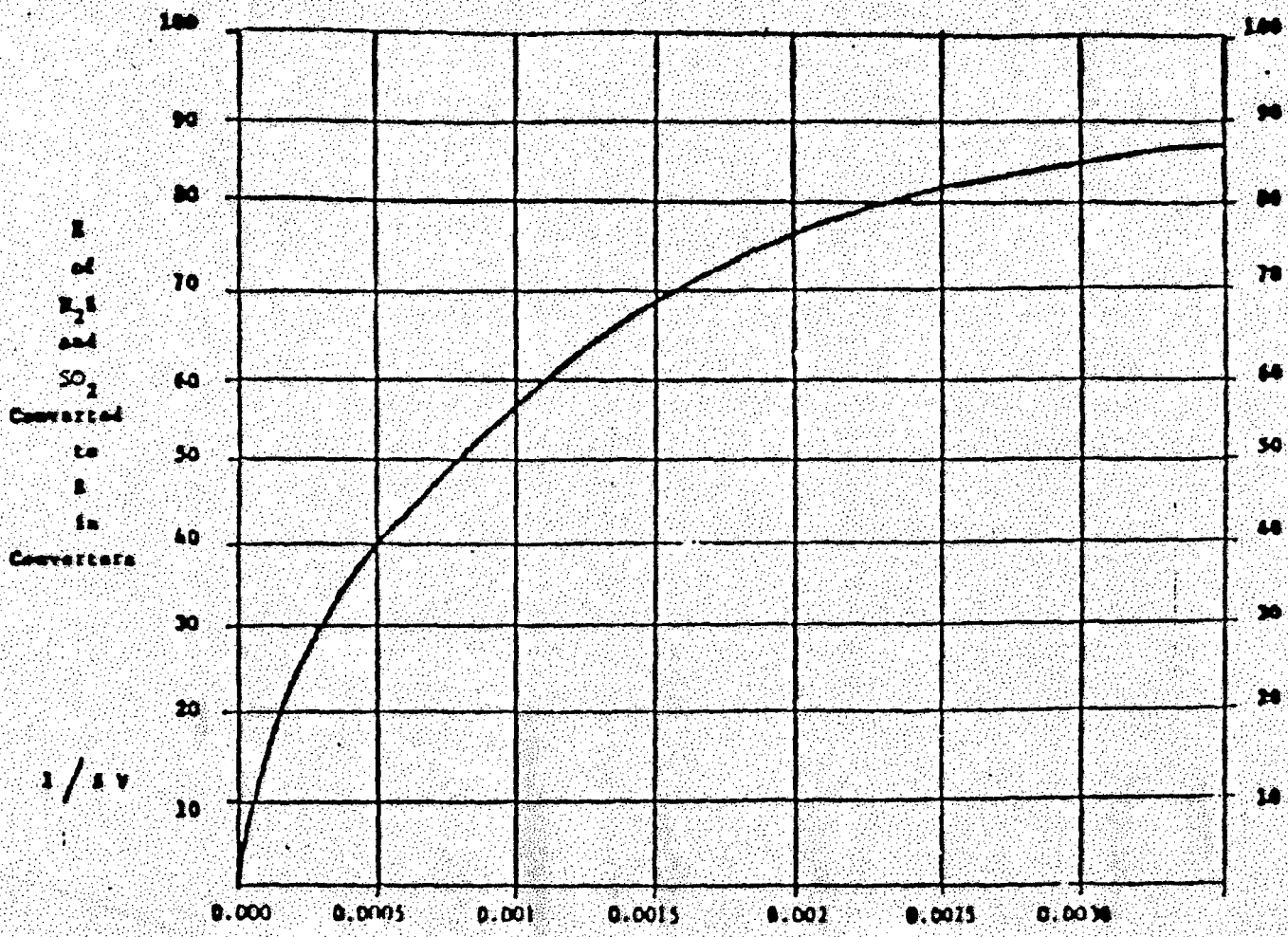


GRÁFICO N° 2.14 REMOCIÓN DE H2O VS. RAZÓN DE CIRCULACIÓN DE TEG A VARIAS CONCENTRACIONES DE TEG

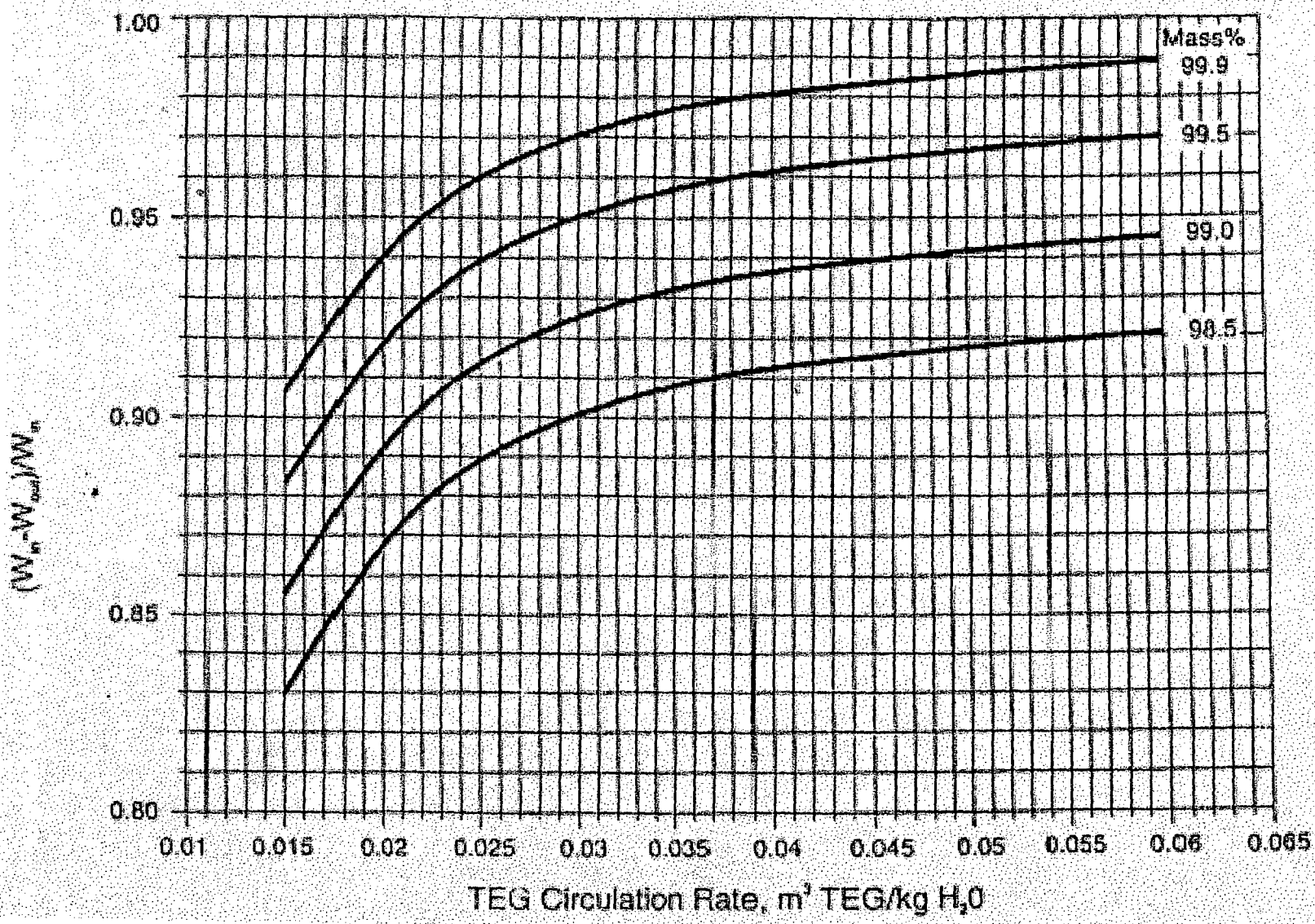




GRÁFICO N° 2.14a REMOCION DE AGUA A VARIAS CONCENTRACIONES DE TEG

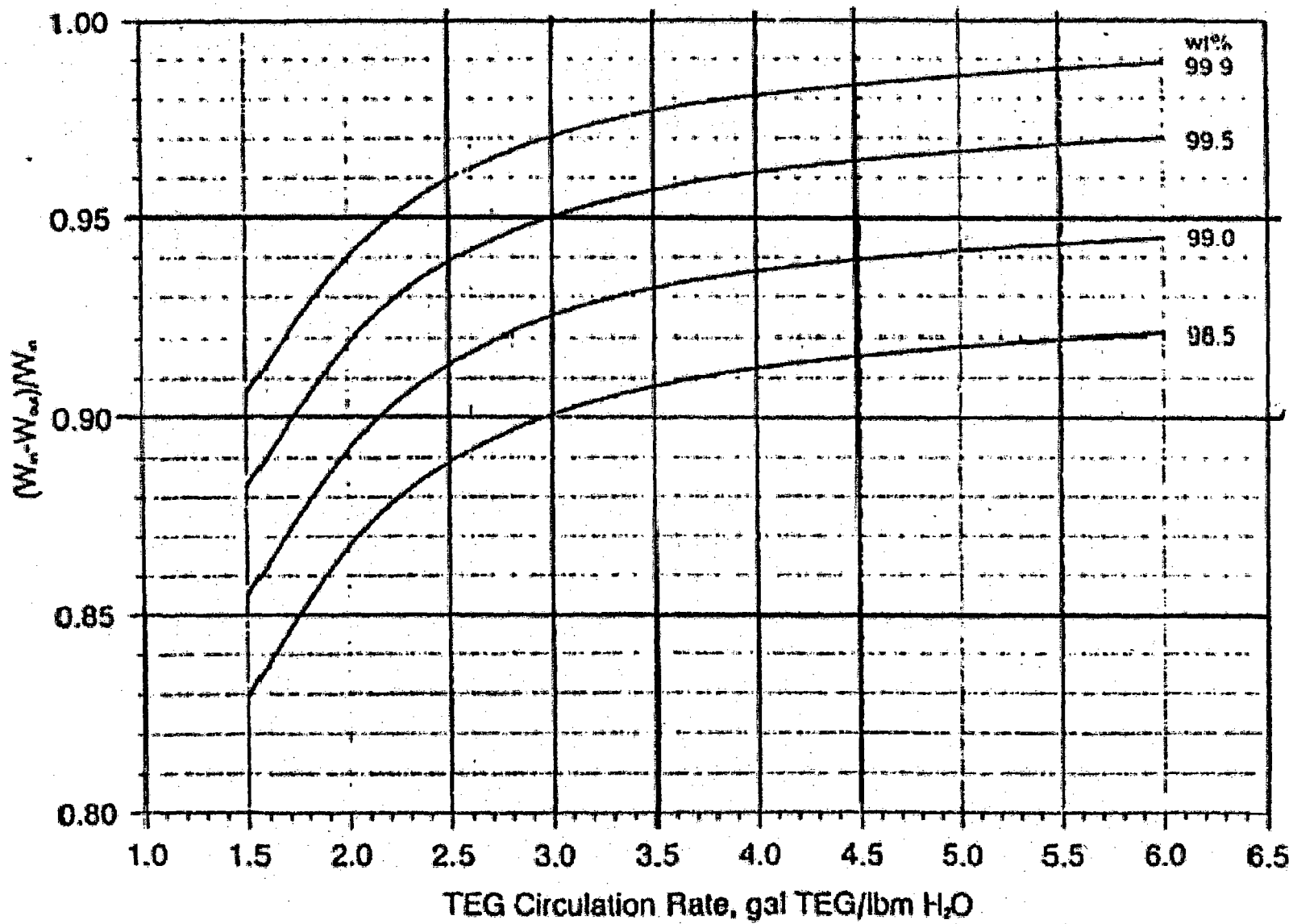


GRÁFICO N° 2.15 EQUILIBRIO DE AGUA EN EL PUNTO DE ROCÍO VS. TEMPERATURA PARA VARIAS CONCENTRACIONES DE TEG EN % DE PESO

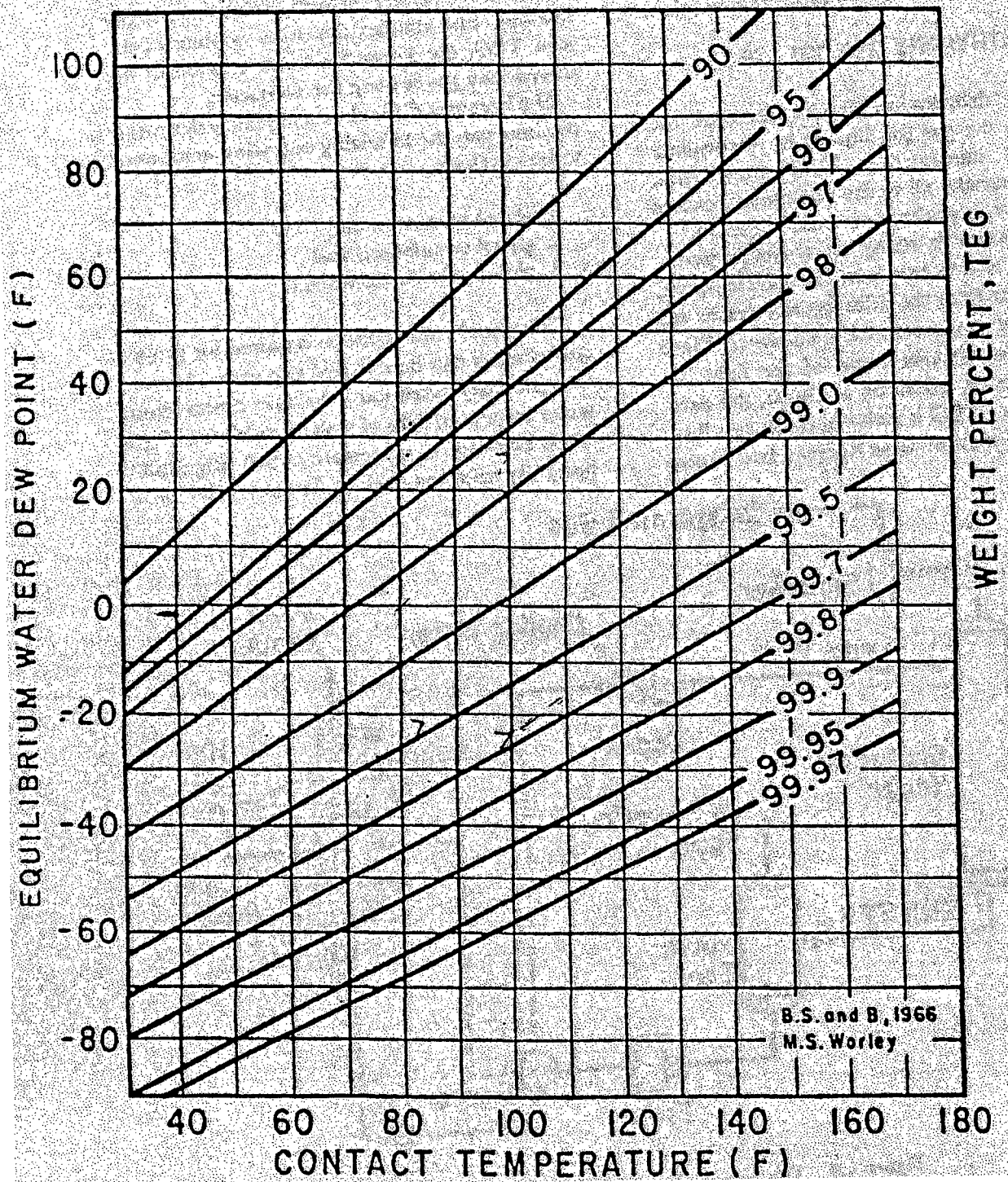
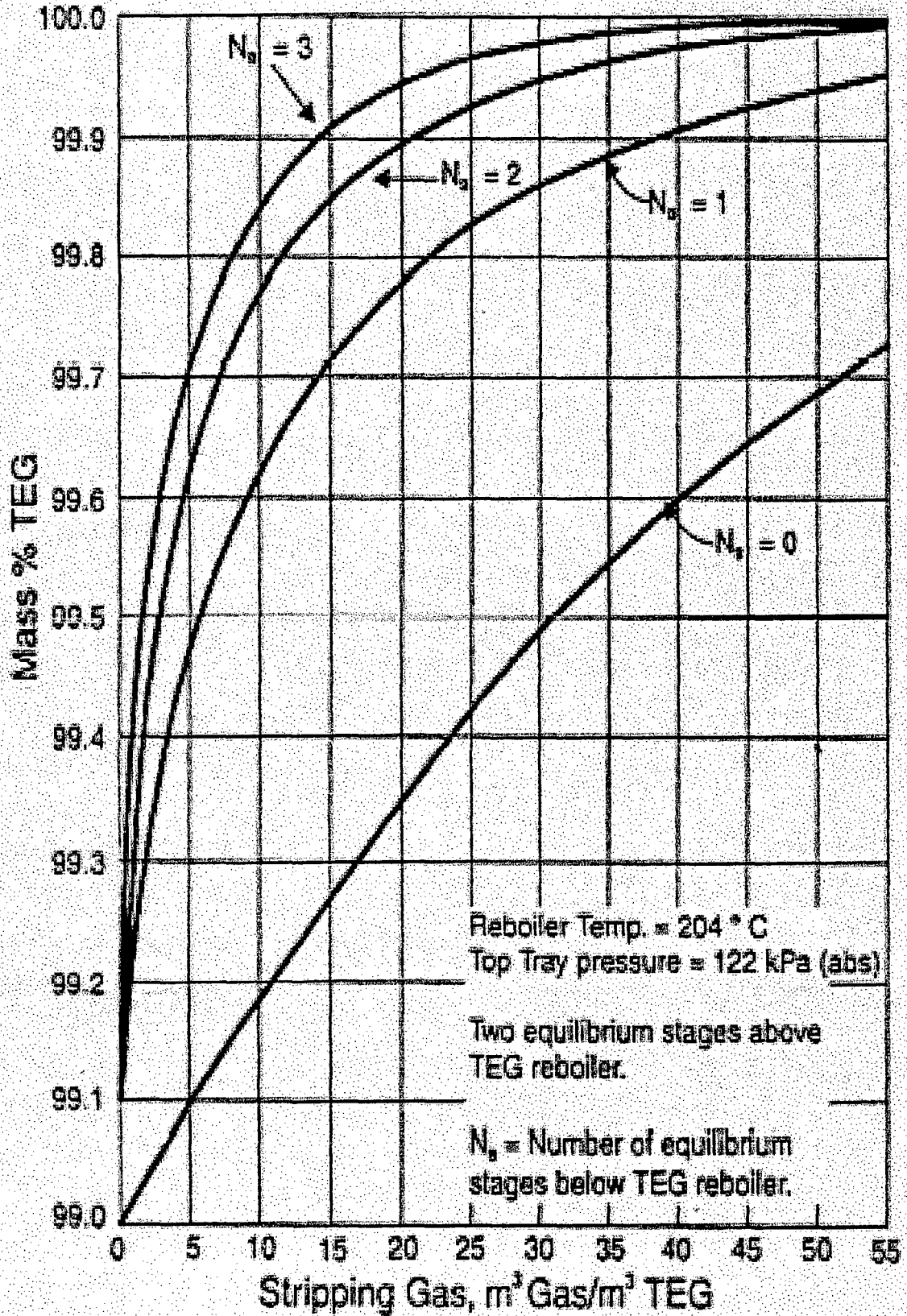


GRÁFICO N° 2.16 EFECTO DEL STRIPPING GAS CON LA CONCENTRACIÓN DE TEG



## CAPÍTULO III

### PROCESAMIENTO COMPLEMENTARIO DEL GAS NATURAL

#### 3.1 PROCESO DE ABSORCIÓN REFRIGERADA

Se menciona este proceso a manera de información, actualmente es poco usado por haber sido superado por el proceso de Turboexpansión.

El proceso de absorción para la recuperación de los componentes pesados del gas se da través de una absorción física promovida por el contacto del gas con un aceite de absorción. El mecanismo de este proceso es la diferencia entre la presión de vapor de los componentes en el aceite y su presión parcial en el gas. Como la primera es menor que la segunda, ocurre una transferencia de masa del gas hacia el aceite, con liberación de energía y consecuente aumento de temperatura. Este principio se aplica a todos los hidrocarburos; sin embargo, en una segunda etapa, cuando la presión es reducida, los componentes livianos son liberados del aceite quedando retenidos sólo los hidrocarburos pesados.

El contacto entre el aceite de absorción y el gas ocurre en contracorriente en una torre donde el aceite ingresa por el tope y el gas por el fondo. El aceite utilizado generalmente es un hidrocarburo líquido mezcla de hidrocarburo, con peso molecular que en la zona fluctúa de 100 a 180, dependiendo de la temperatura de absorción.

La eficiencia de la absorción depende, entre otros factores, de la presión y temperatura de operación del sistema, de las cantidades relativas del gas y aceite de absorción y de la calidad del contacto promovido entre el gas y el líquido. Las condiciones de operación más comunes en un absorbedor son de 400 a 1,000 psig y temperaturas que varían desde la ambiental hasta -40°F. La refrigeración es obtenida a través de un fluido auxiliar, generalmente propano

Se denomina aceite rico de absorción saturado de hidrocarburos y aceite pobre al aceite exento de estos componentes.

Los hidrocarburos absorbidos en el aceite son posteriormente separados por la acción del calor en una torre de destilación. El aceite pobre retorna al absorbedor y los hidrocarburos son fraccionados a fin de obtener los productos deseados.

Las recuperaciones comúnmente obtenidas con este proceso son:

Etano	Máx. 50% molar
Propano	90 / 95% molar
Butano y más pesados	100% molar

### **Descripción del proceso**

Entre otras, la UPGN utiliza el proceso de Absorción Refrigerada.

La unidad es alimentada con gas rico a 450 psig y 106°F. Este gas es enfriado primeramente con el gas residual de alta presión que sale de la unidad y después con propano refrigerante una temperatura de 11°F. En la brida de entrada de cada intercambio de calor se inyecta a la corriente de gas, monoetilen glicol para evitar la formación de hidratos.

En un separador, el glicol saturado con agua, es separado y enviado para su regeneración, este flujo de gas más condensado es entonces mezclado con el aceite de absorción retirado del último plato de la Torre Absorbedora. Este contacto fuera de la torre promueve una pre-absorción cuyo objetivo es evitar el aumento excesivo de temperatura dentro de la torre, toda vez que la condensación de los hidrocarburos (en su fase vapor) en el aceite, libera energía. Utilizando propano se le somete a un nuevo enfriamiento con propano hasta de -11°F, ingresando los fluidos en la torre de absorción en donde el gas asciende al tope y el aceite junto con los hidrocarburos absorbidos salen por el fondo. Por el

tope de la torre sale el gas residual de alta presión y asimismo ingresa el aceite pobre que descenderá por esta torre en contra-corriente con el gas.

El aceite rico conteniendo alto porcentaje de hidrocarburos livianos en solución, sufre una expansión cercana a 235 psig, la que ocasiona una caída de temperatura hasta de  $-30^{\circ}\text{F}$ . El vapor liberado en el separador de expansión entra en la sección superior de la torre deetanizadora, a la cual ingresa también una corriente de aceite de absorción, a fin de promover una absorción y asegurar la ausencia de componentes pesados en el producto de tope. El producto de tope es el gas residual de baja presión que se encuentra a 205 psig y  $25^{\circ}\text{F}$ . La deetanizadora tiene además dos alimentaciones líquidas, una caliente y otra fría. Estas dos corrientes son consecuencia de la división en dos partes del líquido obtenido en el separador de expansión. La mayor parte la constituye una alimentación así llamada por intercambiar calor con el aceite pobre, calentándose hasta  $104^{\circ}\text{F}$ . El producto de fondo de la deetanizadora y el aceite rico, o sea, aceite de absorción más LGN, serán carga para la torre fracciones. El rehervidor de la deetanizadora utiliza el calor del producto de fondo de la fraccionadora (aceite pobre) que antes precalienta la carga de la propia fraccionadora (aceite rico) constituyendo este circuito un sistema de recuperación de calor.

En la torre separadora o de destilación son separados el LGN por el tope y el aceite pobre por el fondo. El fraccionamiento ocurre en función del calentamiento proporcionado por un horno que es el rehervidor de esta torre. Este horno también suministra calor a través del aceite pobre y el fondo de la torre debutanizadora.

El NGL es condensado en un enfriador de aire a las condiciones de 105 psig y  $100^{\circ}\text{F}$ ; parte de él retorna a la torre como reflujo y el resto se va como carga a la torre debutanizadora donde será separado en GLP y  $\text{C}_5+$ . El aceite pobre

intercambia calor con las corrientes de proceso mencionadas anteriormente y cierra el ciclo entrando en las torres absorbedora y deetanizadoras.

El producto de fondo de la debutanizadora es la corriente de C<sub>5</sub>+ que precalienta la carga de la torre, siendo luego enfriado antes de ser almacenado a una temperatura de 100°F.

El producto de tope pasa por un condensador total, después del cual parte del líquido es bombeado de vuelta a la torre como reflujo. La otra parte lo constituye el GLP, producto de la unidad, que es enviado para su almacenamiento, también a 100°F.

### 3.2 PROCESO DE TURBO EXPANSIÓN

Este proceso se adopta generalmente cuando se desea recuperar etano y componentes más pesados. Es conveniente para gases disponibles a alta presión, aunque también es viable para presiones moderadas o bajas.

Las recuperaciones que pueden obtenerse en un proceso de turbo expansión son

las siguientes:	Etano	85% molar
	Propano	99 % molar
	Butano y más pesados	100% molar

El esquema de recuperación de líquidos consiste básicamente en el enfriamiento del gas por medio de corrientes frías de la propia unidad seguido de una expansión en la turbina de vapor. Con la liberación de la energía del gas hay una brusca reducción de la temperatura y la consecuente condensación de los hidrocarburos. Algunas veces se aplica refrigeración adicional por medio de un fluido auxiliar, generalmente el propano.

## Descripción del proceso

Por ejem la planta Río de Janeiro II es la única planta brasilera que emplea el proceso de turbo-expansión, habiéndose puesto en operación en Mayo de 1986.

El gas natural ingresa a la unidad a 485 psig y 77°F, pasando por un separador para la extensión del condensado y entrando luego a la succión del compresor de carga que eleva su presión hasta 1020 psi. Después de la comprensión, la temperatura del gas llega a 178°F, siendo lo suficientemente alta para suministrar calor al rehervidor de la torre demetanizadora. De este rehervidor, el gas a 125°F es enfriado con agua hasta 100° F y pasa por un filtro cuya finalidad es aglutinar las gotitas de aceite que pudieran haber sido arrastradas por el gas desde el pozo y que podrían perjudicar la operación de los tamices moleculares. Luego de un enfriamiento, hasta de 60°F con gas residual, el gas rico pasa por otro separador para extraer el condensado, siendo a continuación deshidratado en un lecho de tamices moleculares para evitar la formación de hidratos en la zona criogénica de la unidad; pasa seguidamente por un filtro que retiene las partículas sólida que pudieran haber sido arrastradas del lecho adsorbente para entrar de allí a un enfriador, donde se logra una temperatura de 28°F, a través del enfriamiento con propano.

Se le somete a un nuevo enfriamiento con el gas residual que sale del tope de la torre démetanizadora y la corriente de gas más líquidos condensados a -11°F y 965 psi son segregados en un separador, en el que son expandidos aisladamente hasta 265 psi,.

El gas entra en el Turbo-expansor de donde sale a -95°F y pasa luego a la sección superior de la torre demetanizadora. Cuando es utilizada una válvula de prueba o by-pass de la turbina, la temperatura del gas antes de ingresar a la torre



será de apenas  $-36^{\circ}\text{F}$  correspondiente a una expansión Joule - Thompson hasta de 382 psi. Con la turbina fuera de servicio, el gas no podrá ser expandido hasta 265 psi pues el compresor del gas residual también estará fuera de operación. El líquido del separador es expandido en una válvula logrando una temperatura de  $60^{\circ}\text{F}$  y es así enviado a la columna.

El producto de tope de la demetanizadora es un gas residual que no debe contener más del 1% del propano y componentes más pesados. Este gas residual a  $-88^{\circ}\text{F}$  intercambia calor con el gas rico en dos intercambiadores, conforme fue descrito anteriormente, y luego es comprimido en un compresor accionado por la Turbina, para ser luego enfriado y entregado para el consumo.

El producto de fondo de la demetanizadora, un NGL con elevado porcentaje de etano, es bombeado a la torre deetanizadora, siendo antes precalentado con gasolina natural hasta  $93^{\circ}\text{F}$ . La temperatura de tope de la torre deetanizadora es de  $37^{\circ}\text{F}$ . Un condensador, utilizando propano.

### **3.3 FRACCIONAMIENTO DEL GAS NATURAL**

Fraccionamiento Simple: Se denomina fraccionamiento destilación simple al proceso de separación de una mezcla de líquidos mutuamente solubles en fracciones las cuales se diferencian por sus temperaturas de ebullición tanto unas de otras, como de la mezcla inicial. Durante la destilación la mezcla se calienta hasta la ebullición y se evapora parcialmente. El vapor obtenido se recoge y se condensa. Por destilación se obtiene el destilado y el residuo los cuales, por su composición, se diferencian de la mezcla inicial.

La destilación puede llevarse a cabo por evaporación realizada una sola vez, por evaporación múltiple y por evaporación paulatina.

Durante la evaporación realizada una sola vez, en el curso de todo tiempo de

calentamiento de la mezcla de productos hasta una determinada temperatura final el vapor que se forma no se evacua del sistema, sino quedan en contacto con el líquido. Después de que termina la comunicación del calor, toda la mezcla de vapor y líquido se transmite al separador. Aquí, el vapor formado, en una etapa (una sola vez) se separa del líquido.

Cuando la operación se lleva a cabo múltiple, la separación de las fases se efectúa en varias etapas. La evaporación múltiple consiste en la reiteración del proceso de evaporación realizada una sola vez. Al principio, tiene lugar la separación del vapor desde el líquido, luego, en la segunda etapa, la fase líquida que se quedó al separar el vapor obtenido en la primera etapa vuelve a someterse a evaporación, y así, sucesivamente.

En el proceso de evaporación paulatinamente el vapor que se forma, a medida de su aparición, se evacua ininterrumpidamente de aparato destilador. La evaporación paulatina se emplea durante la destilación en el laboratorio del petróleo a partir de una matraz, y en la practica industrial este método se utilizó antes durante la destilación en los alambiques.

El proceso de evaporación realizado una sola vez presente ventajas en comparación con la evaporación paulatina. Durante la evaporación en una etapa las fracciones de bajo punto de ebullición, al pasar a vapor, quedan en el aparato y disminuyen la presión parcial de las fracciones de alto punto de ebullición que están evaporándose, circunstancia que da la posibilidad de efectuar la destilación a temperaturas más bajas.

Ahora bien, durante la evaporación paulatina al principio se separan por destilación las fracciones ligeras y, al final, las pesadas. Debido a ello, las fracciones ligeras que pasaron a vapor y se evacuaron del aparato no influyen en

la temperatura de ebullición de las fracciones pesadas. Gracias a la influencia de las fracciones ligeras recurriendo a la evaporación en una etapa, es posible bajar el fin de la ebullición de la materia prima destilada en unos 50 a 100°C en comparación con la evaporación paulatina.

### **3.3.1 Fraccionamiento**

Durante la evaporación en una etapa de líquidos mutuamente solubles y la condensación subsiguiente del vapor se obtiene dos fracciones: una ligera que contiene mayor cantidad de fracciones con bajo punto de ebullición, y otra pesada que contiene menor cantidad de fracciones de bajo punto de ebullición que la materia prima inicial. Por consiguiente, durante la destilación se produce el enriquecimiento de una fase en componentes que hierven a temperaturas bajas, y de la otra, en componentes con el punto de ebullición alto. Sin embargo, la destilación simple no ofrece la posibilidad de conseguir la separación requerida de los componentes del gas y de obtener productos finales que hiervan dentro de intervalos de temperatura prefijados. Esta es la razón de que después de la evaporación en una etapa las fracciones de gas natural se someten a destilación fraccionada (o fraccionamiento).

Se denomina destilación fraccionada el proceso de separación por difusión de los líquidos que se diferencian las temperaturas de ebullición a costa de contactos múltiples, realizados en contracorriente, entre el vapor y el líquido.

El contacto entre el vapor y el líquido se realiza en aparatos cilíndricos verticales que llevan el nombre de columnas de fraccionamiento y vienen provistos de dispositivos especiales; platos de fraccionamiento o relleno,

que permiten crear un contacto estrecho entre el vapor ascendente por la columna y el líquido que escurre hacia abajo.

A la parte media, en forma de vapor, de líquido o de mezcla de vapor y líquido se suministra materia prima que es necesario separar en dos partes: una con el punto de ebullición alto, y otra con el punto de ebullición bajo. La zona a la cual se alimenta la materia prima lleva el nombre de zona de evaporación, debido a que en la misma tiene lugar la evaporación en una etapa de la mezcla calentada en el horno o en el intercambiador de calor, formándose fase de vapor y fase líquida. En algunos casos la zona de evaporación está separada de la columna, y la evaporación se produce en un aparato autónomo. Sin embargo, en la mayoría de las columnas, en particular, en las instalaciones de destilación primaria, la evaporación en una etapa y el fraccionamiento se combinan.

En una columna de fraccionamiento en función por cada plato pasan cuatro flujos: 1) líquido (reflujo) que escurre del plato sobreyacente; 2) vapor que entra desde el plato subyacente; 3) líquido reflujo que escurre al plato subyacente; 4) vapor que asciende hacia el plato sobreyacente.

El vapor y el líquido que van a parar al plato no se encuentran en estado de equilibrio, sin embargo, al entrar en contacto, estos tienden a este estado.

El flujo líquido proveniente del plato sobreyacentes cae a la zona de temperatura más allá, por cuya razón de éste se evapora cierta cantidad de componente con el punto de ebullición bajo y, como resultado, la concentración del último en el líquido disminuye.

Por otra parte, el flujo de vapor que llega desde el plato subyacente va a parar a la zona de temperatura más baja, y cierta cantidad de producto con

alto punto de ebullición procedente de este flujo se condensa, pasando a líquido. De este modo, la concentración, en el vapor, del componente con alto punto de ebullición disminuye y la del componente con el punto de ebullición bajo aumenta. La composición por fracciones del vapor y del líquido por la altura de la columna varía incesantemente.

La parte de la columna de fraccionamiento dispuesta por encima de la entrada de la materia prima se denomina de concentración, y la dispuesta por debajo de la misma lleva el nombre de parte de destilación. En ambas partes de la columna tiene lugar el mismo proceso de destilación fraccionada. Desde la parte superior de la parte de concentración, en forma de la fase de vapor se hace salir el producto requerido de pureza necesaria, o sea el rectificado, y desde la parte inferior sale el líquido enriquecido todavía, en un grado considerable, con el componente de bajo punto de ebullición. En la parte de destilación, a partir de este líquido se separa por evaporación, definitivamente, el componente con el punto de ebullición bajo. En forma de líquido, desde la parte inferior de este sector de la columna se evacua el segundo componente requerido: el residuo de destilación.

Para llevar a cabo el proceso de fraccionamiento en la columna es necesario crear un flujo ascendente de vapor y un flujo descendente de líquido. El flujo se crea a costa del calor suministrado a la parte de destilación de la columna, y el segundo, a costa del reflujo introducido en la parte de concentración.

Las columnas de fraccionamiento se subdividen en simples (completas y no completas) y complejas. En la siguiente figura se representa el esquema

de una columna simple completa que consta de las partes de concentración y de separación y tiene dos salidas para los productos; en la parte superior y en la inferior. Para separar cantidades pequeñas de fracciones con los puntos de ebullición alto y bajo se utilizan columnas de fraccionamiento no completas: de concentración y de destilación. A la columna de concentración la materia prima se suministra en fase de vapor, dirigiéndola por debajo del plato inferior, y a la columna de separación, en fase líquida sobre el plato superior.

En los casos en que es necesario separar mezclas multicomponentes en varios componentes o fracciones individuales que se diferencian por límites nítidos de separación por ebullición se recurre a sistemas de muchas columnas. Para obtener unos componentes son necesarias  $n - 1$  de columnas simples.

Sistemas de fraccionamiento compuestos por muchas columnas se utilizan en las instalaciones de fraccionamiento secundario de la gasolina, de fraccionamiento del gas, etc.

Si las exigencias en cuanto a la pureza de los productos no son muy altas, se emplea columnas complejas. Una columna compleja representa una columna con varias entradas de alimentación o con salidas laterales dispuestas por la altura para la evaporación de los productos.

### 3.3.2 Recuperación Hidrocarburos

**Tabla Nº 3.1 Recuperación de los Hidrocarburos Producidos**

GAS NATURAL		FLUJO VOLUMETRICO
COMPONENTES	MOL %	$\times 10^6 \text{ m}^3 / \text{d}$
CH <sub>4</sub>	0.33	8.019
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	.14	3.402
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	.06	1.458
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.02	0.486

C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.13	3.159
H <sub>2</sub> S	0.32	7.776
TOTAL	1.00	24.300

Metano

$$\text{CH}_4 = 0.33 \times (24.3 \times 10^6 / 23.63) (0.05) (1) = 16,989.41 \text{ m}^3 / \text{d}$$

Etano

$$\text{C}_2\text{H}_6 = 0.14 \times (24.3 \times 10^6 / 23.63) (0.08464) (0.75) = 9085.93 \text{ m}^3 / \text{d}$$

Propano

$$\text{C}_3\text{H}_8 = 0.06 \times (24.3 \times 10^6 / 23.63) (0.08684) (0.85) = 4560.2 \text{ m}^3 / \text{d}$$

Butano

$$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0.02 \times (24.3 \times 10^6 / 23.63) (0.09949) (1) = 2048.82 \text{ m}^3 / \text{d}$$

Pentano

$$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0.13 \times (24.3 \times 10^6 / 23.63) (0.1143)(1) = 15279.73 \text{ m}^3 / \text{d}$$

### 3.3.2.1 Cálculo de la Bomba de Etano

Datos

$$P_s = 360 \text{ psi}$$

$$P_D = 500 \text{ psi}$$

$$\eta_T = 0.65$$

$$\eta_{\text{melec}} = 0.9$$

$$\Delta P = ?$$

$$\gamma = ?$$

$$h_p = ?$$

$$H_B = ?$$

$$N_B = ?$$

$$V_{\text{etan o}}^{\circ} = 9085.93 \text{ m}^3 / \text{d} = 378.58 \text{ m}^3 / \text{Hr}$$

$$\Delta P = P_D - P_S = 500 \text{ Psi} - 360 \text{ Psi} = 140 \text{ Psi} = 140 \text{ Psi} \times 6.89285$$

KPa / Psi

$$\Delta P = 964.999 = 965 \text{ KPa}$$

Peso específico dell etano  $\gamma$ :

$$\gamma = \rho x g = 354 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3,4986 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 3.4986 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}$$

Altura de presión  $h_p$  :

$$h_p = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{965 \text{ KPa}}{3.4986 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} = \frac{965 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{3.4986 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} = 275.8246 \text{ m} \cong 275.825 \text{ m}$$

Altura de la bomba  $H_B$  :

$$H_B = 1.1 x h_p = 275.825 x 1.1 = 303.4075 \cong 303.41 \text{ m}$$

Potencia de la bomba  $N_B$  :

$$N_B = \frac{\gamma_{\text{etano}} V_{\text{etano}} H_B}{\eta_T}$$

$$N_B = \frac{3.498 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3} \times 378.58 \frac{\text{m}^3}{\text{Hr}} \times 303.41 \text{ m} \times \frac{1 \text{ Hr}}{3600 \text{ s}}}{0.65} = 171.71 \text{ KW}$$

$$N_B = 171.7 \text{ KW}$$

### 3.3.2.2 Selección del motor eléctrico

Potencia del motor eléctrico  $W_{\text{melec}}$  para accionar la Bomba de

Etano:

$$W_{\text{melec}} = \frac{N_B}{\eta_{\text{melec}}} = \frac{171.7 \text{ KW}}{0.9} = 190.77 \text{ KW}$$

$$W_{\text{melec}} = 191 \text{ KW}$$

En nuestro mercado existen motores eléctricos asíncronos de



190 KW y 200 KW entonces elegimos un motor eléctrico de las siguientes características

$$P = 200 \text{ KW}$$

$$U = 440 \text{ V}$$

$$\text{Cos } \varphi = 0.8$$

$$\eta_{\text{melec}} = 90\%$$

$$n = 3545 \text{ rpm}$$

Potencia activa P:

$$P = U I \sqrt{3} \eta_{\text{melec}} \text{Cos } \varphi$$

Intensidad de corriente I :

$$I = \frac{P}{U I \sqrt{3} \eta \text{Cos } \varphi}$$

$$I = \frac{200 \times 1000 \text{ W}}{440 \text{ V} \times 1.73 \times 0.9 \times 0.8}$$

$$I = 631.31 \text{ A}$$

### 3.3.2.3 Selección del cable alimentador de energía eléctrica

$$U = R I \Rightarrow \frac{U}{I} = R \quad \textcircled{1}$$

$$R = \rho \frac{L}{S} \quad \textcircled{2}$$

$$\textcircled{1} = \textcircled{2} \text{ y } U = U_P$$

Sección del conductor s :

$$s = \rho L \left( \frac{I}{U_P} \right)$$

$$s = 0.01724 \frac{\text{Ohm} \times \text{mm}^2}{\text{m}} \times 150 \text{ m} \times \frac{631.31 \text{ A}}{13.2 \text{ V}}$$

$$s = 185.519 \text{ mm}^2$$

Con esta sección seleccionamos un conductor de acuerdo al flujo de corriente es 3 X 400 mm<sup>2</sup> según tablas de Indeco

Resistencia R:

$$R = 0.01724 \frac{\text{ohm} \times \text{mm}^2}{\text{m}} \left( \frac{150 \text{ m}}{144.74 \text{ mm}^2} \right) = 1.7825 \times 10^{-2}$$

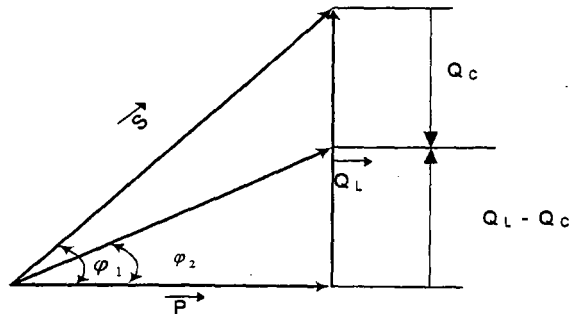
$$R = 0.017825 \text{ ohm}$$

### 3.3.2.4 Corrección del factor de potencia

Potencia aparente S:

$$\cos \varphi_1 = \frac{P}{S} \Rightarrow S = \frac{P}{\cos \varphi_1} = \frac{200 \text{ KW}}{0.8} = 250 \text{ KVA}$$

$$S = 250 \text{ KVA}$$



$$\cos \varphi_1 = 0.8 \Rightarrow \varphi_1 = \arccos 0.8$$

$$\varphi_1 = 40.966^\circ$$

$$\text{Sen } \varphi_1 = \text{Sen } 40.966^\circ = 0.5999$$

Potencia reactiva inductiva  $Q_L$ :

$$\text{Sen } \varphi_1 = \frac{Q_L}{S} \Rightarrow Q_L = \text{sen } \varphi_1 S = 0.5999 \times 250 \text{ KVA}$$

$$Q_L = 149.97 \text{ KVAR}$$

$$\cos \varphi_2 = 0.95$$

$$\varphi_2 = \arccos 0.95 = 20.21^\circ$$

$$\varphi_2 = 20.21^\circ$$

De los triángulos de potencias

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{Q_L}{P} \Rightarrow Q_L = P \operatorname{tg} \varphi_1 \text{ -----(a)}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{Q_L - Q_C}{P} \Rightarrow Q_L - Q_C = P \operatorname{tg} \varphi_2 \text{ -----(b)}$$

Potencia reactiva capacitiva  $Q_C$  :

(a) en (b)

$$P \operatorname{tg} \varphi_1 - Q_C = P \operatorname{tg} \varphi_2$$

$$P \operatorname{tg} \varphi_1 - P \operatorname{tg} \varphi_2 = Q_C$$

$$P (\operatorname{tg} \varphi_1 - \operatorname{tg} \varphi_2) = Q_C$$

$$Q_C = 200 (\operatorname{tg} 40.96^\circ - \operatorname{tg} 20.21^\circ)$$

$$Q_C = 200 (0.74984 - 0.32857) = 84.254$$

$$Q_C = 84.25 \text{ KVAR}$$

$$Q_C = \frac{U^2}{X_C} \quad \text{(c)}$$

$$X_C = \frac{1}{2 \pi f c} \quad \text{(d)}$$

(d) en (c)

$$Q_C = \frac{U^2}{\frac{1}{2 \pi f c}} = U^2 (2 \pi f c)$$

Capacidad del condensador C:

$$C = \frac{Q_C}{U^2 (2 \pi f)} = \frac{85 \text{ KVAR}}{(400 \text{ V})^2 \times 2 \pi \times 60}$$

$$C = \frac{85 \times 1000 \text{ VAR}}{193600 (\text{voltios})^2 \times 2 \pi \times 60}$$

$$C = 1.1652 \times 10^{-3} \text{ Fa}$$

$$C = 1.1652 \times 10^{-3} \times 10^6 \mu\text{Fa}$$

$$C = 1,165 \mu\text{Fa}$$

### **Control y Protección Eléctrica**

Mando con contactores de vacío y el tipo de arranque electrónico

Relé térmico para sobrecarga e interruptor termomagnético para motores eléctricos

Vigilador de aislamiento del estator del motor eléctrico

Con variador de velocidad para ahorro de energía eléctrica.

## CAPÍTULO IV

### FUNDAMENTO GASODINÁMICO

#### Leyes del Transporte de Flujo

Al desarrollar la representación para un volumen de control de cada una de las leyes fundamentales partiendo de la correspondiente formulación para un sistema, utilizaremos el símbolo  $N$  para representar cualesquiera de las propiedades extensivas del sistema. La propiedad intensiva correspondiente (es decir, la propiedad extensiva en la unidad de masa) se designará mediante  $\eta$ , de esta manera se tiene

$$N_{\text{sistema}} = \int_{\text{masa(sistema)}} \eta dm = \int_{V(\text{sistema})} \eta \rho dV \quad \text{-----(4.1)}$$

Si se observa la ecuación 4.1 y tomamos que si:

$N = M$ , entonces  $\eta = 1$ . Al transformar la descripción de las leyes fundamentales para un sistema en la formulación para un volumen de control la tarea principal consiste en expresar la rapidez con que cambia una propiedad extensiva arbitraria,  $N$ , del sistema, en términos de las variaciones respecto al tiempo de la misma propiedad asociada al volumen de control. Como las fronteras del volumen de control pueden ser cruzadas por la masa, las variaciones con respecto al tiempo de la propiedad  $N$  asociada al volumen de control deben incluir al flujo de masa y a las propiedades acarreadas por él. Un modo conveniente de tomar en cuenta el flujo de masa es utilizar el proceso de tomar límites cuando el sistema y el volumen de control coinciden en un determinado instante. De esta manera, mediante el proceso de tomar límites se pueden expresar en forma exacta las cantidades asociadas al flujo de masa en aquellas regiones del sistema y del volumen de control que se traslapan y en las regiones que rodean al volumen de

control, cantidades que de otra manera resultarían aproximadas. La ecuación final, entonces, relaciona la rapidez con que cambia una propiedad extensiva arbitraria para  $N$ , de un sistema con las variaciones respecto al tiempo de la misma propiedad asociada al volumen de control.

Se puede hacer un comentario final antes de proceder al desarrollo: los detalles de la deducción son relativamente complicados en el sentido algebraico, pero el concepto es sencillo.

Deducción: En la figura 4.1 se muestra la configuración del sistema y del volumen de control que se utilizará en el análisis. El campo de flujo,  $u(x, y, z, t)$  es arbitrario con respecto a las coordenadas  $x, y, z$ . El volumen de control está fijo en el espacio; por definición, el sistema debe consistir siempre en las mismas partículas de fluido y en consecuencia debe moverse con el campo de flujo. En la figura 4.1 se muestran las fronteras del sistema para dos instantes  $t_0$  y  $t_0 + \Delta t$  diferentes. En el instante  $t_0$ , la frontera del sistema y la frontera del volumen de control coinciden; en el instante  $t_0 + \Delta t$  el sistema ocupa las regiones II y III. El sistema se ha seleccionado de tal manera que la masa dentro de la región I entra al volumen de control en el intervalo de tiempo  $\Delta t$  y la masa en la región III sale del volumen de control en el mismo intervalo.

Recuérdese que nuestro objetivo es relacionar la rapidez con que cambia cualquier propiedad extensiva,  $N$ , del sistema, con las variaciones respecto al tiempo de la misma propiedad asociada al volumen de control. La definición de derivada, la rapidez con que cambia  $N_{\text{sistema}}$  está dada por

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}} \equiv \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{(N_s)_{t_0 + \Delta t} - (N_s)_{t_0}}{\Delta t} \text{-----4.2}$$

Conviene utilizar el subíndice,  $s$ , para referirse al sistema en la definición de una

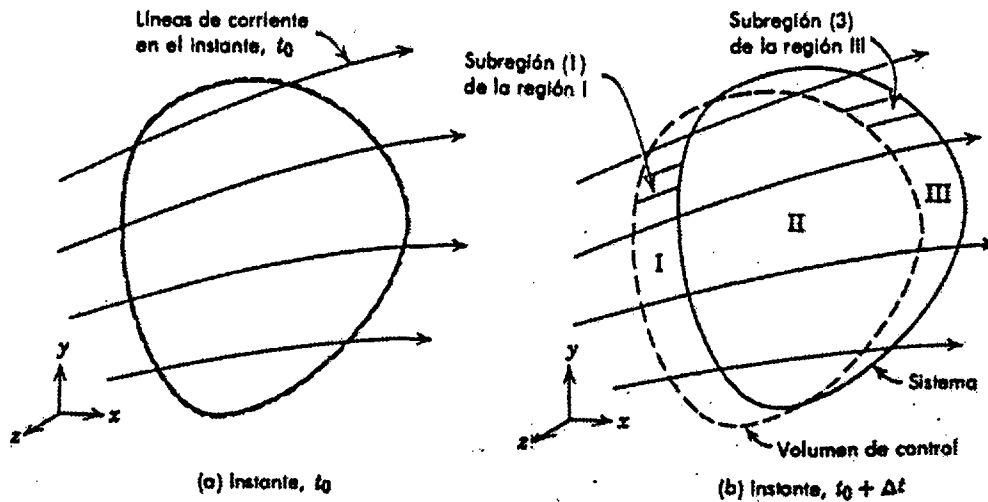
derivada como se emplea en la ecuación 4.2.

En el instante  $t_0 + \Delta t$  el sistema ocupa las regiones II y III; en el instante  $t_0$ , el sistema y el volumen de control coinciden.

Puesto que

$$N_{\text{sistema}} = \int_{\text{masa(sistema)}} \eta dm = \int_{V(\text{sistema})} \eta \rho dV \quad (4.1)$$

**FIGURA N° 4.1 Configuración de un Sistema y un Volumen de Control**



podemos escribir

$$\begin{aligned} (N_s)_{t_0 + \Delta t} &= (N_{II} + N_{III})_{t_0 + \Delta t} = (N_{CV} - N_I + N_{III})_{t_0 + \Delta t} \\ &= \left[ \int_{C_u} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_I \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} + \left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} \\ N_s)_{t_0} &\equiv (N_{C_u})_{t_0} = \left[ \int_{C_u} \eta \rho dV \right]_{t_0} \end{aligned}$$

Al sustituir estas expresiones en la definición de derivada para un sistema, ecuación 4.2, se obtiene:

$$\left. \frac{dN}{dt} \right]_{\text{sistema}}$$

$$= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} + \left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_I \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} \quad (4.3)$$

Como el límite de una suma es igual a la suma de los límites, se puede escribir

$$\left. \frac{dN}{dt} \right]_{\text{sistema}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{Cu} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} \quad (4.4)$$

(1)

$$+ \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_I \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t}$$

(2)

(3)

se trata ahora de evaluar cada uno de los términos de la ecuación 3.4.

Término (1) en la ecuación 4.4.

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{Cu} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t} - \left[ \int_{Cu} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{Cu}(t_0 + \Delta t) - N_{Cu}(t_0)}{\Delta t} \\ &= \frac{\partial N_{Cu}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{Cu} \eta \rho dV \end{aligned}$$

Término (2) en la ecuación 4.4.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III}(t_0 + \Delta t)}{\Delta t}$$

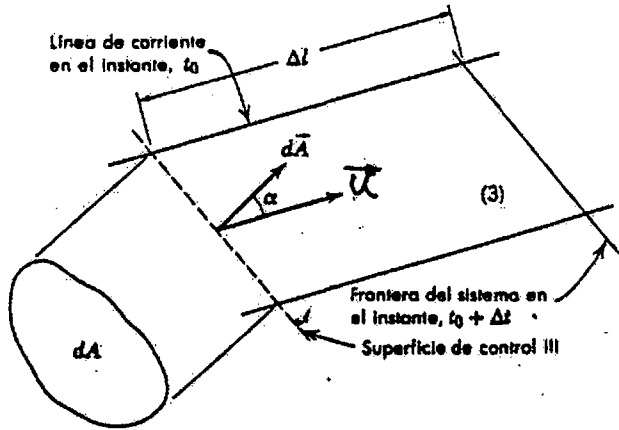
Para calcular  $N_{III}(t_0 + \Delta t)$ , obsérvese la versión amplificada de una sucesión típica de la región III, como se muestra en la figura 4.2. El vector  $d\bar{A}$  tiene una magnitud igual al área del elemento  $dA$  de la superficie de control; la dirección del vector  $d\bar{A}$  resulta perpendicular y hacia fuera del elemento de área sobre la superficie de control. El ángulo  $\alpha$  es el ángulo entre  $d\bar{A}$  y el vector velocidad  $u$ . Como la masa en la región III es aquella que fluye hacia fuera del volumen de control durante el intervalo de tiempo  $\Delta t$ , el ángulo  $\alpha$  siempre será menor que  $\pi/2$  sobre toda la superficie de control que rodea a la región III.



Para la subregión (III) podemos escribir

$$dN_{3})_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho dV)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho(\Delta l \cos \alpha dA)]_{t_0+\Delta t}$$

**FIGURA N° 4.2 Vista Simplificada de la Subregión III**



Vista ampliada de la subregión (3)

Habiendo escrito  $du = \Delta l \cos \alpha dA$ . Para la región completa III,

$$N_{III})_{t_0 + \Delta t} = \left[ \int_{sc_{III}} \eta\rho \Delta l \cos \alpha dA \right]_{t_0 + \Delta t}$$

donde  $SC_{III}$  es la superficie común entre la región III y el volumen de control. En esta expresión para  $N_{III})_{t_0 + \Delta t}$ ,  $\Delta t$  representa la distancia que viaja a una partícula sobre la superficie del sistema durante el intervalo de tiempo,  $\Delta t$  a lo largo de la línea de corriente correspondiente al instante  $t_0$ .

Ahora que contamos con una expresión para  $N_{III})_{t_0 + \Delta t}$ , podemos calcular en término 2 de la ecuación 4.4:

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta\rho dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III})_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} \\ \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{sc_{III}} \eta\rho \Delta l \cos \alpha dA \right]}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{sc_{III}} \eta\rho \frac{\Delta l}{\Delta t} \cos \alpha dA \\ &= \int_{sc_{III}} \eta\rho |u| \cos \alpha dA \end{aligned}$$

La última igualdad surge de tener

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta t} = |u| \quad \text{y} \quad dA = |dA|$$

Término 3 en la ecuación 4.4.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_I \eta \rho \, dV \right]_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t} = - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I)_{t_0 + \Delta t}}{\Delta t}$$

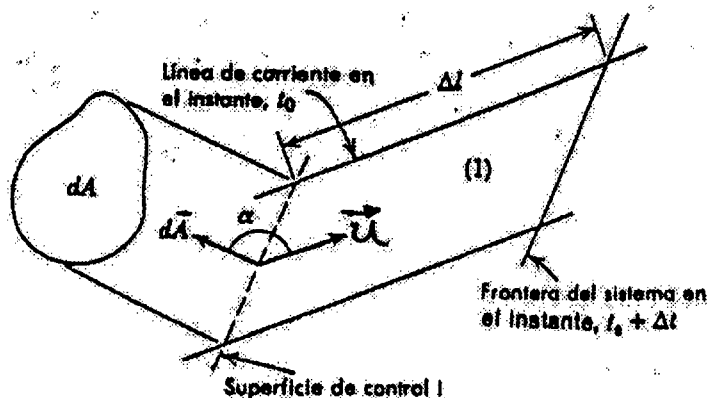
Para evaluar  $N_I)_{t_0 + \Delta t}$ , obsérvese la versión amplificada de una subregión típica de la región I, como se muestra en la figura 4.3.

El vector  $dA$  una magnitud igual al elemento de área sobre la superficie de control; la dirección del vector  $dA$  resulta perpendicular y hacia afuera del elemento de área sobre la superficie de control. El ángulo  $\alpha$  es el ángulo formado por  $dA$  y el vector velocidad  $u$ . Dado que la masa en la región I fluye hacia el centro del volumen de control durante el intervalo de tiempo  $\Delta t$ , el ángulo  $\alpha$  siempre resulta mayor que  $\frac{\pi}{2}$  en toda la superficie de control que encierra a la región I.

Para la subregión (I) podemos escribir

$$dN_I)_{t_0 + \Delta t} = (\eta \rho dV)_{t_0 + \Delta t} = [\eta \rho \Delta l (-\cos \alpha) dA]_{t_0 + \Delta t}$$

**FIGURA N° 4.3 Vista Simplificada de la Subregión I**



Vista amplificada de la subregión (I)

siendo  $du = \Delta l(-\cos \alpha) dA$ . ¿Por qué el signo negativo? Recuérdese que el

volumen es una cantidad escalar que debe tener un valor numérico positivo; como  $\alpha > \pi/2$ , entonces  $\cos \alpha$  resulta negativo. Por lo tanto, es necesario incluir un signo menos.

Para la región I completa, se tiene

$$N_I)_{t_0+\Delta t} = \left[ \int_{SC_I} -\eta\rho\Delta l \cos \alpha dA \right]_{t_0+\Delta t}$$

donde  $SC_I$  es la superficie común entre la región I y el volumen de control. En esta expresión para  $N_I)_{t_0+\Delta t}$ , representa la distancia que una partícula re, corre sobre la superficie del sistema durante el intervalo de tiempo  $\Delta t$ , a la largo de la línea de corriente correspondiente al instante

Teniendo ahora una expresión para podemos entonces calcular el término 3 de la ecuación 4.9:

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{III} \eta\rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I)_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \\ &= - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[ \int_{SC_I} -\eta\rho\Delta l \cos \alpha dA \right]}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{SC_I} \eta\rho \frac{\Delta l}{\Delta t} \cos \alpha dA \\ &= \int_{SC_I} \eta\rho |u| \cos \alpha |dA| \end{aligned}$$

La última igualdad surge al tenerse

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta t} = |u| \quad \text{y} \quad dA = |dA|$$

Substituyendo ahora las expresiones que hemos obtenido para cada uno de los tres términos del lado derecho de la ecuación 4.9, se tiene entonces

$$\left( \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_{oc}} \eta\rho dV + \int_{SC_I} \eta\rho |u| \cos \alpha |dA| + \int_{SC_{II}} \eta\rho |V| \cos \alpha |dA|$$

Teniendo en cuenta la figura 4.1, observamos que la superficie de control completa,  $SC$ , está formada por tres superficies, es decir,

$$SC = SC_I + SC_{III} + SC_p$$

donde  $SC_p$  se caracteriza porque ahí  $\alpha = \pi/2$  o bien,  $V = 0$ , es decir, no hay flujo a través de la superficie.

Podemos escribir en consecuencia,

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho |u| \cos \alpha |dA| \quad (4.5)$$

y teniendo en cuenta que  $|u| \cos \alpha |dA| = \mathbf{V} \cdot d\mathbf{A}$ , la última expresión resulta

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} \quad (4.6)$$

La ecuación 3.6 constituye la relación entre  $dN / dt_{\text{sistema}}$  y la expresión para un volumen de control.

### SIGNIFICADO FISICO

Nos ha tomado varias páginas deducir la ecuación 3.6. Recuérdese que nuestro objetivo al obtener esta ecuación fue disponer de una relación general entre la rapidez con que cambia cualquier propiedad extensiva,  $N$ , de un sistema y las variaciones respecto al mismo tiempo de esta misma propiedad asociada con el volumen de control. La razón principal para todo esto fue reducir la cantidad de pasos algebraicos necesarios para obtener las expresiones de las ecuaciones básicas para un volumen de control. Puesto que la forma final de cada una de las ecuaciones básicas para aplicarse a volúmenes de control se basa en la ecuación 3.6 podemos considerar esta última como fundamental y volverla a escribir con objeto de señalar su importancia:

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} \quad (4.6)$$

Es importante observar que al deducir la ecuación 3.6, el proceso limitador (o sea,

tomar límites conforme 0) permite asegurar que la relación es válida en el instante en que el sistema y volumen de control coinciden. Al utilizar la ecuación 4-6 para pasar de las formulaciones del sistema de las leyes fundamentales a las correspondientes del volumen de control, se advierte que la ecuación 4-6 relaciona la rapidez de cambio de cualquier propiedad extensiva,  $N$ , de un sistema, con las variaciones del tiempo de esta propiedad asociada con el volumen de control en el instante cuando el sistema y el volumen de control coinciden; lo anterior es cierto, ya que, 0) el sistema y el volumen de control ocupan el mismo volumen y tienen las mismas fronteras.

Antes de desarrollar las expresiones de las leyes básicas para un volumen de control utilizando la ecuación 4.11, conviene establecer claramente el significado de cada uno de los términos y de los símbolos empleados en esta ecuación:

$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{\text{sistema}}$  es la rapidez total con que cambia cualquier propiedad extensiva del sistema.

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV$  es la rapidez con que cambia cualquier propiedad extensiva  $N$  dentro del volumen de control  $\eta$  es la propiedad intensiva correspondiente a  $N$ , es decir,  $\eta = N$  por unidad de masa :  $\rho dV$  es un elemento de masa contenido del volumen de control.

$\int_{cv} \eta \rho dV$  es la cantidad total de la propiedad extensiva  $N$  contenida en el volumen de control.

$\int_{sc} \eta \rho u \cdot dA$  es el flujo neto de la propiedad extensiva  $N$  que pasa a través de la superficie de control:  $\rho u \cdot dA$  es el flujo de masa a través del elemento de área: por unidad de tiempo (obsérvese que el producto punto es un producto escalar;

el signo de  $\rho u \cdot dA$  depende de la dirección del vector velocidad  $V$ , con respecto al vector de área,  $dA$ .

$\eta \rho u \cdot dA$  es el flujo de la propiedad extensiva  $N$  a través del área  $dA$ .

Conviene señalar dos aspectos de la ecuación 4.11. Debe quedar claro que la velocidad,  $V$ , en la ecuación se mide con respecto al volumen de control. En efecto, al deducir la ecuación 4.6, se consideró un volumen de control fijo con respecto al sistema de coordenadas  $x$ ,  $y$  y  $z$ ; el campo de velocidades se especificó también respecto al mismo sistema de coordenadas. Puesto que, de acuerdo con el análisis, el «sistema se movió en el campo de velocidades especificado, entonces la rapidez de cambio respecto al tiempo de cualquier propiedad extensiva,  $N$ , dentro del volumen de control debe calcularse respecto a un observador fijo al volumen de control.

Al establecer la expresión para un volumen de control en cada una de las leyes básicas se hará hincapié en los puntos anteriores. En cada caso comenzaremos con la conocida expresión para un sistema y utilizaremos la ecuación 4.6 para deducir la correspondiente expresión para un volumen.

#### **4.1.1 Teorema de Transporte de Reynolds**

##### **Conservación de la masa**

Para considerar el flujo a través de un volumen de control es fácil advertir que si durante un intervalo de tiempo la cantidad de masa que fluye hacia el volumen de control no es la misma que la que sale de él, deberá existir un cambio en la cantidad de masa dentro del volumen de control. Si el flujo que sale es mayor que el flujo que entra, deberá tenerse una disminución en la cantidad de masa dentro del volumen de control; por el contrario, se tendrá un aumento en esta masa si el flujo que entra es mayor que el que

sale. De esta manera, basándonos exclusivamente en los conceptos físicos podemos establecer en palabras la conservación de la masa:

$$0 = \left( \begin{array}{l} \text{gasto másico que} \\ \text{sale del volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} \text{gasto másico que} \\ \text{entra del volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} \text{rapidez de cambio de} \\ \text{la masa dentro del} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right)$$

Como la diferencia entre el gasto másico que sale y el gasto másico que entra es igual al gasto másico neto a través del volumen de control, la expresión anterior se puede escribir también como:

$$0 = \left( \begin{array}{l} \text{gasto másico neto} \\ \text{a través de la} \\ \text{superficie de control} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{l} \text{rapidez de cambio} \\ \text{de la masa dentro} \\ \text{del volumen de control} \end{array} \right)$$

Teniendo lo que podríamos llamar la formulación física de la conservación de la masa para un volumen de control, podemos obtener ahora la correspondiente expresión matemática. Partiremos de la expresión para un sistema y utilizaremos la ecuación 3.11 para obtener la correspondiente a un volumen de control.

### **Ecuación para un volumen de control**

Recuérdese que la conservación de la masa establece simplemente que la masa de un sistema es constante,

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{\text{sistema}} = 0 \quad (\text{a})$$

Donde:

$$M_{\text{sistema}} = \int_{\text{masa(sistema)}} dm = \int_{\forall (\text{sistema})} \rho dV \quad (\text{b})$$

Las expresiones para un sistema y para un volumen de control se relacionan mediante la ecuación 4.6

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \eta \rho dV + \int_{sc} \eta \rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} \quad (4.6)$$

donde

$$N_{sistema} = \int_{masa(sistema)} \eta dm = \int_{v(sistema)} \eta \rho dV \quad (4.1)$$

Para establecer la expresión de la conservación de la masa para un volumen de control, escribimos

$$N = M \quad \text{y} \quad \eta = 1$$

Substituyendo resulta

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{sistema} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} \quad (4.7)$$

Luego de comparar las ecuaciones (a) y 4.7 se obtiene la expresión de la conservación de la masa para el volumen de control:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A} \quad (4.8)$$

En la ecuación 4.8 el primer término representa la rapidez con que cambia la masa dentro del volumen de control; el segundo término expresa el gasto másico neto a través de la superficie de control. Como se podrá observar, la formulación matemática es congruente con la formulación física que obtuvimos al comienzo de esta sección.

Es importante volver a señalar que la velocidad,  $u$  en la ecuación 3.9 se mide con respecto a la superficie de control. Además, el producto punto (o escalar)  $\rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A}$  es una cantidad escalar. El signo depende de la dirección relativa entre el vector  $u$ , y el vector de área  $d\mathbf{A}$ . De este modo, recordando la ecuación 4.6, el producto punto  $\rho \mathbf{u} \cdot d\mathbf{A}$ , resulta positivo cuando el flujo es hacia afuera de la superficie de control, negativo cuando



el flujo es hacia el interior de dicha superficie, y cero cuando el flujo es tangente.

### CASOS ESPECIALES

En algunos casos resulta posible simplificar la ecuación 3.8. Existen dos casos importantes.

Considérese primeramente un flujo incompresible, es decir, un flujo en el cual la densidad permanece constante. Puesto que  $\rho$  es una constante, se puede sacar del signo de integración en la ecuación 4.8; de esta manera, se puede escribir

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \rho \int_{VC} dV + \rho \int_{SC} u \cdot d\vec{A} \quad (4.9a)$$

La integral de extendida al volumen de control es simplemente de volumen de éste; así resulta

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} [\rho V] + \rho \int_{SC} u \cdot dA \quad (4.9b)$$

Como  $\rho$  es una constante y el tamaño del volumen de control es fijo la conservación de la masa para un flujo incompresible resulta

$$0 = \int_{sc} u \cdot d\vec{A} \quad 4.10$$

Las dimensiones del integrando en la ecuación 4.10 son  $L^3/t$ . El valor de la integral de  $u \cdot dA$  para una sección de la superficie de control comúnmente se conoce como gasto volumétrico. Obsérvese que no ha sido necesario suponer que el flujo es estacionario (permanente), al obtener la ecuación 4.10 de la 4.8; únicamente hemos restringido a que el flujo sea incompresible. De esta manera, la ecuación 4.10 establece la conservación de la masa para un flujo incompresible ya sea estacionario o

no.

Considérese ahora el caso general de un flujo estacionario (permanente) no necesariamente incomprensible. Siendo el flujo permanente, se puede escribir  $\rho = \rho(x, y, z)$ . Por definición, ninguna de las variables del fluido varía con el tiempo. En consecuencia, el primer término de la ecuación 3.8 debe ser cero y, por lo tanto, la conservación de la masa para cualquier flujo estacionario o permanente se reduce a escribir

$$0 = \int_{SC} \rho u \cdot dA \quad (4.11)$$

Obsérvese que cuando  $\rho \mathbf{V} \cdot dA$  resulta negativo, se tiene un flujo de masa hacia el interior de la superficie de control. De la misma manera se tiene flujo de masa hacia fuera en las regiones donde  $\rho \mathbf{u} \cdot dA$  es positivo. Este resultado permite verificar rápidamente los signos de los diferentes términos que surgen en un análisis.

#### 4.1.2 Ecuación de Bernoulli

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta z = - \sum w_g \quad (4.12)$$

$\frac{\Delta P}{\rho}$  : Energía de presión

$\frac{\Delta u^2}{2g_c}$  : Energía cinética

$\frac{g}{g_c} \Delta z$  Energía potencial

$\sum w_g$  : Sumatoria de trabajos

## 4.2 FLUJO COMPRESIBLE

Estudiaremos el flujo compresible de gases, como un sistema integrado por

una tubería de sección transversal uniforme por el que circula gas, la circulación se produce como consecuencia de la diferencia de presiones.

Para el flujo implica que tengan variaciones apreciables de la densidad como de la temperatura.

#### 4.2.1 Definición

Este flujo se realiza con variación de la presión, densidad y temperatura.

La fórmula general para el flujo de gas natural a través de tuberías se puede obtener por varios caminos; el método siguiente parece ser más directo: se considera un tramo de tubería entre dos secciones cualesquiera, que son normales a las paredes del tubo. El flujo entre esas dos secciones requiere cumplir dos condiciones específicas:

1. No se hace trabajo sobre el fluido por medios externos.
2. El flujo es permanente; o sea que el mismo peso de gas pasa por cada sección de la tubería durante un intervalo de tiempo.
3. La velocidad puede, en cada punto, permanecer invariable en el transcurso del tiempo.

$$f(x, y, z, t) = f(x, y, z, t_0)$$

Movimiento Estacionario: Cuando las velocidades fluctúan alrededor de un valor medio que se mantiene constante (en caso de existir tales fluctuaciones). Así son la mayoría de flujos reales.

Los gases se miden usualmente en términos volumétricos, más que por peso; sin embargo, las relaciones de energía usadas en la obtención de la fórmula fundamental para el flujo de fluidos compresibles se presentan más fácilmente cuando se considera un peso dado de fluido.

Posteriormente se introducen los factores de conversión de peso a

volumen.

En la siguiente derivación de la ecuación fundamental para el flujo de un fluido compresible a través de tubería el primer paso es aplicar la ley de conservación de la energía, balanceando solamente la energía mecánica.

A lo largo de la longitud arbitraria de tubería seleccionada, el balance de energía mecánica por unidad de peso del fluido que escurre es:

#### 4.2.2 Ecuaciones

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{u_1^2}{2g} + w = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{u_2^2}{2g} + hf \quad \text{-----4.13}$$

Donde los subíndices 1 y 2 designan las condiciones en las secciones de entrada y de salida, respectivamente.

La notación para la ecuación (4.13) puede ser en cualquier sistema de unidades.

Z: Energía potencial por unidad de peso de fluido, debida a su posición, medida por su altura por encima de un nivel de referencia asumido.

$\frac{P}{\gamma}$ : Energía mecánica exigida para pasar la unidad de peso de fluido a través de la sección.

P: Presión absoluta del fluido que escurre.

$\gamma$ : Peso específico del fluido a presión p, es igual al inverso del volumen específico v, que representa el volumen de la unidad de peso del fluido a la presión P.

$\frac{u^2}{2g}$ : Energía cinética por unidad de peso del fluido.

u: Velocidad del fluido en la sección.

g: Aceleración debida a la acción gravitatoria.

(W) Trabajo (energía) mecánico hecho y recibido por la unidad de peso de fluido debido a su expansión mientras pasa de la sección de entrada a la sección de salida.

En el flujo de un fluido compresible a través de una tubería, cada unidad de peso del fluido en expansión de una presión  $p_1$  y un volumen específico  $v_1$

a una presión  $p_2$  y un volumen específico  $v_2$  hace el trabajo  $w = \int_{v_1}^{v_2} v dp$

sobre el fluido que lo rodea, y, en un tubo donde el flujo es permanente, cada unidad de peso de fluido recibe esta misma cantidad de trabajo del resto de fluido en el tubo, por consiguiente, cada unidad de peso de fluido se puede considerar como haciendo este trabajo sobre sí mismo, así que

$$w = \int_{v_1}^{v_2} v dp$$

hf: Trabajo (energía) mecánico desarrollado por la unidad de peso de fluido en vencer la resistencia cortante de la fricción entre las secciones de entrada y salida del tramo considerado.

A partir del balance de energía de la ecuación (4.13) se pueden derivar fórmulas para numerosas condiciones de flujo.

En el desarrollo de una fórmula general para el flujo de gas natural a través de tuberías se considerarán solamente las condiciones que conciernen al transporte comercial.

En la aplicación de la ecuación (4.13) al flujo de gas natural a través de tuberías algunos de los factores son de una pequeña magnitud relativa y pueden ignorarse; además, se hacen muchas asunciones que permiten simplificaciones sin afectar sustancialmente el valor de las ecuaciones

resultantes.

Tres de esas asunciones o condiciones son las siguientes:

- A. El flujo ocurre bajo condiciones isotermas, o sea que la temperatura del gas permanece inalterada.

La temperatura del gas coincide con la de la tubería y como las tuberías de gas natural usualmente se instalan enterradas, la temperatura del gas que fluye no se afecta apreciablemente por cambios rápidos de la temperatura atmosférica. Los cambios de temperatura del gas usualmente son estacionales y las observaciones simultáneas de temperatura en las secciones de entrada y salida del tramo de tubería son generalmente las mismas.

- B. El gas se comporta de acuerdo a la ley de Boyle que establece que a temperatura constante el volumen ocupado por un gas es inversamente proporcional a la presión absoluta ( $Pv = \text{cte}$ ).

$$\left(\frac{P}{\rho} = Pv \quad ; \quad P_1v_1 = P_2v_2\right) \quad \frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\rho g} \quad , \quad \frac{P_1v_1}{g} = \frac{P_2v_2}{g} = \text{Cte}$$

$$Z_1 + \frac{P_1v_1}{g} + \frac{u_1^2}{2g} + w = Z_2 + \frac{P_2v_2}{g} + \frac{u_2^2}{2g} + hf$$

Por consiguiente, para la asunción de flujo isotérmico, los productos de presión y volumen que aparecen en ambos miembros de la ecuación (4.13) se cancelan y la ecuación se convierte en:

$$Z_1 + \frac{u_1^2}{2g} + w = Z_2 + \frac{u_2^2}{2g} + hf \quad \text{-----} \quad \text{-(4.14)}$$

Sin embargo, es bien conocido que los gases reales no cumplen

estrictamente la ley de Boyle. La desviación del gas natural de la ley de Boyle es significativa a altas presiones y depende tanto de la composición química del gas natural como de las condiciones de presión y temperatura bajo las cuales se encuentra.

Las desviaciones de la ley de Boyle para un grupo representativo de gases naturales, fueron determinadas inicialmente por Johnson y Berwald, quienes reportan [1] algunos datos detallados concernientes a su magnitud y efecto en el cálculo de las razones de flujo.

- C. La tubería es horizontal: Los cambios de elevación a lo largo de una tubería rara vez son muy grandes y su efecto en el cálculo del flujo de gas usualmente es despreciable; sin embargo, para el flujo de líquidos, el peso del fluido hace imposible ignorar las diferencias en elevación al escribir un balance de energía.

El peso específico del gas natural bajo las presiones ordinarias en las tuberías es pequeño comparado con el de los líquidos y en la mayoría de condiciones las diferencias de energía potencial del gas debido a diferencias de elevación tienen un pequeño significado relativo.

El flujo es usualmente suficientemente alto para dar grandes valores a los términos de la ecuación (4.13) comparados con las diferencias de valores entre los términos  $Z_1$  y  $Z_2$

Por consiguiente  $Z_1$  y  $Z_2$  se eliminan en la ecuación (4.14).

Johnson y Berwald presentaron por primera vez [1] los datos obtenidos en ensayos de flujos donde se relacionan las diferencias de elevación observadas y sus efectos en el cálculo de la tasa de flujo.

De acuerdo con estas tres asunciones; flujo isotérmico, cumplimiento de la ley de Boyle y tubería horizontal, la ecuación (4.14) se convierte

en la expresión

$$\frac{u_1^2}{2g} + w = \frac{u_2^2}{2g} + h_f$$

o sea:

$$h_f = w - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad \text{-----(4.15)}$$

En el flujo de gas natural a través de tubería ocurren usualmente considerables caídas de presión entre las secciones de entrada y salida, por lo tanto se tendrán en cuenta las condiciones de flujo relativas a "grandes porcentajes de caída de presión" mencionadas originalmente por Walker y otros [2].

Como la presión a lo largo de la tubería disminuye y la temperatura permanece constante, el volumen del gas aumenta.

Y como el mismo peso de gas cruza cada sección del tubo durante el mismo intervalo de tiempo, y el tubo es de área constante en la sección, la velocidad del flujo aumenta.

Por lo tanto se considerarán las relaciones de energía para una longitud diferencial ( $\delta l$ ). Para esa longitud diferencial ( $\delta l$ ) la ecuación (.4.15) es:

$$\delta h_f = \delta w - \frac{\delta u^2}{2g} \quad \text{-----(4.16)}$$

Antes de evaluar el término  $\delta h_f$  es necesario definir brevemente la naturaleza del flujo de gas natural en el transporte comercial:

En el flujo de fluidos el movimiento de las partículas fluidas a través de la tubería es ó laminar ó turbulento.



Como su nombre lo indica, en el flujo laminar el movimiento de las partículas es paralelo a las paredes del tubo y no hay corrientes transversales, mientras que en el flujo turbulento existen corrientes transversales o vórtices.

Se considera que el flujo laminar ocurre usualmente a bajas velocidades. El trabajo de Reynolds [3] establece las relaciones entre el tipo de flujo y el diámetro de la tubería, la velocidad del flujo y la densidad y la viscosidad del fluido.

En el transporte comercial de gas natural por tubería el flujo es decididamente turbulento y es para este tipo de flujo que se expresa aquí la ecuación del balance de energía.

El trabajo hecho para vencer la resistencia de la fricción en la distancia  $\delta l$  es igual al producto entre la resistencia de fricción y la distancia a lo largo de la cual se vence esa resistencia.

Para flujo turbulento, según Prandtl [4], la resistencia a la fricción es proporcional a la superficie de contacto con el fluido, aproximadamente proporcional al cuadrado de la velocidad y proporcional al peso específico del fluido.

Ahora, si la resistencia es proporcional al cuadrado de la velocidad ( $u^2$ ) es también proporcional a la cabeza de velocidad ( $u^2/2g$ ).

Expresada en símbolos, la resistencia a la fricción ( $\delta R_f$ ) es proporcional a:

$$\delta * p * \frac{u^2}{2g} * \gamma$$

Donde:

$\delta l$  = Longitud del tubo

$p$  = Perímetro del tubo

$u$  = Velocidad del flujo

$g$  = aceleración de la gravedad

$\gamma$  = peso específico del fluido

o sea que

$$\delta R_f = f(\delta)(p) \left( \frac{u^2}{2g} \right) (\gamma) \quad \text{-----} \quad (4.17)$$

El término  $f$  es el factor de proporcionalidad requerido para satisfacer la igualdad y es comúnmente llamado factor de fricción.

Ahora, el trabajo requerido para vencer la resistencia de la fricción en un tramo  $\delta l$  de tubería será:

$$\delta R_f \delta l = f(\delta)(p) \left( \frac{u^2}{2g} \right) (\gamma)(\delta l) \quad \text{-----} \quad (4.18)$$

El peso de fluido en ese tramo de tubo es igual al área de la sección,  $A$ , multiplicada por la longitud del tramo,  $\delta l$ , y por el peso específico del fluido,  $\gamma$ , o sea:

$$(A)(\delta l)(\gamma)$$

Y el trabajo requerido para vencer la resistencia de la fricción en la longitud  $\delta l$ , por unidad de peso es:

$$\delta h_f = \frac{f(\delta)(p) \left( \frac{u^2}{2g} \right) (\gamma)(\delta l)}{(A)(\delta l)(\gamma)} \quad \text{-----} \quad (4.19)$$

Sustituyendo los valores para  $p = \pi D$  y  $A = \pi D^2/4$  se obtiene

$$\delta h_f = 4f \frac{\delta l}{D} \frac{u^2}{2g} \quad \text{-----} \quad (4.20)$$

Es otra versión de la ecuación de Darcy - Weisbach

### 4.2.3 Flujo Isotérmico

**4.2.3.1 Definición:** Vamos a tratar aquí el caso de flujo isotérmico de gases que corresponde aproximadamente a la situación que sucede en la realidad en el transporte de gas natural en tuberías largas no aisladas térmicamente, donde la longitud de la tubería garantiza intercambio de calor y flujo isotérmico, o bien en tramos cortos de tuberías perfectamente aisladas donde la temperatura es uniforme en toda su longitud.

**4.2.3.2 Ecuaciones :** De la ecuación del primer principio para sistemas

abiertos tenemos (la ecuación de Bernoulli

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta z = - \sum w_g$$

Pero por ser  $\rho = 1/v$  tenemos, pasando a notación diferencial:

$$v dP + \frac{du^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} dz + \delta w_o = 0$$

El término  $\delta w_o$ , se desglosa en dos, uno que represente el trabajo “de fricción” necesario para que el fluido pueda vencer las resistencias causadas por la viscosidad y otro trabajo que pueda estar presente. Si no existe trabajo distinto del “de fricción” entonces  $\delta w_o = \delta w_f$ . Por otra parte, el efecto de las diferencias de altura es despreciable en los gases, de modo que la ecuación anterior se puede describir

$$v dP + \frac{du^2}{2g_c} + \delta w_f = 0$$

Pero por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\delta w_f = f \frac{u^2}{2 g_c D_e} dL$$

Observemos que en las dos ecuaciones anteriores se mantiene la homogeneidad dimensional. En efecto, si se usa un sistema de unidades como el SI, entonces  $g_c$  vale 1 sin unidades, por lo que obtenemos para cada término de la ecuación las unidades  $(\text{m}/\text{seg})^2$  que es lo mismo que  $(\text{N} \times \text{m}) / \text{Kg}$ , dado que cada término se expresa como energía por unidad de masa circulante:

$$\frac{\text{Newton} \times \text{m}}{\text{Kg}} = \frac{\text{Kg} \times \text{m}}{\text{seg}^2} \frac{\text{m}}{\text{Kg}} = \frac{\text{m}^2}{\text{seg}^2}$$

Estas también son las unidades de  $\delta w_f$  que nos da la ecuación de Darcy-Weisbach.

Por otra parte, si empleamos un sistema de unidades "usuales" resulta ser:

$$g_c = 9.8 \frac{\text{Kg} \times \text{m}}{\text{Kg}_f \times \text{seg}^2}$$

En consecuencia:

$$[\delta w_f] = \frac{\text{m}^2 \times \text{Kg}_f \times \text{seg}^2}{\text{seg}^2 \times \text{Kg} \times \text{m}} = \frac{\text{Kg}_f \times \text{m}}{\text{Kg}}$$

Retomando el razonamiento anterior recordemos que:

$$u \, dP = d(Pv) - P \, dv$$

Por otra parte, de la ecuación de continuidad que establece el principio de conservación de la masa (es decir, toda la masa que ingresa por un extremo de la tubería debe necesariamente salir por el otro extremo, puesto que la masa no se crea ni se destruye en su interior ni, en

régimen estable, tampoco se acumula.

$$\rho \times u \times A = \dot{m}$$

Donde:  $\dot{m}$  = flujo de masa;  $[\dot{m}] = \frac{Kg}{seg}$

A = área de flujo, transversal al mismo; [A] = m<sup>2</sup>

$\rho$  = densidad;  $[\rho] = \frac{Kg}{m^3}$

Definimos la masa velocidad o masa velocidad superficial como:

$$G = \rho \times u = \frac{\dot{m}}{A}$$

Donde: G = masa velocidad;  $[G] = \frac{Kg}{m^2 \text{ seg}}$

$\rho$  = densidad;  $[\rho] = \frac{Kg}{m^3}$

A = área de flujo, transversal al mismo; [A] = m<sup>2</sup>

Si el conducto es uniforme (es decir, tiene diámetro constante) el área de flujo es constante. Si A es constante entonces G es constante

porque  $\dot{m}$  es constante en régimen estable. En consecuencia:

$$u = \frac{G}{\rho} = G v \Rightarrow u^2 = G^2 v^2 \Rightarrow du^2 = G^2 dv^2 = 2 G^2 v dv$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\frac{G^2 v dv}{g_c} + d(Pv) - P dv + f \frac{G^2 v^2}{2 g_c D_e} dL = 0$$

Pero esto se puede escribir también de la siguiente manera:

$$\frac{G^2 v dv}{g_c} + d(Pv) - P v \frac{dv}{v} + f \frac{G^2 v^2}{2 g_c D_e} dL = 0$$

Para un gas real:

$$P v = Z R T$$

De modo que:

$$\frac{G^2}{g_c} v dv + d(ZRT) - ZRT \frac{dv}{v} + f \frac{G^2 v^2}{2 g_c D_e} dL = 0$$

Para flujo isotérmico y si no varía demasiado la presión es:

$$Z R T = \text{constante}$$

Entonces:

$$\frac{G^2}{g_c} v dv - ZRT \frac{dv}{v} + f \frac{G^2 v^2}{2 g_c D_e} dL = 0$$

Dividendo todo por  $v^2$  resulta:

$$\frac{G^2}{g_c} \frac{dv}{v} - ZRT \frac{dv}{v^3} + f \frac{G^2 v^2}{2 g_c D_e} dL = 0$$

Integrando para una longitud L entre los valores extremos del volumen específico  $v_1$  y  $v_2$  obtenemos:

$$\frac{G^2}{g_c} \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{ZRT}{2 v_1^2} \left[ \frac{v_1^2}{v_2^2} - 1 \right] + \frac{f G^2}{2 g_c D_e} L = 0$$

Pero si:

$$v_1 \cong v_2 \Rightarrow Z_1 \cong Z_2 \Rightarrow P_1 v_1 = P_2 v_2 \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2}$$

Por lo tanto:

$$\frac{G^2}{g_c} \ln \frac{P_1}{P_2} - \frac{ZRT}{2 v_1^2} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] + \frac{f G^2}{2 g_c D_e} L = 0$$

Puesto que:  $G = v_1 \rho_1$

$$\text{Es: } \frac{u_1^2 \rho_1^2}{g_c} \ln \frac{P_1}{P_2} - \frac{ZRT}{2 v_1^2} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] + \frac{f u_1^2 \rho_1^2}{2 g_c D_e} L = 0$$

Pero como  $\rho_1 = 1 / v_1$  tenemos:

$$\frac{u_1^2}{v_1^2 g_c} \ln \frac{P_1}{P_2} - \frac{ZRT}{2v_1^2} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] + \frac{f u_1^2}{2g_c v_1^2} \frac{L}{D_e} = 0$$

Multiplicando por  $v_1^2$  resulta:

$$\frac{u_1^2}{g_c} \ln \frac{P_1}{P_2} - \frac{ZRT}{2} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] + \frac{f u_1^2}{2g_c} \frac{L}{D_e} = 0$$

$$\therefore \frac{ZRT}{2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1^2} \right] = \frac{f u_1^2}{2g_c} \frac{L}{D_e} + \frac{2u_1^2}{2g_c} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

De donde, multiplicando por 2:

$$ZRT \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1^2} \right] = \frac{f u_1^2}{g_c} \frac{L}{D_e} + \frac{2 u_1^2}{g_c} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$\text{Pero: } ZRT = P_1 v_1 = \frac{P_1}{\rho_1} \Rightarrow \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1 \rho_1} \right] = \frac{f u_1^2}{g_c} \frac{L}{D_e} + \frac{2 u_1^2}{g_c} \ln \frac{P_1}{P_2}$$

Y en definitiva:

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{P_1 \rho_1 u_1^2}{g_c} \left[ \frac{f L}{D_e} + 2 \ln \frac{P_1}{P_2} \right]$$

Esta ecuación se puede simplificar mucho para tuberías largas (de más de 60 metros de largo) o cuando la relación de presiones es relativamente pequeña (por ejemplo, ambas presiones no difieren entre sí más de un 10-15%) obteniendo al despreciar el logaritmo:

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{P_1 \rho_1 u_1^2}{g_c} \frac{f L}{D_e}$$

De donde se puede despejar cualquiera de las incógnitas. La solución de la ecuación se debe encarar por un método de aproximaciones sucesivas. Una técnica que generalmente funciona bien es estimar a partir de una presión (por ejemplo supongamos conocida  $P_1$ ) la otra presión de la ecuación lo que proporciona un valor inicial de  $P_2$ , que se usa en la ecuación para calcular un segundo valor, y así se continua en forma sucesiva

## CAPÍTULO V

METODOLOGÍA – INGENIERÍA DEL PROYECTO:  
GASODUCTO DEL GAS NATURAL

## 5.1 ECUACIÓN GENERAL

Siendo el Flujo de Estado Estable

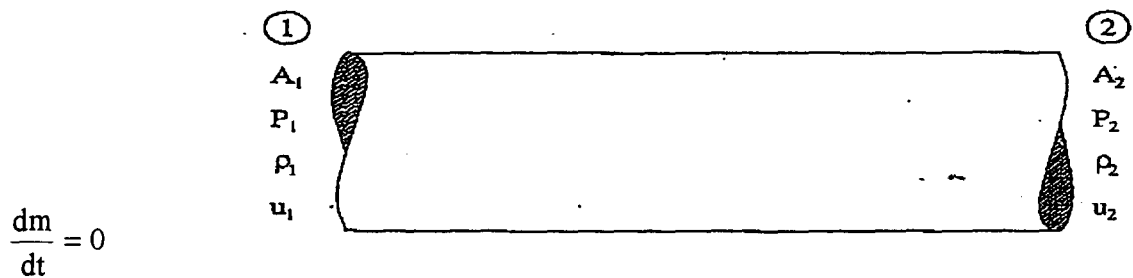
$\rho$  = densidad del Gas

$P$  = presión del Gas

$A$  = area de la sección transversal de la línea de Tuberías

$u$  = velocidad del Gas

A condiciones de estado estable



$$\frac{dm}{dt} = 0$$

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 u_1$$

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 u_2$$

$$\rho_1 A_1 u_1 = \rho_2 A_2 u_2$$

En General: como  $A_1 = A_2$

$$\rho_1 u_1 = \rho_2 u_2$$

$$\dot{m} = \rho A u$$

$$\frac{\dot{m}}{A} = \rho u$$

$$\rho u = C$$

$C$  es una constante



$$\rho = \frac{1}{v}$$

$v$  = volumen específico del Gas

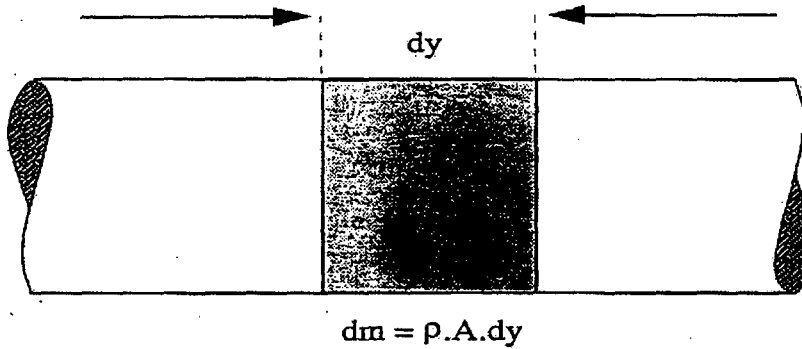
$$\frac{u}{v} = C$$

$$dF = a \, dm$$

$a = du/dt$  aceleración

$$dF = \frac{du}{dt} \, dm = \frac{du}{dt} \, \rho \, A \, du \, \frac{dy}{dt}$$

$$dm = \rho \cdot A \cdot dy$$



$$\frac{dy}{dt} = u$$

$$dF = \rho \cdot A \cdot u \cdot du$$

$$dF = \frac{A}{g_c} \, u \, \rho \, du = \frac{A}{g_c} \cdot \frac{u}{v} \, du$$

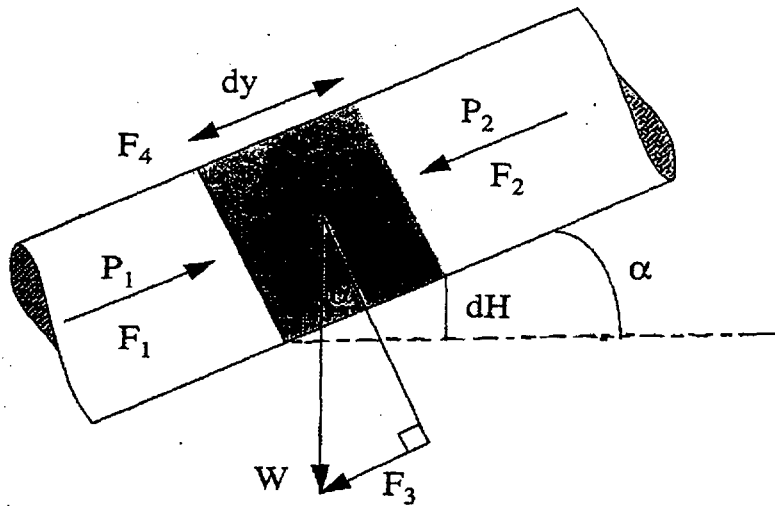
$$dF_1 = A \, dP_1$$

$$dF_2 = A \, dP_2$$

$$F_3 = W \cdot \sin \alpha$$

$$dF_3 = dW \cdot \sin \alpha$$

$$dW = \frac{g_c}{g_c} \, A \, dy \, \rho$$



$$\text{sen } \alpha = \frac{dH}{dy}$$

$$dF_3 = \frac{g_L}{g_c} A \rho dH$$

$$dF_3 = \frac{g_L}{g_c} * \frac{A}{v} dH$$

$$dF_4 = \pi D \cdot dy \cdot \tau$$

$\pi D dy$  es el área y  $\tau$  es el esfuerzo cortante.

$$\frac{A}{g_c} * \frac{u}{v} * du + AdP + \frac{g_L}{g_c} dH + \pi D dy * \tau = 0$$

Esta es la forma general de la Ecuación de Bernoulli Bernoulli, asumiendo valores numéricos de  $g_L$  y  $g_c$  son equivalentes

$$\frac{A}{g_c} \cdot \frac{u}{v} \cdot du + AdP + \frac{A}{v} dH + \pi D dy \cdot \tau = 0$$

multiplicando por  $v/A$ :

$$\frac{1}{g_c} \cdot udu + v dP + dH + \frac{\pi D dy v}{A} \cdot \tau = 0$$

$udu$  = energía cinética  $v dP$  = energía de presión  $dH$  = energía potencial;  $(\pi D dy$

$\times v/A) \tau$  = fricción o pérdidas

El término fricción o pérdidas creadas por el movimiento del fluido en la línea de tuberías esta definida por la ecuación de Fanning :

$$dF_{\text{Fanning}} = \frac{2fu^2}{g_c} \cdot dL$$

$u$  = velocidad promedio del Gas

$f$  = factor de fricción

$D$  = diámetro de la línea de tuberías

$L$  = longitud de la línea de tuberías

$$\frac{1}{g_c} \cdot u du + v dP + dH + \frac{2fu^2}{g_c \cdot D} \cdot dL = 0$$

Dividiendo entre  $v^2$

$$\frac{1}{g_c} \cdot \frac{u}{v^2} \cdot du + \frac{dP}{v} + \frac{dH}{v^2} + \frac{2f}{g_c \cdot d} \cdot \frac{u^2}{v^2} \cdot dL = 0$$

$u/v = m/A = C = \text{constante}$

### **Término Energía Cinética**

$$\int_1^2 \frac{1}{g_c} \cdot \frac{u}{v^2} \cdot du = \int_1^2 \frac{1}{g_c} \cdot \frac{u}{v} \cdot \frac{du}{v}$$

$$\frac{u}{v} = C$$

$$\int_1^2 \frac{C}{g_c} \cdot \frac{du}{v} = \frac{C}{g_c} \int_1^2 \frac{du}{v}$$

$$v = \frac{u}{C}$$

$$\frac{C}{g_c} \int_1^2 \frac{du}{u/C} = \frac{C^2}{g_c} \int_1^2 \frac{du}{u}$$

$$\text{Energía Cinética} = \frac{C^2}{g_c} \ln \frac{u_2}{u_1}$$

### Término Energía de Presión

$$\int_1^2 \frac{dP}{\rho} = \int_1^2 \rho \cdot dP$$

Por la ley de gas real

$$PV = nZR_uT$$

Donde el factor de compresibilidad Z y la constante  $R_u$  de los gases

$$n = \frac{m}{M}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

La ecuación de la densidad del gas

$$\rho = \frac{PM}{Z R_u T}$$

M es el peso molecular promedio del gas .

$$\int_1^2 \rho dP$$

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{PM}{Z R_u T} dP &= \frac{M}{Z_{ave} \cdot R_u \cdot T_{ave}} \int_1^2 P dp \\ &= \frac{M}{Z_{ave} \cdot R \cdot T_{ave}} \frac{P_2^2 - P_1^2}{2} \end{aligned}$$

$$T_{ave} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

( $T_1$  y  $T_2$  son temperaturas del gas del gas corriente arriba y corriente abajo y  $P_{ave}$

es obtenida en base a la relación  $\int_1^2 P dP$  :

$$P_{ave} = \frac{\int_1^2 P \cdot P \cdot dP}{\int_1^2 P dP} = \frac{\int_1^2 P^2 \cdot dP}{\int_1^2 P dP}$$

$$P_{ave} = \frac{2}{3} \left[ P_1 + P_2 - \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 + P_2} \right]$$

### Término Energía Potencial

Integrando el término energía potencial de la ecuación:

$$\int_1^2 \frac{dH}{v^2} = \int_1^2 \rho^2 dH = \int_1^2 \left( \frac{P \cdot M}{ZRT} \right)^2 dH = \frac{P_{ave}^2 \cdot M^2}{Z_{ave}^2 \cdot R^2 \cdot T_{ave}^2} \Delta H$$

$$\Delta H = H_2 - H_1$$

### Término pérdidas por Fricción

$$\frac{2fC^2}{g_c D} \int_1^2 dy = \frac{2fC^2}{g_c D} = L$$

L = Longitud de la tubería

$$\frac{C^2}{g_c} \ln \frac{u_2}{u_1} + \frac{M}{2RZ_{ave} T_{ave}} (P_2^2 - P_1^2) + \frac{M^2 \cdot P_{ave}^2}{R^2 \cdot T_{ave}^2 \cdot Z_{ave}^2} \Delta H + \frac{2fC^2}{g_c \cdot D} L = 0$$

$$\frac{M}{2RZ_{ave} T_{ave}} (P_2^2 - P_1^2) + \frac{M^2 \cdot P_{ave}^2}{R^2 \cdot T_{ave}^2 \cdot Z_{ave}^2} \Delta H + \frac{2fC^2}{g_c \cdot D} L = 0$$

$$C = \frac{\dot{m}}{A} \quad C^2 = \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \cdot A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$P_b \cdot Q_b = \dot{m}_b \cdot Z_b \cdot R_u T_b$$

Q<sub>b</sub> = flujo volumétrico:

$$\dot{n}_b = \frac{\dot{m}}{M}$$

$$C = \frac{\dot{m}}{A} \quad C^2 = \frac{\dot{m}^2}{(\pi D^2/4)^2}$$

$$C^2 = \frac{16Q_b^2 \cdot M^2 \cdot P_b^2}{\pi^2 \cdot R^2 \cdot T_b^2 \cdot Z_b^2 \cdot D^4}$$

$$G = \frac{M_{gas}}{M_{air}}$$

$M_{air} \approx 29$  (para el aire)

$$Q_b^2 = \frac{\pi^2 \cdot R \cdot g_c \cdot Z_b^2 \cdot T_b^2}{32 \cdot P_b^2} \left\{ \frac{P_1^2 - P_2^2 - \frac{58G \cdot \Delta H \cdot P_{ave}^2}{R \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}}}{58 Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L} \right\} \cdot \frac{D^5}{f}$$

$$Q = \pi \sqrt{\frac{g_c \cdot R}{1,856}} \cdot \frac{Z_b \cdot T_b}{P_b} \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2 - \frac{58G \cdot \Delta H \cdot P_{ave}^2}{R \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}}}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L}} \sqrt{\frac{1}{f}} \cdot D^{2.5}$$

Definición de parámetros (Imperial Units)

$Q_b$  = flujo volumétrico de gas a condiciones base, MMSCFD or MCF/HR

$g_c$  = cte de proporcionalidad, 32.2 (lb<sub>m</sub> × ft/lb<sub>f</sub> × seg<sup>2</sup>)

$Z_b$  = factor de compresibilidad a condición base  $Z_b \approx 1$

$T_b$  = temperatura a condición base 520°R

$P_b$  = presión a condición base, 14.7 psia

$P_1$  = presión de ingreso a la línea de tuberías de gas, psia

$P_2$  = presión de salida en la línea de tubería de gas, psia

$G$  = gravedad específica del gas adimensional

$\Delta H$  = cambio de elevación, ft

$P_{ave}$  = presión promedio, psia

$R_u$  = cte universal de los gases, 10.73, (psia × ft<sup>3</sup>/lb moles × °R)

$T_{ave}$  = temperatura promedio, °R

$Z_{ave}$  = factor de compresibilidad a  $P_{ave}$ , y  $T_{ave}$ , adimensional

$L$  = longitud de la línea de tuberías, ft or miles

$f$  = coeficiente de fricción, adimensional

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = \text{factor de transmisión, adimensional}$$

D = diámetro interno de la línea de tuberías, pulg

La Ecuación se puede escribir teniendo a C', como cte

$$Q_b = C' \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2 - \frac{58G \cdot \Delta H \cdot P_{ave}^2}{R \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}}}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L}} \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \cdot D^{2.5}$$

Si  $\Delta H$  es insignificante comparado con el valor de  $P_1^2 - P_2^2$ , o

$$P_1^2 - P_2^2 \gg \frac{58G \cdot \Delta H \cdot P_{ave}^2}{R \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}},$$

$$Q_b = C' \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L}} \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \cdot D^{2.5}$$

$$Q_b^2 = C'^2 \cdot \frac{P_1^2 - P_2^2}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L} \cdot \frac{1}{f} \cdot D^5$$

$$P_1^2 - P_2^2 = Q_b^2 \cdot \frac{1}{C'^2} \cdot (Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L) \cdot \frac{f}{D^5}$$

$$P_1^2 - P_2^2 = KQ_b^n$$

$P_1$  = presión de ingreso a la línea de tuberías de gas

$P_2$  = presión de salida en la línea de tubería de gas

K = resistencia total de la línea de tuberías  $K = R \times L$ , donde R es la resistencia por pie de línea de tubería y L es la longitud de la línea de tubería en pies

$Q_b$  = flujo volumétrico a condición

n = exponente de flujo de gas (varía de 1.7 a 2)

Uso de las Ecuaciones de flujo de estado estable

La ecuación general de flujo en unidades imperiales

$$Q_b^2 = 38.774 \frac{T_b}{P_b} \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - 0.0375 G \cdot \Delta H \cdot \frac{P_{ave}^2}{T_{ave} \cdot Z_{ave}}}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot D^{2.5}$$

Asumiendo el término energía potencial

$$E = 0.0375 G \cdot \Delta H \cdot \frac{P_{ave}^2}{T_{ave} \cdot Z_{ave}}$$

$$Q_b^2 = 38.774 \frac{T_b}{P_b} \cdot \sqrt{\frac{1}{f}} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{Z_{ave} \cdot T_{ave} \cdot G \cdot L} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot D^{2.5}$$

$Q_b$  = flujo volumétrico de gas a condiciones base, SCF/D

$T_b$  = temperatura a condición base, 520°R

$P_b$  = presión a condición base, 14.7 psia

$\sqrt{\frac{1}{f}}$  = factor transmisión, adimensional

$P_1$  = presión del gas al ingreso, psia

$P_2$  = presión del gas a la salida, psia

$G$  = gravedad específica del gas, adimensional

$\Delta H$  = cambios de elevación, pies

$P_{ave}$  = presión promedio, psia

$T_{ave}$  = temperatura promedio, °R

$Z_{ave}$  = factor de compresibilidad promedio, adimensional

$L$  = longitud de la línea de tuberías, millas

$D$  = diámetro interno de la línea de tuberías, pulg

## 5.2 ECUACIÓN DE PANHANDLE A

Flujo Parcialmente Turbulento



$$Q_b^2 = 435.83 \left( \frac{T_b}{P_b} \right)^{1.0788} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{G^{0.8539} \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{0.5394} \cdot D^{2.6182}$$

Donde el factor de transmisión es :

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 6.872 \text{ Re}^{0.07305}$$

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 7.211 \left( \frac{Q_b \cdot G}{D} \right)^{0.07305}$$

### 5.3 ECUACIÓN DE PANHANDLE B

Flujo Totalmente Turbulento

$$Q_b = 737.02 \left( \frac{T_b}{P_b} \right)^{1.02} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{G^{0.961} \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{0.51} \cdot D^{2.53}$$

Donde el factor de transmisión es :

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 16.49 (\text{Re})^{0.01961}$$

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 16.70 \left( \frac{Q_b \cdot G}{D} \right)^{0.01961}$$

$$\eta = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{teorico}}}$$

### 5.4 ECUACIÓN DE WEYMOUTH

Flujo Totalmente Turbulento

$$Q_b = 432.7 \left( \frac{T_b}{P_b} \right) \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{G \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{1/2} \cdot D^{2.667}$$

Donde el factor de transmisión es :

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 11.19 D^{1/6}$$

## 5.5 ECUACIÓN DE LA AGA

Flujo Totalmente Turbulento

$$Q_b = 38.774 \left( \frac{T_b}{P_b} \right) \cdot \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{G \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{0.5} \left[ 4 \log \frac{3.7D}{Ke} \right] \cdot D^{2.5}$$

Donde el factor de transmisión es :

$$\sqrt{\frac{1}{f}} = 4 \log \frac{3.7D}{Ke}$$

## 5.6 ECUACIÓN PARA TUBERÍAS INCLINADAS

$$q_{sc} = K \left( T_{sc} / P_{sc} \right)^{1.0788} \left[ \frac{P_1^2 - (P_2 + \Delta P_2)}{T_m L z_m} \right]^{0.5394} (1/\gamma)^{0.4606} (d)^{2.6182} E_{tp}$$

Donde

- $q_{sc}$  = flujo volumétrico a  $T_{sc}$  ,  $P_{sc}$  ( scfd )
- $P$  = presión absoluta ( psia )
- $P_{sc}$  = presión, a condiciones Standard (psia )
- $T_m$  = temperatura absoluta promedio de la línea (°R )
- $T_{sc}$  = temperatura, a condiciones standard (°R )
- $d$  = diámetro interno de la tubería (pulg)
- $L$  = longitud de la tubería (millas)
- $\gamma$  = densidad relativa del gas
- $z_m$  = factor de compresibilidad promedio
- $E_{tp}$  = eficiencia de flujo bifásico
- $K$  = 435.57

La corrección de la presión para flujo de tuberías inclinadas es calculada por la

ecuación

$$\Delta P_2 = A \left( \rho_L * E_h \sum H_0 - \rho_g \sum H_d \right)$$

Donde

$\Delta P_2$  = corrección aditiva de Panhandle A en P2

A = 0.0069

$\rho_L$  = densidad del líquido (lb / ft<sup>3</sup>)

$\rho_g$  = densidad del gas (lb / ft<sup>3</sup>)

H = altura (ft )

$E_h$  = factor empírico de altura

$H_u$  = altura superior (ft )

## 5.7 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LATUBERÍA

Seleccionando el tipo de Material para la tubería de Transporte de Gas

Eligiendo el acero al carbono siguiente

API 5LX Grado X60

$$S = SMYS = 60,000 \text{ psi}$$

## 5.8 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LA TUBERÍA

$$P = \frac{2 St}{D_e} \text{ FET}$$

Los siguientes valores de los factores son asumidos de acuerdo al código

ASME B 31.8

F = 0.72

E = 1

T = 1

P = 2205 Psi

$D_e$  = 14 pulg

Despejamos el espesor  $t$  :

$$t = \frac{P D_e}{2S} \cdot \frac{1}{F} \cdot X \cdot \frac{1}{E} \cdot X \cdot \frac{1}{T} = \frac{2,205 \text{ psi} \times 14 \text{ pulg}}{2 \times 60,000 \text{ psi}} \cdot X \cdot \frac{1}{0.72} \cdot X \cdot \frac{1}{1} \cdot X \cdot \frac{1}{1} = 0.357$$

$$t = 0.357 \text{ pulg}$$

Teniendo en cuenta la corrosión tenemos

$$t = 0.357 + 0.1 = 0.457 \text{ pulg}$$

Teniendo en cuenta valores reales obtenemos

$$t = 0.5 \text{ pulg}$$

## 5.9 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

Usamos la ecuación de panhandle B, por ser la recomendada por los diseñadores de gasoductos

$$Q_b = 737.02 \left( \frac{T_b}{P_b} \right)^{1.02} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - E}{G^{0.961} \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{0.51} \cdot D^{2.53}$$

$$T_b = 520^\circ R$$

$$P_b = 14.7 \text{ psia}$$

$$P_1 = 2205 \text{ psi}$$

$$P_2 = 735 \text{ psi}$$

$$Q_b = 100 \text{ MMscfd}$$

$$G = 0.60$$

$$L = 310.742 \text{ millas} = 500 \text{ Km}$$

$$T_{avg} = 38^\circ C = 100^\circ F = 560^\circ R$$

$$Z_{avg} = 0.87$$

$$1 \text{ milla} = 1,609 \text{ m}$$

$E = 0$  para tuberías horizontales la ecuación queda como sigue

$$Q_b = 737.02 \left( \frac{T_b}{P_b} \right)^{1.02} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0.961} \cdot L \cdot T_{ave} \cdot Z_{ave}} \right]^{0.510} \cdot D^{2.53}$$

El diámetro de la tubería D:

$$D^{2.53} = \frac{Q}{737 \left( \frac{Tb}{Pb} \right)^{1.020} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0.961} L Taug Zavg} \right]^{0.51}}$$

$$D = \left[ \frac{Q}{737 \left( \frac{Tb}{Pb} \right)^{1.020} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0.961} L Taug Zavg} \right]^{0.51}} \right]^{\frac{1}{2.53}}$$

$$D = \left[ \frac{100MMscfd}{737 \left( \frac{288}{14.7} \right)^{1.020} \left[ \frac{2205^2 - 735^2}{(0.6^{0.961}) \times 310.75 \times 560 \times 0.87} \right]^{0.51}} \right]^{\frac{1}{2.53}}$$

D = 12 pulg

Considerando el siguiente flujo volumétrico

$Q_b = 150 \text{ MMscfd}$

El diámetro será:

D = 14 pulg

## 5.10 SEGURIDAD EN GASODUCTOS

Todas las instalaciones de gasoductos se diseñan, planifican y construyen según las más rigurosas normas y reglamentos; y operan siguiendo estrictamente todos los procedimientos y códigos pertinentes. Las compañías de construcción deben esmerarse para trabajar en forma segura y poseer un historial de seguridad combinado que superen los 50 años. Este exitoso historial de seguridad se debe a programas de seguridad y al hecho de que contrata y capacitar a los mejores ingenieros y operadores disponibles en el mercado.

### Diseño

Los gasoductos deben diseñarse y construirse bajo los más estrictos códigos, normas y reglamentos del Departamento del Transporte (DOT) de los Estados

Unidos o Canadá, la Dirección General de Hidrocarburos del Ministerio de Energía y Minas , Osinerg

### **Materiales y Equipos**

- Todo el gasoducto, así como los materiales de tuberías relacionados y los equipos deben ser totalmente probados en su sitio de fabricación original.
- Todas las soldaduras del gasoducto deben ser totalmente inspeccionadas con pruebas radiográficas.
- Todas las tuberías a instalarse deben ser sometidas a las pruebas de presión que exigen los códigos, normas y reglamentos de Estados Unidos o Canadá y Perú.

### **Construcción**

- Únicamente deben contratarse contratistas calificados y con experiencia en la construcción de gasoductos de gran diámetro para construir un gasoducto y sus sistemas conexos.
- Inspectores e ingenieros con amplia experiencia en la construcción de gasoductos para el transporte de gas natural deben estar en el campo en todo momento para supervisar las actividades de construcción y poner en servicio el sistema.
- Inspectores de campo deben estar en el sitio para observar todos los aspectos de instalación del gasoducto, incluido pero no limitándose a: excavación de zanjas, manipulación de tubos, soldaduras, relleno de zanjas, pruebas y limpieza.
- Se deben contratar asesores para realizar trabajos en muchas áreas especializadas relacionadas con ingeniería civil, incluidas pero no limitadas a: hidrología y mitigación sísmica y geotécnica.
- Emplear expertos ambientales para asegurar la manipulación apropiadas de

materiales y se tomaron las precauciones pertinentes al realizar trabajos cerca de hábitats de flora y fauna silvestre conocidos.

Además, se emplear expertos en arqueología e indígenas peruanos con el fin de observar medidas de mitigación apropiadas en áreas aisladas donde se identificó la presencia de comunidades indígenas.

### **Operaciones**

- En el gasoducto deben de existir medidas de prevención de accidentes y daños (para el público en general). Ejemplo de ello son los carteles de advertencia que se exhiben a lo largo del gasoducto con el fin de identificarlo y notificar peligros al público en general, inspectores y todo personal de emergencia.
- Se tiene que instalar la cinta de identificación de tubería subterránea para indicar los límites de la zanja y el gasoducto.
- En el gasoducto es necesaria también la supervisión durante todos los proyectos de construcción adyacentes al gasoducto.
- Medidas de control de corrosión
- La aplicación de recubrimientos externos e internos a las tuberías.
- El diseño e instalación de un sistema de protección catódica que incluye rectificadores, diferencia de potencial eléctrico y ánodos en pozos profundos.

### **Sistema de supervisión continua que incluye:**

- Supervisión remota y continua de la presión del gasoducto en tiempo real.
- Patrullaje continuo de todo el gasoducto con equipo de detección de gas natural.
- Comunicación continua y participación en varios ejercicios de capacitación con autoridades locales.

La posibilidad de un accidente debe ser muy remota gracias al estricto control de calidad de los materiales y la supervisión continua con equipo especial que detecta cualquier posible problema. Sin embargo, si ocurriera una emergencia, un equipo de expertos está listo para responder las 24 horas del día, 365 días al año.

Coordinamos programas de cooperación mutua con agencias de protección civil, cuerpos de bomberos y otras entidades gubernamentales a fin de asegurar la acción inmediata en situaciones de emergencia.

**Tabla N° 5.1 Consideraciones del Código ASME**

I. Del Diseño		
Especificación	Descripción	Justificación
ASME B31.8 (última edición al momento de la presentación de la solicitud)	Sistema de Ductos para el Transporte y Distribución de Gas.	Esta norma establece un estándar internacionalmente reconocido para el diseño de ductos de gas natural y sus accesorios. conforme al cual Tejas Energy, L.L.C. diseña actualmente instalaciones en los Estados Unidos.

II. De la Construcción		
Especificación	Descripción	Justificación
ASME B31.8 (última edición al momento de la presentación de la solicitud)	Sistema de Ductos para el Transporte y Distribución de Gas.	Esta norma establece un estándar internacionalmente reconocido para el diseño de ductos de gas natural y sus accesorios. conforme al cual Tejas Energy, L.L.C. diseña actualmente instalaciones en los Estados Unidos.

III. De Equipos y Materiales: tuberías, válvulas, estaciones de recepción y entrega del gas y estaciones de compresión		
Especificación	Descripción	Justificación
ASME B31.8 (última edición al momento de la presentación de la solicitud)	Sistema de Ductos para el Transporte y Distribución de Gas.	Esta norma establece un estándar internacionalmente reconocido para el diseño de ductos de gas natural y sus accesorios. conforme al cual Tejas Energy, L.L.C. diseña actualmente instalaciones en los Estados Unidos.



IV. De Operación y Mantenimiento		
Especificación	Descripción	Justificación
Asme B.31.8	Reglamento Federal de Seguridad de Gasoductos de Estados Unidos	operación actualizada de gasoductos que cumplen con esta especificación y considera conveniente tener una sola filosofía de operación para todos sus ductos de gas natural.
Manual de Operación y Mantenimiento de Transportadores	Manual de Operación y Mantenimiento de la Compañía	Se anexa un Manual de Operación y Mantenimiento provisional que será revisado para coincidir con el Manual de Operación y Mantenimiento con el que se operará conforme avance el proyecto.

#### 5.10.1 Instalaciones de Tuberías

Todos los componentes de las instalaciones de las tuberías, incluyendo válvulas, bridas, múltiples, reguladores, empalmes, medidores, etc., deberán seleccionarse o diseñarse de acuerdo a prácticas de ingeniería reconocidas, de modo que soporten las presiones de operación y las cargas externas a que estarán sujetos.

Las tuberías y sus componentes deberán protegerse convenientemente cuando ellas puedan verse afectadas por riesgos tales como sismos, asentamientos de terreno, inundaciones, deslizamientos de tierra u otras condiciones que puedan provocar su desplazamiento o dejarlas sometidas a cargas excesivas.

Toda matriz de gas deberá ir debidamente protegida de eventuales acciones exteriores para ello, las matrices de gas ubicadas en zonas urbanas deben ir enterradas, o bien en cámaras de protección o envueltas en otra tubería de mayor diámetro, la que deberá cumplir con las normas respectivas.

Las tuberías matrices, enterradas, deberán instalarse a una profundidad mínima de 80 cms., medidos desde el borde superior de la tubería. En todo caso si esta profundidad no fuera suficiente para que la tubería soporte en forma segura las cargas externas, deberán adoptarse las medidas de protección que sean necesarias, como por ejemplo, conducirla dentro de una tubería de protección de mayor diámetro (casing). En casos calificados podrá disminuirse la profundidad mínima, siempre que se agreguen los elementos de protección adicionales que sean necesarios para soportar el total de las cargas externas

Las distancias mínimas entre matrices subterráneas y otras tuberías o estructuras subterráneas no asociada a la instalación de la red de gas, serán superiores o igual a 20 cms. Si en los cruces con otras tuberías no es posible mantener esta distancia, la tubería deberá protegerse convenientemente de los daños que pueda ocasionarle la proximidad de las tuberías o estructuras.

Para las tuberías de plástico deberá cuidarse que la distancia a cualquier frente de calor sea suficiente para prevenir daños en ellas. Si esto no fuera posible, la tubería deberá aislarse convenientemente.

Las tuberías sobre tierra o enterradas deben ser diseñadas con suficiente flexibilidad a fin de prevenir que los esfuerzos mecánicos y las expansiones o contracciones térmicas puedan causar tensiones excesivas en las tuberías o sus componentes, flexión o curvas imprevistas en las uniones y fuerzas o momentos inconvenientes en los puntos de conexión de las tuberías con los equipos, en los anclajes o elementos de guías. Lo mismo es aplicable a los esfuerzos producidos por las vibraciones

Toda matriz de gas deberá estar provista, si fuese necesario, de anclajes y soportes con el fin de:

- a. Prevenir deformaciones indebidas en los equipos conectados;
- b. Resistir las fuerzas longitudinales causados por codos o desalineamientos,
- c. Prevenir o amortiguar vibraciones excesivas.

Las tuberías sobre el nivel del terreno deben tener soportes y anclajes suficientes para proteger las uniones de la tubería de la máxima fuerza longitudinal causada por la presión interna y cualquiera fuerza adicional, originada en expansiones o contracciones térmicas, o por el peso de la tubería. Los soportes y anclajes deberán ser de material durable y no combustibles y cumplir con los siguientes requisitos básicos:

- Se diseñarán de acuerdo a buenas prácticas de ingeniería y considerando las condiciones de servicio involucradas;
- Deberán permitir la libre expansión o contracción de la tubería;
- El movimiento de la tubería no deberá ser capaz de desmontar ningún componente del soporte o anclaje, y los soportes o anclajes sólo podrán soldarse directamente a tuberías que estén diseñadas para operar con tensiones tangenciales inferiores al 50% de la tensión de fluencia mínima del material

Al instalarse, estas tuberías deben hacerse descansar en terreno parejo y firme, que otorgue un apoyo uniforme a la tubería, el cual, además debe estar libre de elementos con aristas agudas tales como escombros y piedras, que puedan dañar su protección.

Al instalarse, estas tuberías deben hacerse descansar en terreno parejo y

firma, que otorgue un apoyo uniforme a la tubería, el cual, además debe estar libre de elementos con aristas agudas tales como escombros y piedras, que puedan dañar su protección.

Las tuberías deben tener pendientes adecuadas que permitan el escurrimiento del condensado, y contar con sifones o colectores en los puntos bajos.

Las soldaduras de Tuberías de Acero y Piezas de Conexión deberán sujetarse a procedimientos y normas que se indica a continuación:

- Antes de proceder a soldar, debe realizarse una verificación completa de la ausencia de mezclas de gases combustibles en los elementos que se van a soldar y en el medio ambiente cercano;
- Antes de efectuar una soldadura de tope entre dos piezas de acero, los extremos deben ser debidamente preparados en relación a su limpieza e inclinación de los biseles, de acuerdo a buenas prácticas de soldadura; ésta debe tener un espesor suficiente de modo de asegurar que la unión soldada tenga una resistencia a lo menos igual a la sección de tubería correspondiente.

Las soldaduras de filete deberán ser de un espesor mínimo igual al espesor de la pared de la tubería que se utiliza.

Las soldaduras deberán ejecutarse de acuerdo con las normas correspondientes; a falta de éstas, de acuerdo a normas extranjeras de general aceptación, como por ejemplo las A.W.S., previamente autorizadas por SEC:

- Las soldaduras deben ser realizadas por operadores debidamente

calificados para el tipo de trabajo que se ejecutará, incluyendo el tipo de equipo utilizado. Esta calificación debe ser realizada a lo menos una vez al año por un laboratorio o entidad de certificación reconocido. Este procedimiento se aplicará también a los soldadores de uniones de cobre o aleaciones de cobre

- La inspección de las soldaduras deberá ser realizada por un inspector debidamente entrenado. La inspección deberá ser, a lo menos, visual y dimensional. Las soldaduras defectuosas deberán ser removidas y reparadas

### **Ubicación de válvulas en el gasoducto**

Las tuberías de gran longitud deberán sectorizarse con válvulas de bloqueo fácilmente accesibles y protegidas contra daños e intervenciones extrañas. Dichas válvulas deberán instalarse en los nuevos gasoductos en el momento de su construcción. Al determinar la distancia entre las válvulas de bloqueo, deberá tomarse en cuenta la conservación del gas, el tiempo para purgar la sección aislada, la continuidad del servicio, la flexibilidad de operación necesaria, el desarrollo futuro esperado en el tramo entre válvulas, y aquellas condiciones naturales significativas que puedan afectar adversamente la operación y la seguridad de la tubería.

Las distancias entre válvulas en un gasoducto nuevo no deberán exceder las siguientes:

- 8 km. en áreas que sean predominantemente Clase 4.
- 16 km. en áreas que sean predominantemente Clase 3.
- 24 km. en áreas que sean predominantemente Clase 2.
- 32 km. en áreas que sean predominantemente Clase 1.

Para los efectos de establecer las distancias entre válvulas de un gasoducto, se considerará el criterio de clasificación de zonas según densidad de población que se señala a continuación:

Por edificio se entenderá lo que establezca la Ordenanza General de Urbanismo y Construcciones. Para determinar el número de edificios, en relación con la tubería, se debe proyectar una zona de 400 metros de ancho a lo largo del tendido de la tubería, considerando a dicha tubería como la línea central de esta zona, dividiéndola en secciones de 1.600 metros de longitud, tal que cada sección incluya el máximo número de edificios. Se debe contar estos edificios dentro de cada zona de 1.600 metros de longitud; para este propósito, en los conjuntos habitacionales cada domicilio independiente se considerará por separado. En aquellos casos en que en una distancia menor a los 1.600 metros existan barreras físicas, como cerros, quebradas, ríos u otros factores que impidan futuras expansiones de las áreas urbanas, ello no será motivo suficiente para instalar en la totalidad de dicha longitud una tubería con un nivel de tensión bajo. En la determinación de los límites de la tensión se debe considerar las zonas de expansión urbana, con el objeto de precaver futuros desarrollos.

Cuando una sección de tubería de 1.600 metros sea identificada como Clase 2 ó 3, ésta debe terminar a 200 metros a partir del edificio más cercano. Para una tubería de una longitud menor de 1.600 metros, se le debe asignar la misma clase de ubicación que a una de 1.600 metros que atraviese esa área.

**Clase de ubicación para Diseño y Construcción**

**Clase de Ubicación 1.** Es aquella que en una sección de 1.600 metros de longitud tiene 10 edificios o menos. Corresponde a áreas tales como terrenos baldíos, desiertos, montañas, terrenos agrícolas y áreas escasamente pobladas.

**Clase de Ubicación 2.** Es aquella que en una sección de 1.600 metros tiene más de 10 y menos de 46 edificios. Corresponde a lugares tales como áreas ubicadas en los límites de ciudades y pueblos, áreas industriales, predios agrícolas o rurales, etc.

**Clase de Ubicación 3.** Es aquella que en una sección de 1.600 metros tiene 46 edificios o más, excepto cuando prevalece la Clase de Ubicación 4. Corresponde a áreas destinadas al desarrollo de viviendas suburbanas, grandes supermercados, áreas residenciales, áreas industriales y otras áreas pobladas no indicadas en los requisitos de la Clase de Ubicación 4. Es aquella que incluye áreas donde prevalecen edificios de varios pisos y donde el tránsito es muy intenso, y donde existen numerosos otros servicios públicos subterráneos. Son edificios de varios pisos aquellos que tienen cuatro o más pisos sobre el nivel del suelo, incluyendo el primer piso. La profundidad o número de sótanos no tiene importancia.

Consideraciones necesarias para la concentración de personas en Clases de Ubicación 1 y 2. Además del criterio contenido se debe considerar las posibles consecuencias de una rotura cercana a locales de reunión de personas, tales como: Iglesias, escuelas, edificios de departamentos, hospitales o áreas de recreación de una institución sindical, en clases de ubicación 1 y 2.

Las tuberías cercanas a lugares de reuniones públicas o locales de reunión

de persona, tales como: Iglesias, escuelas, edificios de departamentos, hospitales o áreas de recreación de una institución sindical, en clases de ubicación 1 y 2, tendrán los requerimientos indicados en la Clase de Ubicación 3.

Las concentraciones de personas indicadas en los párrafos anteriores, no consideran incluir grupos de menos de 20 personas por cada lugar o ubicación.

Cuando se clasifica las ubicaciones, deberá darse una debida consideración a la posibilidad de futuros desarrollos en el área. Si al tiempo de planificar una nueva tubería, este futuro desarrollo aparece probable, y suficiente para hacer cambiar la Clase de Ubicación, esto deberá ser tomado en cuenta en el proyecto y construcción de la tubería propuesta.

### **Gasoductos Existentes**

La empresa distribuidora o el propietario del gasoducto deben verificar, anualmente, la clase de ubicación en toda la longitud de la tubería. En el caso que se haya producido un cambio de clase, deberá aumentar la cantidad de válvulas.

Cada sección del gasoducto entre las válvulas de bloqueo deberá estar provista de una válvula de venteo de la capacidad suficiente para poder bajar la presión de la línea tan rápidamente como sea posible.

La válvula de venteo deberá instalarse de tal forma que la evacuación del gas pueda hacerse en forma segura, lejos de posibles fuentes de ignición, líneas eléctricas o casas habitadas y evitando además la formación de mezclas explosivas dentro de la tubería.



**Protección Contra la Corrosión : *Control de corrosión externa***

Las compañías distribuidoras deberán establecer procedimientos y programas de inspección, que permitan determinar la condición en que se encuentran las tuberías y componentes enterrados y adoptar las acciones apropiadas de acuerdo a las condiciones en que se encuentran las instalaciones.

Además de los programas de inspección específicos de control de corrosión, en cada oportunidad en que por otras razones, la tubería quede accesible, ella deberá examinarse para investigar posible corrosión externa o interna

***Control de corrosión interna***

En los casos en que se conduzca gas con características corrosivas, las tuberías y componentes deberán protegerse convenientemente en contra de la corrosión interna. Un gas se considerará sin características corrosivas si el punto de rocío del agua que contiene está normalmente bajo la temperatura del gas, a menos que la experiencia indique otra cosa.

Un gas para el cual el punto de rocío del agua contiene normalmente, es superior a la temperatura que alcanza dicho gas dentro del sistema de distribución, se supondrá corrosivo, a no ser que mediante ensayos o experiencias se pruebe lo contrario.

De acuerdo a cada caso y en particular para prevenir la corrosión interna se podrá, entre otros métodos, usar inhibidores de corrosión, recubrimientos internos, tuberías y componentes de plástico, de materiales no ferrosos, de aceros de aleación, etc.

## CAPÍTULO VI

### SISTEMAS DE TURBOCOMPRESIÓN

#### 6.1 TERMODINÁMICA DE LA TURBINA DE GAS

La Termodinámica de la Turbina de Gas se basa en el principio de Joule Brayton, por esta razón haremos una introducción de este ciclo.

#### 6.2 CICLO JOULE BRAYTON

El análisis de los ciclos ideales de las turbinas de gas puede suponer las siguientes condiciones ideales:

- a) Los procesos de compresión y expansión son reversibles y adiabáticos, es decir, isentrópicos.
- b) La variación de la energía cinética del fluido motor entre la entrada y salida de cada elemento es despreciable.
- c) No existen pérdidas de carga en los conductos de admisión, cámara de combustión. Cambiadores de calor, interrefrigeradores, conductos de escape y uniones entre los distintos elementos.
- d) El fluido motor es un gas perfecto con calores específicos constantes y su composición no varía a lo largo de todo el ciclo.
- e) El gasto másico de gas se mantiene constante a lo largo de todo el ciclo.
- f) La transmisión de calor en los cambiadores (suponiendo contraflujo) es "completa" lo que junto con (d) y (e) significa que el aumento de temperatura del fluido frío es el máximo posible y a la vez exactamente igual al descenso de temperatura del fluido caliente.

De acuerdo con los supuestos (d) y (e), la cámara de combustión, en la que se introduce y quema el combustible, equivale a un calentador de fuente de calor externa. Por esta razón es indiferente, a efectos de cálculo del comportamiento de

los ciclos ideales, hablar de ciclos "abiertos" o "cerrados". Los esquemas representados corresponderán, sin embargo, al caso más común de ciclo abierto.

### Ciclo Simple de la Turbina de Gas

El ciclo simple ideal de la turbina de gas es el ciclo Joule (o Brayton). La ecuación de la energía para flujo estacionario correspondiente a este caso será:

$$Q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + W$$

Siendo Q y W el calor y el trabajo específico. Aplicando esta ecuación a cada uno de los elementos y recordando la condición (b), tendremos:

$$W_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p (T_3 - T_2)$$

$$W_{34} = (h_3 - h_4) = c_p (T_3 - T_4)$$

El rendimiento del ciclo será:

$$\eta = \frac{\text{trabajo neto obtenido}}{\text{calor aportado}} = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

Utilizando la relación isentrópica entre presiones y temperaturas,

$$T_2/T_1 = r^{(K-1)/K} = T_3/T_4$$

Siendo r la relación de compresión  $p_2/p_1 = r = p_3/p_4$ . Se ve fácilmente que el rendimiento del ciclo valdrá:

$$\eta = 1 - \left( \frac{1}{r} \right)^{(K-1)/K}$$

El rendimiento depende pues únicamente de la relación de compresión y de la naturaleza del gas. En la figura puede verse la relación que existe entre  $\eta$  y r cuando el fluido motor es aire ( $K = 1,4$ ) o un gas monoatómico como el argón ( $K = 1,66$ ). En los siguientes diagramas de este apartado se supondrá que el fluido motor es aire, aunque resulta evidente la ventaja teórica de utilizar un gas

monoatómico en un ciclo cerrado.

Puede demostrarse que el trabajo específico  $W$ , del cual dependerá el tamaño de la planta para una potencia dada, es función no sólo de la relación de compresión sino también de la temperatura máxima del ciclo,  $T_3$ . Así,

$$W = c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)$$

Que puede ponerse en la forma

$$\frac{W}{c_p T_1} = t \left( 1 - \frac{1}{r^{(K-1)/K}} \right) - \left( r^{(K-1)/K} - 1 \right)$$

Siendo  $t = T_3/T_1$ ; normalmente  $T_1$  es la temperatura ambiental, por lo que no es una variable significativa. Resulta pues conveniente representar el trabajo específico adimensional ( $W/c_p T_1$ ) en función de  $r$  y de  $t$ , tal como puede verse en la figura. El valor de  $T_3$ , y por tanto el de  $t$ , que puede utilizarse en la práctica depende de la temperatura máxima que puedan soportar las partes altamente solicitadas de la turbina, de acuerdo con la vida que se requiera de las mismas. Por este motivo se denomina frecuentemente a  $t$  "límite metalúrgico", que en el caso de una planta industrial cuya vida deba ser larga puede oscilar entre 3,5 y 4, mientras que un valor del orden de 5 a 5,5 resultaría posible en un motor de aviación con álabes de turbina refrigerados.

Si nos fijamos en el diagrama T-s de la figura, veremos por qué las curvas de  $t$  constante presentan un máximo para una determinada relación de compresión.  $W$  vale cero para  $r = 1$  y también para el valor de  $r$  para el cual los procesos de compresión y expansión coinciden, es decir  $r = t^{K/(K-1)}$ . Para cualquier valor dado de  $t$ , la relación de compresión de máximo trabajo específico se obtiene diferenciando la ecuación con respecto de  $r^{(K-1)/K}$  e igualando a cero, con lo que tendremos

$$r_{\text{opt}}^{(K-1)/K} = \sqrt{t}$$

Y como  $r^{(K-1)/K} = T_2/T_1 = T_3/T_4$ , podemos poner

$$\frac{T_2}{T_1} \times \frac{T_3}{T_4} = t$$

Pero  $t = T_3/T_1$ , de donde resulta que  $T_2 = T_4$ . Por lo tanto, el trabajo específico será máximo cuando la relación de compresión sea tal que las temperaturas a la salida del compresor y de la turbina sean iguales. Para todos los valores de  $r$  comprendidos entre 1 y  $t^{\gamma/2(\gamma-1)}$ ,  $T_4$  será mayor que  $T_2$ , pudiendo entonces adoptarse un cambiador de calor que disminuya el calor cedido por la fuente externa y aumentar así el rendimiento.

Formas de tener en cuenta las pérdidas de los elementos

El comportamiento de los ciclos reales difiere del de los ciclos ideales por las siguientes razones:

Debido a las altas velocidades que alcanza el fluido en las turbomáquinas, no siempre puede despreciarse la variación de la energía cinética entre la entrada y la salida de cada elemento.

Otra consecuencia es que los procesos de compresión y expansión son adiabáticos irreversibles y suponen por tanto un aumento de la entropía.

La fricción del fluido entraña unas pérdidas de carga en las cámaras de combustión y cambiadores de calor, así como en los conductos de admisión y escape. (Las pérdidas que tienen lugar en los conductos que unen entre sí a los distintos elementos suelen ir englobadas en las pérdidas totales de cada elemento).

Para que el tamaño del cambiador de calor resulte económico, es inevitable que haya una diferencia entre las temperaturas terminales del mismo, es decir que no

podrá calentarse el aire comprimido hasta la temperatura de los gases de escape de la turbina.

Se requerirá un trabajo algo mayor que el necesario para la compresión con el fin de vencer el rozamiento de los cojinetes y el efecto de "ventilación" que tienen lugar en la transmisión entre compresor y turbina, así como para el accionamiento de elementos auxiliares, tales como bombas de combustible y de aceite.

Los valores de  $C_p$  y  $K$  del fluido motor varían a lo largo del ciclo, debido a las variaciones de temperatura y a la de su composición química al haber una combustión.

La definición del rendimiento de un ciclo ideal es inequívoca, pero no sucede lo mismo en un ciclo abierto con combustión interna. Conociendo la temperatura de salida del compresor, la composición del combustible y la temperatura requerida a la entrada de la turbina, se puede obtener la relación combustible/aire necesaria mediante el cálculo directo del proceso de combustión, en el que se puede introducir además un rendimiento de la combustión que tenga en cuenta el que ésta sea incompleta. Será así posible expresar de modo inequívoco el comportamiento del ciclo en función del consumo de combustible por unidad de trabajo neto, es decir, del consumo específico de combustible. Para que éste dé lugar a un rendimiento hará falta adoptar algún convenio para expresar el poder calorífico del combustible.

Al haber una combustión interna, puede pensarse que el gasto másico de la turbina será mayor que el del compresor, debido al combustible que se ha añadido. En la práctica se extrae de un 1 a un 2% del aire comprimido con el fin de refrigerar los discos y las raíces de los álabes de la turbina, y como veremos más adelante, la relación combustible/aire que se utiliza es del orden de 0,01 a

0,02. Con estas consideraciones resulta suficientemente exacto para cálculos normales suponer que el combustible añadido simplemente viene a compensar al aire extraído.

En este libro admitiremos siempre que los gastos máxicos del compresor y de la turbina son iguales. En los modernos motores de aviación, que funcionan con temperaturas muy elevadas a la entrada de la turbina, se utilizan mayores caudales de aire para la refrigeración (que circula a través de conductos practicados en el interior de los álabes de la turbina) por lo que esta aproximación dejará de ser válida para estimar de forma exacta el comportamiento de un diseño final.

#### Rendimiento del Compresor y de la Turbina

El rendimiento de cualquier máquina cuya misión sea absorber o producir trabajo se suele expresar en forma de cociente entre el trabajo real y el ideal. Como las turbomáquinas son esencialmente adiabáticas, el proceso ideal será isentrópico, por lo que este rendimiento se denomina rendimiento isentrópico. Haciendo uso del concepto de entalpía o de temperatura de parada para tener presente cualquier variación de la energía cinética del fluido entre la entrada y la salida, tendremos que en el caso del compresor,

$$\eta = \frac{W'}{W} = \frac{\Delta h'_0}{\Delta h_0}$$

Para un gas perfecto,  $\Delta h_0 = c_p \Delta T_0$ , lo que puede considerarse suficientemente exacto para gases reales en las condiciones que se dan en las turbinas de gas si se toma un valor medio de  $c_p$  para el intervalo de temperaturas en cuestión. Como además las variaciones de la temperatura no son muy diferentes en el caso real y en el ideal, puede admitirse que el valor medio de  $c_p$  es el mismo en ambos, con lo que el rendimiento isentrópico se suele definir en función de las temperaturas

como

$$\eta = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

Análogamente, el rendimiento isentrópico de la turbina se definirá como

$$\eta = \frac{W}{W'} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}}$$

Para los cálculos de ciclos se supondrán unos valores de  $\eta_c$  y  $\eta_t$ , para una relación de compresión dada, se hallarán las diferencias de temperatura correspondientes a los trabajos de la forma siguiente:

$$T_{02} - T_{01} = \frac{1}{\eta_c} (T'_{02} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left( \frac{T'_{02}}{T_{01}} - 1 \right)$$

Y finalmente,

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[ \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right]$$

Análogamente,

$$T_{03} - T_{04} = \eta_t T_{03} \left[ 1 - \left( \frac{1}{p_{03}/p_{04}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

Cuando el compresor forma parte de una turbina de gas industrial, suele presentar un leve carenado a la entrada que puede considerarse como parte del mismo. En la ecuación  $p_{01}$  y  $T_{01}$  serán entonces respectivamente iguales a  $p_a$  y  $T_a$ , ya que la velocidad del aire ambiente es nula. Se admitirá este caso a lo largo del presente capítulo. Cuando se utiliza a lo largo del presente capítulo. Cuando se utiliza un largo conducto de admisión y/o un filtro de aire, como por ejemplo en las aplicaciones marinas, hay que deducir la pérdida de carga de la entrada ( $\Delta p_1$ ), es



decir que  $p_{01}$  será igual a  $p_a - \Delta p_1$ . La situación es bastante distinta cuando el compresor forma parte de un grupo propulsor de aviación, pues en este caso hay un dispositivo de admisión de longitud apreciable en el que, debido a la velocidad de avance del aparato, tiene lugar una compresión dinámica.

### Cálculos Preliminares de Diseño

Los cálculos preliminares de diseño y cálculos comparativos de ciclos se ha demostrado suficientemente exacto suponer los siguientes valores fijos de  $c_p$  y  $K$  para los procesos de compresión y expansión, respectivamente:

$$\text{Aire: } c_p = 1,004 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}, K_{\text{aire}} = 1,40 \quad \text{o} \quad \left( \frac{K}{K-1} \right)_{\text{aire}} = 3,5$$

$$\text{Gases de combustión: } c_p = 1,147 \text{ kJ/kg } \text{K}, K_{\text{gases}} = 1,333 \quad \text{o} \quad \left( \frac{K-1}{K} \right)_{\text{gases}} = 4,0$$

La razón por la que no se incurre de esta forma en una falta grande de exactitud, es que  $c_p$  y  $K$  varían en sentidos opuestos con la temperatura. En los análisis de ciclos nos interesa calcular los trabajos del compresor y la turbina a partir del producto  $c_p \Delta T$ . Supongamos que la temperatura a la que corresponden los valores anteriores de  $c_p$  y  $K$  sea inferior a la temperatura media real. En este caso y será mayor de lo que es en realidad, por lo que  $\Delta T$  resultará sobrevalorado, pero este error se compensará en el producto  $c_p \Delta T$ , ya que a su vez el valor de  $c_p$  será más bajo que el real. Las temperaturas reales en los distintos puntos del ciclo no resultarán, sin embargo, muy exactas y como para el diseño en detalle de los elementos es necesario conocer las condiciones exactas del fluido motor, deberá utilizarse los procedimientos más precisos que se han expuesto.

La pérdida de carga de la cámara de recalentamiento  $\Delta p_{br}$  es el 2% de la presión a la entrada de la misma y el rendimiento de la combustión vale 0,98, al igual que en la cámara de combustión principal.

Como utilizaremos las ecuaciones, vamos a empezar calculando  $(n-1)/n$  para

compresión y expansión politrópicas.

$$\text{Para la compresión, } \frac{n-1}{n} = \frac{1}{\eta_{\text{coc}}} \left( \frac{K-1}{K} \right)_{\text{aire}} = \frac{1}{0,878 \times 3,5} = 0,3253$$

$$\text{Para la expansión, } \frac{n-1}{n} = \frac{1}{\eta_{\text{cot}}} \left( \frac{K-1}{K} \right)_{\text{gases}} = \frac{0,85}{4} = 0,2125$$

### 6.3 CÁLCULO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO DE GAS NATURAL

Se ha considerado este tipo de compresor, porque este se usa en el transporte de Gas natural por gasoductos existentes

$$\dot{W}_C = 0.0857 \dot{V}_G Z_{\text{avg}} \frac{T_S}{\eta_{\text{mec}}} \frac{n}{n-1} \frac{1}{\eta_P} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

#### Datos

$$P_S = P_1 = 882 \text{ Psi}$$

$$P_P = P_2 = 2205 \text{ Psi}$$

$$T_S = 560^\circ\text{R}$$

$$Z_S = 0.88$$

$$Z_D = 0.85$$

$$\dot{V}_G = 100 \text{ MMscfd}$$

$$n = 1.384$$

$$\eta_P = 0.77$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0.99$$

El factor de compresibilidad promedio (  $Z_{\text{avg}}$  ) :

$$Z_{\text{avg}} = \frac{Z_S + Z_D}{2} = \frac{0.88 + 0.86}{2} = 0.87$$

Potencia de compresión con una etapa

$$\dot{W}_c = 0.0857 \times 100 \times 0.87 \times \left( \frac{560}{0.99} \right) \times \left( \frac{1.384}{1.384 - 1} \right) \frac{1}{0.77} \times \left[ \left( \frac{2205}{882} \right)^{\frac{1.384 - 1}{1.364}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}_c = 5657 \text{ HP}$$

Potencia en el eje  $\dot{W}_{eje}$  ( :

$$\dot{W}_{eje} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{mec}}$$

$$\dot{W}_{eje} = \frac{5657}{0.99}$$

$$\dot{W}_{eje} = 5714 \text{ HP}$$

Determinando el número de etapas

$$\pi = \frac{2205}{882} = 2.5$$

Relación de compresión (rc):

$$r_c = \sqrt[5]{2.5} = 1.2 \quad \Rightarrow \quad \text{son 5 etapas con esta relación de compresión}$$

Presión intermedia ( $P_{int}$ ):

$$P_{int} = 882 \text{ Psi} \times 1.2 = 1058.4 \text{ Psi}$$

Potencia de compresión con cinco etapas

$$\dot{W}_c = 0.0857 \times 100 \times 0.87 \times \left( \frac{560}{0.99} \right) \times \left( \frac{1.384}{1.384 - 1} \right) \frac{1}{0.77} \times \left[ \left( \frac{2205}{882} \right)^{\frac{1.384 - 1}{1.364}} - 1 \right]$$

$$\dot{W}'_c = 1014 \text{ HP}$$

$$\dot{W}_c = 1014 \times 5 = 5070 \text{ HP}$$

Potencia en el eje ( $W_{eje}$ ):

$$\dot{W}_{eje} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{mec}}$$

$$\dot{W}_{eje} = \frac{5070}{0.99}$$

$$\dot{W}_{eje} = 1024 \times 5 = 5120$$

$$\dot{W}_{eje} = 5120 \text{ HP}$$

#### 6.4 CÁLCULO DE LA TURBINA DE GAS NATURAL

Potencia de la turbina de gas

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_{CF} + \dot{W}_{CAX}$$

$W_{TG}$  = potencia de la turbina de gas

$W_{CF}$  = potencia del compresor centrífugo

$W_{CAX}$  = potencia del compresor axial

$$W_{CAX} = 0.5 W_{TG}$$

$$W_{TG} = W_{CF} + 0.5 W_{TG}$$

$$0.5 W_{TG} = W_{CF}$$

$$W_{TG} = W_{CF} / 0.5 = 5120 \text{ HP} / 0.5 = 10240$$

$$\dot{W}_{TG} = 10240 \text{ HP}$$

#### 6.5 CÁLCULO DEL COMPRESOR AXIAL DE AIRE

Potencia del compresor

$$\dot{W}_{TG} = \dot{W}_{CF} + \dot{W}_{CAX}$$

$$W_{CAX} = W_{TG} - W_{CF}$$

$$W_{CAX} = 10240 - 5120 = 5120 \text{ HP}$$

$$\dot{W}_{CAX} = 5120 \text{ HP}$$

## CAPÍTULO VII

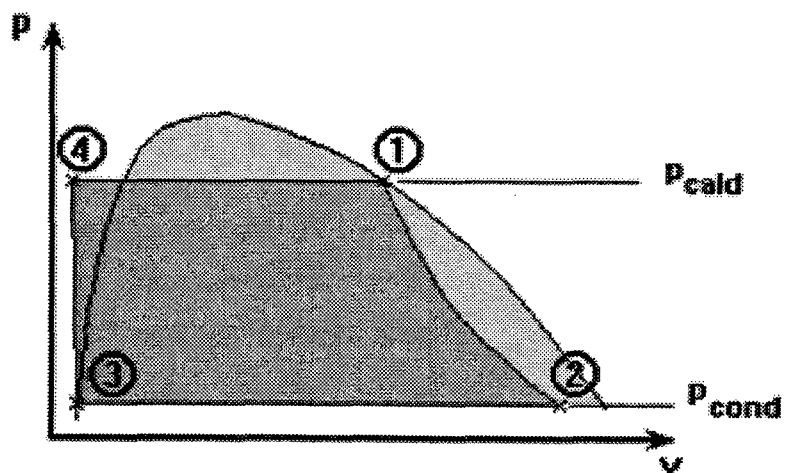
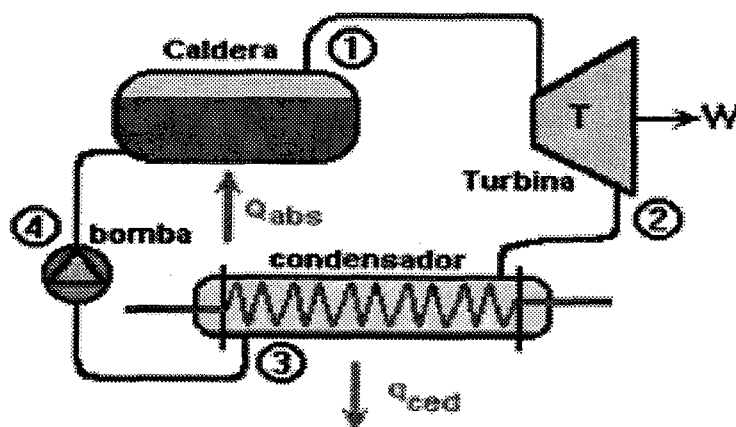
CENTRALES DE GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA Y SISTEMA DE  
PROTECCIÓN ELÉCTRICA

## 7.1 GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA

La generación termoeléctrica a aplicar será con Turbina de Gas, Ciclo Combinado y Cogeneración, teniendo como sustancia de trabajo el Gas Natural, también haremos una introducción al Sistema de Protección Eléctrica del Generador y el Transformador.

## 7.1.1 CICLO RANKINE

Este ciclo es el que fundamenta el funcionamiento de las centrales Termoeléctricas a vapor o Turbina de vapor



- Desde el punto de vista netamente termodinámico, bajamos la

temperatura de la fuente fría, mejorando por lo tanto la eficiencia del ciclo.

- Desde el punto de vista mecánico, la presión en el condensador es muy inferior a la atmosférica, lo que hace que la máquina opere con un salto de presiones mayor, lo que aumenta la cantidad de trabajo recuperable por unidad de masa de vapor.

La principal diferencia entre un ciclo de vapor abierto y uno de Rankine es el condensador. Esta mejora la introdujo James Watt hacia fines del Siglo XVIII. En el próximo párrafo explicaremos brevemente el funcionamiento de este elemento tan esencial en los ciclos de vapor.

### **El Condensador:**

En la próxima figura vemos esquematizado un condensador. Vamos a esquematizar uno de los más sencillos, el de tubos y carcaza.

Este está compuesto por una carcaza tubular de gran diámetro. El interior de la carcaza tiene un gran haz de tubos por el interior de los cuales circula agua de refrigeración. El vapor entra por el exterior de la carcaza y rodea el haz de tubos. Como los tubos están más fríos que el vapor, este condensa. Las gotas de condensado que se forman en los tubos van cayendo al fondo de la carcaza. Allí se recolectan y se extraen del condensador.

Como la temperatura de condensación es muy inferior a 100°C y suele estar muy cercana a la temperatura ambiente, la presión dentro del condensador está por debajo de la presión atmosférica y típicamente está por debajo de 0,1 bar absolutos. Esto hace que la máquina que opera entre la caldera y el condensador disponga de un mayor salto de presión utilizable.

En la práctica el condensador baja la presión contra la cual descarga el

expansor. Esto permite mejorar el rendimiento del ciclo, pues aumenta la diferencia de presiones entre las cuales opera la máquina. También se puede interpretar el efecto como que la máquina "ve" una fuente fría más fría.

Volvamos al ciclo de Rankine. Este se ilustra en las próximas figuras en diagrama de bloques, y en diagrama P-V y T-S.

El sistema queda como sigue:

Es un ciclo muy empleado en máquinas simples y cuando la temperatura de fuente caliente está limitada. Es mucho más práctico que el ciclo de Carnot con gas pues la capacidad de transporte de energía del vapor con cambio de fase es mucho más grande que en un gas.

La bomba recolecta condensado a baja presión y temperatura. Típicamente una presión menor a la atmosférica, estado (3) y comprime el agua hasta la presión de la caldera (4). Este condensado a menor temperatura de la temperatura de saturación en la caldera es inyectada a la caldera. En la caldera primero se calienta, alcanzando la saturación y luego se inicia la ebullición del líquido. En (1) se extrae el vapor de la caldera (con un título muy cercano a 1) y luego se conduce el vapor al expansor. En este ejemplo el expansor es una turbina. Allí se expande, recuperando trabajo, en la turbina, hasta la presión asociada a la temperatura de condensación (2). El vapor que descarga la máquina entra al condensador donde se convierte en agua al entrar en contacto con las paredes de tubos que están refrigerados en su interior (típicamente por agua). El condensado se recolecta al fondo del condensador, donde se extrae (3) prácticamente como líquido saturado.

Allí la bomba comprime el condensado y se repite el ciclo.

En diagrama  $P - V$ , el ciclo se describe como sigue (los puntos termodinámicos están indicados con pequeñas cruces, cerca del número correspondiente: En (1) la caldera entrega vapor saturado (por lo tanto con título  $x = 1$ ), el que se transporta a la turbina. Allí el vapor se expande entre la presión de la caldera y la presión del condensador, produciendo el trabajo  $W$ . La turbina descarga el vapor en el estado (2). Este es vapor con título  $x < 1$  y el vapor es admitido al condensador. Aquí se condensa a presión y temperatura constante, evolución (2)-(3), y del condensador se extrae líquido condensado con título  $x = 0$ , en el estado (3). Luego la bomba aumenta la presión del condensado de  $p_{\text{cond}}$  a  $p_{\text{cald}}$ , evolución (3)-(4) y reinyecta el condensado en la caldera.

Por lo tanto la máquina opera entre la presión  $p_{\text{cald}}$  y  $p_{\text{cond}}$ , las que tienen asociadas la temperatura de ebullición del vapor en la caldera y la temperatura de condensación del agua en el condensador. Esta última presión es inferior a la presión atmosférica.

En diagrama  $T-S$  el ciclo Rankine se describe como sigue: El vapor está inicialmente con título 1, como vapor saturado (1), luego el vapor se expande en la turbina, generando trabajo, evolución (1)-(2). Esta evolución se puede suponer adiabática. Si además se supone sin roce, se asimilará a una isentrópica. Si hubiera roce, la entropía aumentaría (como veremos más adelante). A la salida de la turbina el vapor tendrá título inferior a 1.

El vapor que descarga la turbina es admitido al condensador, donde condensa totalmente a temperatura y presión constantes, evolución (2)-(3). Sale del condensador en el estado (3) como líquido saturado (título  $x = 0$ ). Ahora el condensado es comprimido por la bomba, evolución (3)-(4),



aumentando su presión hasta la presión de la caldera. Si bien la presión aumenta en forma significativa, la temperatura casi no sube. Idealmente esta compresión también es adiabática e isentrópica, aunque realmente la entropía también aumenta. En el estado (4) el líquido está como líquido subsaturado. Este se inyecta a la caldera, con un importante aumento de temperatura y entropía, hasta alcanzar la saturación. Allí comienza la ebullición. Todo el proceso (4)-(1) ocurre dentro de la caldera. Incluimos el punto 4' que es cuando se alcanza la saturación, pero solo para efectos ilustrativos.

Comparemos este ciclo de Rankine con su Ciclo de Carnot Correspondiente (las dos isotérmicas y dos isentrópicas que lo inscriben). Este ciclo tendrá como temperatura inferior (de fuente fría) la temperatura del condensador (normalmente ligeramente superior a la ambiente) y como superior (de fuente caliente) la de la caldera ( $T_{max}$ ). Las áreas en verde indican la pérdida que hay con respecto al potencial. En este caso vemos que la principal irreversibilidad termodinámica ocurre por la inyección de agua por debajo de la saturación a la caldera.

El ciclo de Carnot correspondiente a este ciclo de Rankine se ilustra en la figura adjunta. Podemos ver que el ciclo de Rankine se aproxima mucho al ciclo de Carnot. Solamente se pierde el área en verde. Esto corresponde a la irreversibilidad de inyectar y mezclar agua fría con la caliente en la caldera.

Esto hace que el ciclo de Rankine se acerca mucho al ciclo de Carnot teórico. Por lo tanto es un ciclo muy conveniente desde el punto de vista termodinámico.

De la comparación de estos dos ciclos (ciclo de vapor abierto y ciclo de

Rankine), es evidente que es más conveniente utilizar siempre que sea posible el ciclo de Rankine. Sin embargo, existe otra irreversibilidad termodinámica más importante aún. Además el ciclo de Rankine tiene el inconveniente de que el vapor sale bastante húmedo de la máquina. Ambos problemas se tienden a solucionar con el ciclo de Hirn, o (como también se le conoce), ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.

### **7.1.2 Generación con Turbina de Gas Natural**

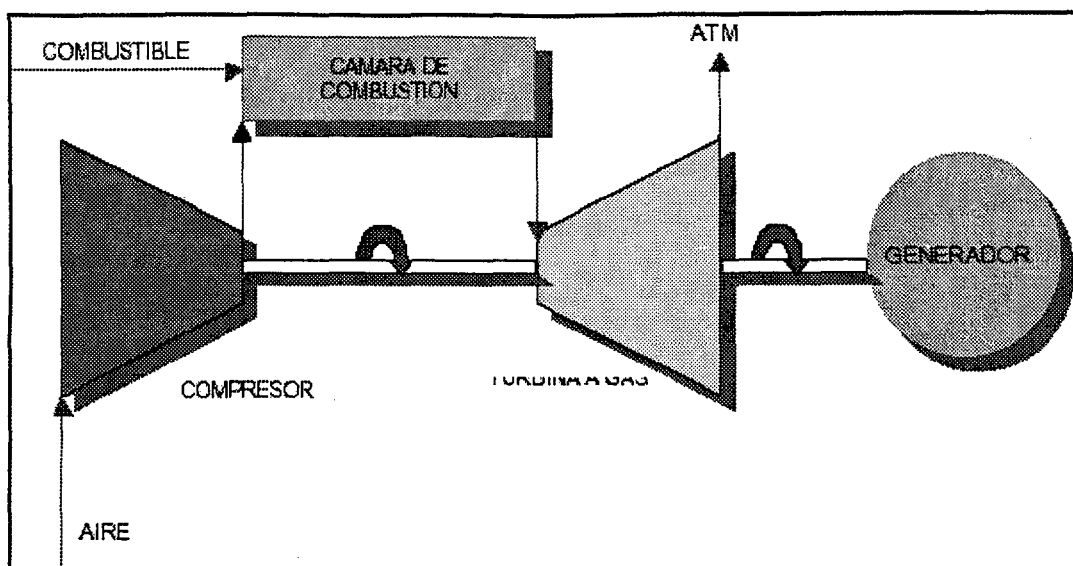
La idea de la turbina a gas (TG) es muy antigua, pero sólo recientemente ha adquirido importancia práctica.

En la primera década de este siglo Holzwarth en Mülheim (Ruhr) construyó una primitiva turbina a gas, la que disponía en la periferia de varias cámaras de combustión que actuaban mediante un sistema de válvulas.

En las cámaras se quema una mezcla de aire y combustible a unas 4 ata para luego descender paulatinamente mientras se dirige a las toberas de la turbina. Por ello la alimentación de la rueda de la turbina era pulsatoria, donde la llegada óptima de la corriente gaseosa se produce sólo durante un brevísimo tiempo en cada ciclo de trabajo.

Las turbinas de gas Holzwarth llegaron a desarrollarse hasta su completa madurez, llegándose a alcanzar con ellas rendimientos térmicos totales del 20% aproximadamente.

Luego aplicando la tecnología utilizada en turbosoplantes de motores de aviación (Moss y Rateau década del 30), turbo carga con gases de escape (Büchi, 1928) y los avances utilizados en las calderas Velox (década del 30) (velocidad de los gases de combustión - 300 m/s y circulación forzada de agua), llegamos a las turbinas a gas modernas.



El compresor comprime aire desde la presión atmosférica hasta 4.-6 ata (se puede llegar hasta 30 ata). En la cámara de combustión se quema gas o combustible líquido pulverizado, al igual que en el hogar de una caldera, de modo continuo y a presión constante. Con esto se aumenta la capacidad de trabajo del aire en la relación de las temperaturas absolutas antes de la combustión y después de la misma. Por esto la turbina acoplada al generador puede producir más potencia que la que necesita el compresor. El exceso es potencia útil que se cede al generador. El rendimiento del proceso sube con la temperatura de la combustión, la que queda limitada por la sollicitación térmica de los alabes de la turbina. Por esta razón el desarrollo de las turbinas de gas está vinculado directamente al desarrollo de los materiales.

En el compresor, como se señaló, el aire es comprimido hasta la presión de combustión siendo utilizado en la cámara de combustión para quemar combustible, que puede ser gas o líquido. Una parte del aire es usado para enfriamiento y control de la estabilidad de la temperatura, así como de la propia llama. Los gases resultantes de la combustión son distribuidos por

toda la periferia de la primera fila de paletas y son expandidos a lo largo de la turbina. Normalmente la primera etapa de expansión es llamada turbina de alta presión; a través de ellas se obtiene el trabajo necesario para accionar el compresor. Las etapas siguientes, llamadas turbina de potencia (o turbina de baja presión), es la que acciona el generador eléctrico.

Las unidades TG tienen como característica sobresaliente el tiempo de arranque, pudiendo alcanzar la plena carga en 10-20 minutos.

Las mejoras en el diseño de componentes y materiales han permitido elevar la potencia y la eficiencia térmica, lo que sumado al incremento a escala de las proporciones, dentro de ciertos límites, permitió la utilización de la experiencia disponible para producir diseños similares de mayor potencia.

En los diseños se tiene como objetivo lograr la mayor eficiencia, particularmente con la utilización de combustible de alta calidad y reducir la contaminación en el mayor grado posible.

Se aprovechó aquí la experiencia derivada de la tecnología de turbinas de aviones sumada a la desarrollada para turbinas de trabajo pesado, incorporando a estas últimas alabes refrigerados convectivamente mediante pasajes de serpentinas con promotores de turbulencia.

Por otra parte se desarrolló el concepto de múltiples combustores anulares y pudo implementarse en función de la instalación, la habilidad para quemar varios combustibles, gaseosos y líquidos, incluyendo líquidos de baja calidad, incluso petróleo crudo o subproductos. Esta versatilidad se pierde en las turbinas más modernas, con elevadas temperaturas de combustión y sistemas más sofisticados de combustión, que requieren

combustibles de alta calidad, para limitar el ataque químico a los alabes de la rueda motriz.

El sistema de combustible dual, permite el rápido cambio, bajo carga, de un combustible por otro, en forma automática o semiautomática.

Se han logrado unidades de fácil instalación (construcción modular), alta confiabilidad en el arranque, rapidez en la puesta en servicio y elevado gradiente de toma de carga, las que en ciclo simple resultan convenientes para servicios de pico.

Las turbinas más modernas, de diseño avanzado, tienen una temperatura de salida de los gases provenientes de los combustores de aproximadamente 1200°C, en comparación con los 1100°C, correspondientes a las turbinas relativamente más viejas. Este incremento de temperatura produce un incremento de la eficiencia térmica de alrededor del 10%.

El material de los alabes es tan aleado que apenas pueden considerarse como aceros. Los componentes de las aleaciones son Ni, Cr, Mo, Mn, V, Ta, Ti y Nb, aunque actualmente se utilizan materiales cerámicos.

La creciente privatización del suministro eléctrico y la apertura del mercado de energía eléctrica en numerosos países ha sido el motor de los importantes cambios tecnológicos.

Actualmente cerca del 35% de la potencia que se habilita anualmente corresponde a TG.

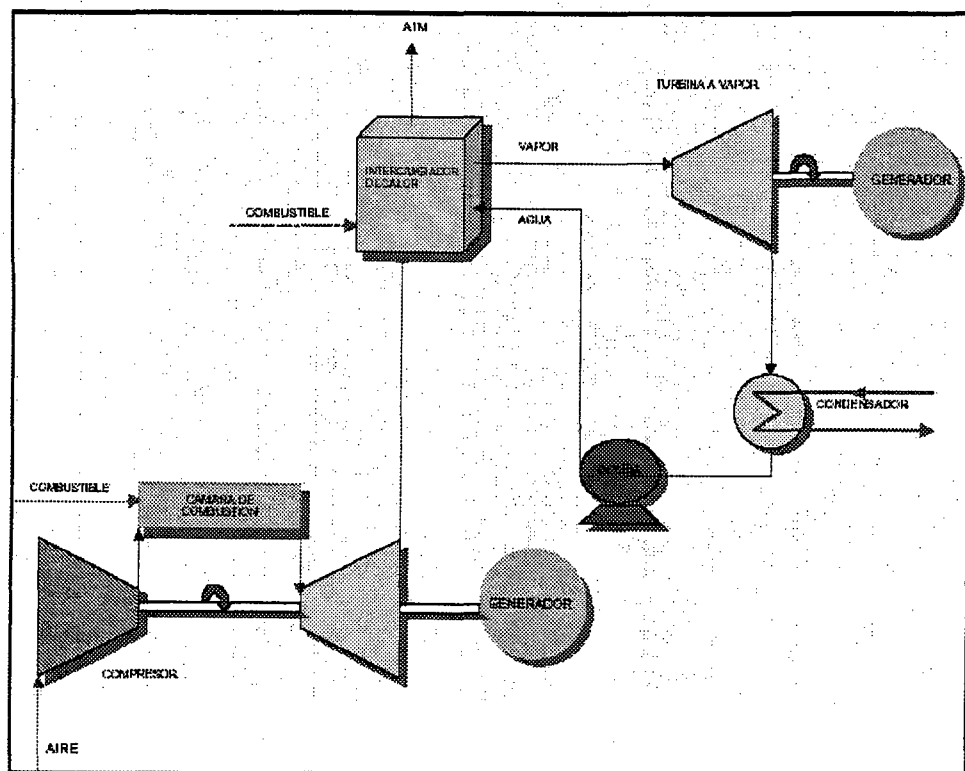
La mayor disponibilidad de reservas de gas ha provocado una evolución atractiva de los precios.

La combustión de la turbina opera en un combustible líquido, o un gas.

Históricamente, esto ha significado que las plantas de energía de ciclo combinado usaban sólo derivados del petróleo o gas natural. Sin embargo actualmente pueden operar con gas producido a través del carbón u otros combustibles sólidos.

### 7.1.3 Generación con Ciclo Combinado de Gas Natural

Por razones económicas y ecológicas las turbinas a gas se utilizan con frecuencia combinadas con turbinas a vapor en centrales de ciclo combinado. Éstas permiten utilizar la importante energía contenida en los gases de escape liberados a altísimas temperaturas, que de otro modo se disiparían en la atmósfera con la inserción de una caldera de recuperación. El ciclo combinado es una de las tecnologías más promisorias para generar energía eléctrica en forma económica, eficiente y limpia para el ambiente, utilizando cualquier combustible fósil económicamente disponible: derivados de gas natural



Una planta de energía de ciclo combinado recibe este nombre porque combina una turbina de combustión con una turbina de vapor, trabajando juntas en una sola instalación para un máximo de eficiencia.

Los gases calientes de escape provenientes de la turbina a combustión, en lugar de ser ventilados a la atmósfera, pasan por un intercambiador de calor denominado generador a vapor recuperador de calor (HRSG). El vapor producido en el HRSG llega a la turbina a vapor a producir energía adicional.

La operación en ciclo combinado puede producir cerca del 50% de potencia adicional y elevar de 6% a 15% la eficiencia cuando es comparada con plantas térmicas convencionales de combustible fósil y del orden de aproximadamente +20% respecto de turbinas de gas a ciclo abierto.

La elevada eficiencia de los ciclos combinados los torna aptos para operación de base.

Típicamente por cada dos megawatts de energía generada por la combustión del generador TG se puede obtener un megawatt adicional por la turbina de vapor, usando esencialmente la energía del escape de la turbina de gas.

#### **7.1.4 Con Cogeneración**

**Concepto:** La palabra cogeneración es un término nuevo que sirve para definir una serie de procedimientos empleados por los industriales desde hace muchos años para cubrir sus propias necesidades de energía térmica y/o eléctrica. Las industrias textiles en los Estados Unidos de Norteamérica, por ejemplo, usaban estos sistemas desde 1905. Su importancia fue disminuyendo a medida que se extendían las redes de distribución de energía eléctrica y bajaban los costos de la energía primaria.

Hoy en día se ha producido un resurgimiento de estos procedimientos como consecuencia del encarecimiento de la energía eléctrica generada en las centrales generadoras y principalmente en las térmicas convencionales.

Existen muchas formas de definir la cogeneración, a continuación se enuncian dos formas, una genérica y una de aplicación más particular:

- **La Cogeneración:** Es la producción conjunta de dos manifestaciones de energía a partir de una misma fuente energética.
- **La Cogeneración:** Es la producción conjunta de energía eléctrica y de energía térmica aprovechable en forma de gases o líquidos calientes, a partir de una sola fuente energética.

### **Beneficio de la Cogeneración al Usuario Directo y al Sector Energético**

Las ventajas que pueden presentar los diferentes sistemas de cogeneración son distintas cuando se enfocan desde el punto de vista de los intereses nacionales que cuando se hace desde la perspectiva del industrial individualizado. En los dos casos se ha elaborado un resumen de la misma que se muestran en la siguiente tabla.

### **Características de los Equipos de Cogeneración**

También es posible utilizar parte de la energía térmica contenida en el vapor de extracción de la turbina de vapor del ciclo combinado, para alimentar los requerimientos de un proceso industrial, en una instalación de cogeneración.

### **Ventajas de la Cogeneración**

#### 1. Para la nación

- Ahorro Energético

El consumo de energía primaria es menor en un sistema de cogeneración que el producir de forma independiente energía térmica y eléctrica.



- Ahorro Económico

Derivado del ahorro energético del punto anterior.

- Mejora del Medio Ambiente

Por los siguientes motivos:

Debido a que es menor la cantidad de energía primaria que se necesita para producir la misma cantidad de energía útil y a que el impacto ambiental causado por el transporte, refinado y extracción de la energía es menor.

- Posibilita la Industrialización de Zonas Alejadas de las Redes de distribución de Alta Tensión

En el caso de centros de desarrollo industrial se puede pensar en sistemas que proporcionen energía térmica y eléctrica a diferentes industrias.

- Reducción de Capital de Inversión.

Si los industriales que consumen grandes cantidades de energía eléctrica cogeneran, el gobierno tiene que invertir menos para abastecer la demanda creciente de electricidad.

## 2. Para el Industrial Individualizado

- Ahorro Económico

El industrial que cogenera no tendrá ahorros energéticos, es más, la energía primaria que debe adquirir será superior en un 5 a 10% a la que venía adquiriendo. Los ahorros son exclusivamente económicos y provienen de la diferencia de costos que existe entre la energía eléctrica que compraba a la red y el combustible que se emplea en su cogeneración.

- Independencia de Suministro de Energía Eléctrica del Exterior

En determinados procesos industriales un corte de suministro de energía eléctrica puede provocar graves problemas, la existencia de un grupo de cogeneración garantizan una continuidad de suministro, al ser posible una interconexión en paralelo del sistema con la red.

- Mejoramiento de la Calidad del Servicio

Con un sistema de cogeneración en una industria que requiere alta calidad de suministro de energía eléctrica se pueden eliminar las variaciones de tensión y frecuencia y posibles armónicos que ocurren en la red comercial.

#### **7.1.4.1 Cogeneración con turbina de gas natural**

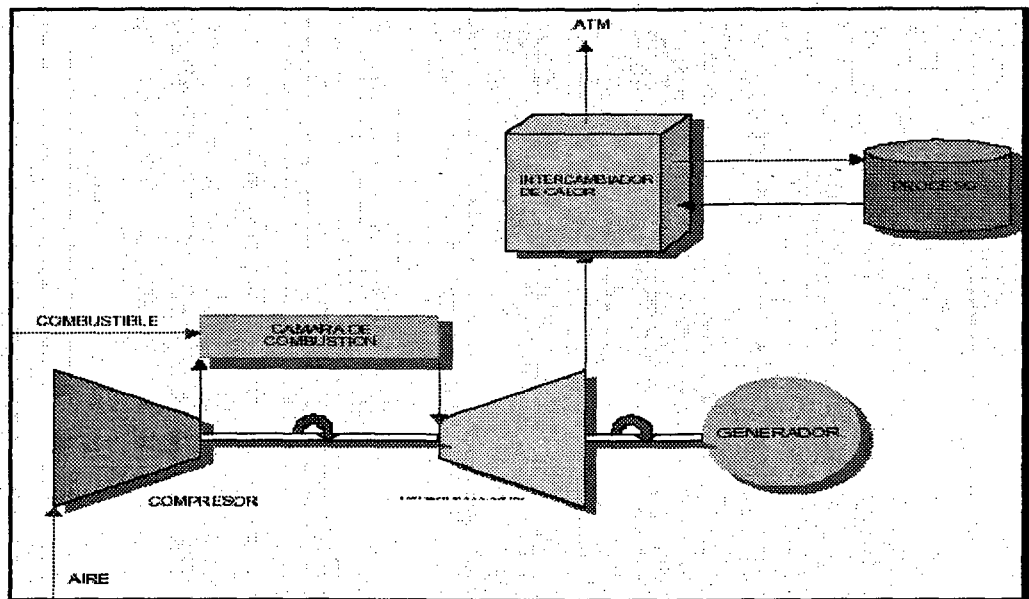
Las plantas más modernas que utilizan turbina a gas, especialmente aquellas de ciclo combinado de operación de base o intermedia, aprovechan los gases de salida de la turbina en una caldera de recuperación y generan el vapor requerido por las turbinas de vapor para generación eléctrica adicional, se tiene así el llamado ciclo combinado. Adicionalmente, la caldera puede ser proyectada para quemar combustible suplementario, por lo que baja relativamente su eficiencia pero obtiene un incremento de potencia.

#### **Ventajas**

- Bajo costo de inversión.
- No consume agua de enfriamiento.
- Baja eficiencia sobre todo a cargas parciales.
- Cantidad fija de vapor de proceso, la alternativa con combustión de

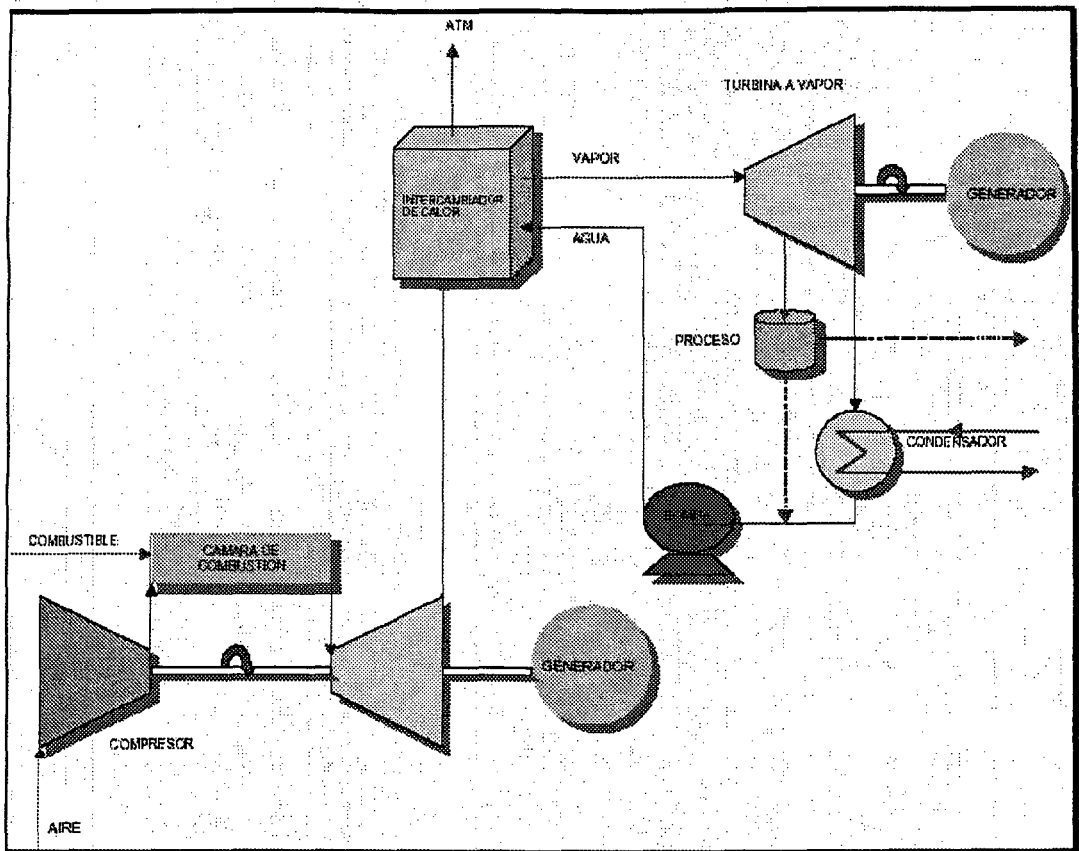
combustible adicional es un poco más flexible.

- Baja inversión en equipo de limpieza de gases por quemar gas.
- No permite variación grande de vapor a proceso.
- Mínimo requerimiento de espacio.
- Fácil de instalar o desmontar.
- Tiempo de arranque muy corto



#### 7.1.4.2 Cogeneración con Ciclo Combinado

Las instalaciones de cogeneración, no obstante su baja flexibilidad operativa y su dependencia del proceso industrial asociado a ellas, presentan un bajo consumo específico, inferior al correspondiente a instalaciones similares destinadas solamente a la generación de electricidad. Debido a esto resultan muy convenientes para el suministro de energía a la red.



Su empleo implica una conservación de recursos primarios, generalmente no renovables, variable según la instalación, y que puede ser por ejemplo del 30%, lo cual se traduce directamente en una reducción de la emisión de elementos contaminantes al medio ambiente.

### Ventajas

- Mediano costo de inversión.
- Consumo medio de agua de enfriamiento.
- Muy alta eficiencia térmica.
- Operación muy flexible con turbina de vapor de extracción y condensación.
- Alta producción de electricidad con relación al vapor de proceso.

- Muy baja emisión de contaminantes al quemar gas.
- Permite variación grande y brusca de vapor a proceso.
- Tiempo de arranque muy corto en la parte de turbogas.

El tamaño de los primotores dependerá de la rentabilidad asociada con los siguientes modos de operación.

Un sistema de cogeneración es tanto más eficiente cuanto mayor sea la cantidad del calor aprovechada, es por esto que el dimensionamiento de un sistema de cogeneración óptimo deberá estar basado en la premisa de satisfacer al 100% la energía térmica que el proceso demande. Esto trae consigo tres posibles escenarios.

El primero, en el que se abastece al 100% de energía térmica al proceso y se tiene un déficit de energía eléctrica, es decir que se deberá comprar energía a la red eléctrica de igual forma que como se realizaba antes de cogenerar, aunque en menor cantidad de como se venía haciendo, permitiendo lo anterior tener ahorros en la facturación por concepto de consumo y demanda máxima, además de poderse presentar la posibilidad de cambiar de tarifa y potencia contratada.

El segundo escenario es cuando al abastecer la demanda térmica del proceso se tengan excedentes eléctricos, con lo cual se deberá vender éste ya sea a la red o bien a otra empresa cercana, logrando con ello tener ingresos económicos además de los ahorros en energéticos.

El tercer escenario es cuando se abastece la energía térmica y no

existe excedente o déficit de energía eléctrica; este escenario es "imposible" en un proceso industrial real.

Si bien los dos primeros escenarios anteriores son los que se podrían llamar idóneos, también se pudiera tener el caso que por situaciones de requerimientos exigentes de continuidad del proceso ó falta de capacidad de abastecimiento de la empresa suministradora de electricidad, se tuviese que cogenerar el 100% la demanda eléctrica y contar con excedente térmico; se podrá mantener el punto óptimo de la instalación siempre y cuando se tenga un receptor que pueda consumir la energía, ya sea otro proceso ó bien mediante la venta de esta energía a otra industria.

#### Estado de la Técnica de la Turbinas de Gas

La sobrecapacidad actual de los fabricantes de turbinas a gas y la dura competencia por los nuevos mercados (especialmente en Asia y Europa) han hecho desplomarse los precios de las turbinas de gas y de las centrales de ciclo combinado las que han bajado cerca de un 50% en los últimos cinco años. El mercado exige a los fabricantes el cumplimiento de los siguientes objetivos:

- Mayores unidades de bloques, es decir aumento de la potencia unitaria y de la potencia específica.
- Aumento de la disponibilidad y prolongación de la vida útil.
- Menores inversiones iniciales y reducciones en los costos de mantenimiento.
- Mejoras de rendimiento global

- Reducción de la carga medioambiental.
- Bajos costos de capital.

Esto en un marco de poca disposición a utilizar tecnologías no probadas. Por esos motivos se está tendiendo a introducir cambios evolucionarios antes que revolucionarios, aunque las presiones comerciales aceleran el proceso y los convierten en revolucionarios. A estas exigencias los fabricantes han respondido con instalaciones que presentan:

- Altos rendimientos en ciclos combinados, del orden del 54 al 58 %.
- Altos valores de confiabilidad y disponibilidad logrados (del orden del 95 % de disponibilidad y 98 % de confiabilidad)
- Bajo impacto ambiental. Los avances en el diseño del sistema de combustión han disminuido las emisiones de NOx a 25 ppm para las nuevas temperaturas y este nivel puede bajar 15 ppm en un futuro próximo.
- Posibilidades de implementación del ciclo combinado en fases, comenzando por las turbinas de gas con sus alternadores en una primera fase, y en una fase posterior los generadores de vapor y la turbina de vapor con su alternador.

Particularmente en lo que hace a las tasas de disponibilidad, el perfil registrado en los últimos años es aproximadamente el siguiente:

El incremento de la potencia unitaria y del rendimiento se consigue trabajando sobre el proceso mismo de la turbina a gas y sobre los

parámetros del mismo. En el proceso clásico de las turbinas a gas el aumento de la potencia unitaria y del rendimiento se consigue a través del flujo másico, de la temperatura de admisión de la turbina y de las correspondientes presiones.

En las figuras anteriores se muestra de manera muy clara cómo ha aumentado la temperatura de entrada de las turbinas en el transcurso de los últimos años, las temperaturas admisibles de los materiales y el rendimiento térmico de las centrales de ciclo combinado. Para conseguir una turbina a gas un rendimiento térmico del 38% o del 58% en una central de ciclo combinado, es condición ineludible incrementar la temperatura de combustión adecuando la refrigeración de aquellos componentes que conducen los gases de combustión. El mayor consumo de aire de refrigeración implica el riesgo de NOx puesto que se reduce el factor aire en la combustión primaria.

Tal como mencionáramos anteriormente, buena parte de la tecnología utilizada para estos logros es la directa aplicación de la utilizada en turbinas de aviación, basada en tres elementos principales:

- Algoritmos de computación para cálculos aerodinámicos muy eficientes que permiten analizar y diseñar configuraciones de alabes y otras partes de la turbina en plazos breves obteniendo los mejores diseños. Estos avances son considerados como los más importantes y mayores responsables de las performances de las turbinas en los últimos años.



- Materiales muy sofisticados que resisten altas temperaturas (del orden de 2580 °F, 1417°C).
- Técnicas de refrigeración de alabes muy efectivas.

En la búsqueda de incrementos en los rendimientos se ha recurrido a incrementar el diámetro de las etapas de la turbina, lográndose incrementos en el flujo del 25 % con respecto a modelos anteriores. El diseño de los alabes del compresor, mejorado por las herramientas de computación, ha permitido minimizar pérdidas, maximizar el flujo y conseguir mejores relaciones de compresión, en algunos casos reduciendo inclusive el número de etapas, reduciéndose por consiguiente las necesidades de refrigeración. El aumento de la presión de compresión permite incrementarla eficiencia.

Otro fabricante ha introducido un esquema de combustión secuencial, con dos cámaras de combustión, en una misma turbina, usando el aire comprimido en el ciclo dos veces antes de su descarga, materializando de esta forma un ciclo de gas con recalentamiento, lo que conduce a una mayor eficiencia.

En una primera cámara de combustión el aire impulsado por el compresor a una presión de 30 bar, se calienta con una parte del combustible y a continuación se expande parcialmente en la turbina de alta presión. Estos gases pasan luego a la segunda cámara de combustión, en la cual la parte restante de combustible provoca un nuevo recalentamiento, llevándolo al mismo nivel de temperatura que alcanzaba originalmente. Estos gases calientes

se expanden en la turbina a baja presión, hasta una presión prácticamente equivalente a la del ambiente, saliendo de la turbina a una temperatura del orden de 620°C. Pasan luego, en los ciclos combinados, a la caldera de vapor de recuperación, en la cual el intercambio de calor con el proceso de vapor acoplado a continuación, permite extraerles la energía residual hasta la temperatura de chimenea, del orden de 100°C. Lo cual permite llegar a eficiencias del 58%. (Ej. Alstom, etc.).

En este caso el incremento del rendimiento se basa en el aumento de la presión de compresión y en la utilización de una combustión secuencial y no solamente mediante la elevación de la temperatura de entrada de los gases de combustión. Lo anterior permite limitar la mencionada temperatura, requiriendo por lo tanto materiales y diseños menos sofisticados y en consecuencia un mantenimiento menos oneroso.

Desde 1990 el costo específico de las centrales de ciclo combinado se ha reducido, debido a un número de razones que incluyen:

- Mejoras y estandarización del diseño de las centrales por parte de los fabricantes, como se indicó.
- Turbinas a gas con temperaturas de quemado más elevadas, y por lo tanto potencias mayores, han resultado en menores costos específicos.
- Competencia del mercado, como causa primaria de la búsqueda de mayores eficiencias.

En algunos países, como Estados Unidos, con abundante carbón, se ha estado investigando para lograr la conjunción de los altos rendimientos de las turbinas de gas con la abundancia de ese recurso. Para ello se ha estado investigando la posibilidad de convertir al carbón de combustible sólido en uno gaseoso y luego purificarlo lo suficiente como para que se pueda utilizar en la turbina a gas. Los análisis a partir de resultados obtenidos indican que, combinando este proceso de gasificación del carbón con una central de ciclo combinado de rendimiento 60%, se podría llevar el rendimiento de estos equipos desde el 42% hasta el 52%.

El proceso tecnológico se denomina Ciclo combinado de Gasificación Integrada IGCC (Integrated Gasification Combined Cycled) porque integra una planta de ciclo combinado con un gasificador que produce el combustible utilizado en la TG. Las plantas IGCC utilizan una combustión en dos etapas, con una limpieza entre etapas.

La eficiencia ganada al utilizar un ciclo combinado compensa la energía utilizada en la gasificación del carbón.

La ceniza es vitrificada en una masa vidriosa no soluble, de modo que los materiales peligrosos no se pueden disolver ni lixiviar en el suelo. Incluso las cenizas son utilizadas como material de construcción o carga en el asfalto de rutas.

En Diciembre 94 Siemens alcanzó por primera vez el record de eficiencia de 38% en ciclo simple y 58% en ciclo combinado. Actualmente diversos fabricantes proveen turbinas de gas que

operando en ciclo combinado alcanzan eficiencias netas de 58%.

La tendencia es en un futuro no muy lejano alcanzar rendimientos del orden del 60% (1430 kcal/kWh). Uno de los problemas a resolver es lograr funcionamientos a temperaturas del orden de 2600 °F (1430 °C), existiendo ya turbinas que funcionan a temperaturas cercanas a esa.

Existen actualmente desarrollos en fase de experimentación que permitirán alcanzar eficiencias netas del 60% en turbinas de trabajo pesado operando en ciclo combinado y de 39,5% en ciclo simple. Este desarrollo se basa en la optimización del diseño del compresor, sistema de combustión y turbina aplicando la experiencia desarrollada en turbinas de avión.

El compresor es directamente construido a escala, con un factor de valor aproximadamente igual a 3, respecto de un compresor de turbina de avión de desempeño suficientemente comprobado.

El sistema de combustión se basa en un diseño modificado respecto de combustores cuyo funcionamiento ha sido satisfactoriamente comprobado en diversas instalaciones. Se aumentó el diámetro del combustor, en aproximadamente un 20%, al efecto de alcanzar los requerimientos de incremento de caudal.

La turbina es un desarrollo de nueva tecnología. En la primera etapa, se emplearon alabes de aleación monocristalina, las restantes etapas están constituidas de aleación direccionalmente solidificada. La primera y segunda etapa se refrigeran con vapor, la tercera con aire y la cuarta no se refrigera. La primera etapa

también emplea un novísimo desarrollo de recubrimiento de barrera térmica.

Cuando se utiliza aire para enfriamiento de las turbinas, el mismo, al ser inyectado en el flujo de gases calientes, provoca turbulencias que significan pérdida de eficiencia y de potencia de salida. La utilización de vapor como elemento de refrigeración para alabes de turbina provoca menos perturbaciones en el flujo de gases calientes lo cual, junto a las mejoras en los materiales (aleaciones) y a los recubrimientos utilizados como barreras térmicas en los alabes, permite alcanzar esas temperaturas de trabajo.

El vapor utilizado se toma de la salida de la etapa de alta presión de la turbina de vapor, el que se introduce en las partes fijas y móviles de la turbina a gas (en las partes móviles a través de los sellos del eje y el rotor), el cual es luego recuperado y devuelto al ciclo de vapor.

Se espera que en poco tiempo más se puedan lograr rendimientos del orden del 60%.

Algunos de estos avances provienen de los esfuerzos realizados por fabricantes en conjunto, como el caso de Westinghouse (Estados Unidos), Mitsubishi (Japón) y Fiat Avio (Italia), los que en el modelo 501 G de 230 MW anuncian la incorporación de súper aleaciones metálicas, alabes de rotor solidificados direccionalmente y recubrimientos que actúan como barrera térmica, además de lograr bajas emisiones de NOx.

Muchos expertos consideran que los fuertes avances en la tecnología de turbinas a gas de esta última década no se repetirán en la próxima, una de cuyas razones es que el incremento de la temperatura de los gases que ingresan a la turbina puede estar llegando a un límite, ya que los materiales que se necesitan para soportar tales temperaturas están en el límite de lo alcanzable. Los especialistas deben lograr una solución de compromiso entre resistencia a la corrosión, fatiga mecánica y térmica. Las superaleaciones utilizadas varían según el fabricante, pero generalmente están basadas en níquel o cobalto, con otros materiales tales como cromo, molibdeno, tungsteno, titanio y aluminio.

Los fabricantes indican que algunos de estos metales pueden operar confiablemente a temperaturas de algunos cientos de grados por debajo de su punto de fusión, pero la experiencia operativa con algunos modelos recientes de turbinas de gas muestran que muchos de los componentes de la turbina que están en la senda de los gases de combustión, no alcanzan el tiempo de vida útil esperado. Los alabes de la turbina a menudo fallan antes de las 50000 horas, tiempo típico de vida útil, e inclusive algún experto ha sugerido que estas partes de la turbina sean consideradas como elementos consumibles. Generalmente el mayor problema en las turbinas a gas utilizadas en carga base resulta el daño en los alabes y vanos de la primera etapa de las mismas.

Algún fabricante indica que en sus turbinas es posible reemplazar alabes de rotores y vanos con el rotor colocado, mientras que otros ofrecen la posibilidad de inspección de la traza de gases de combustión sin necesidad de abrir la turbina pero, en resumen, parece que las tareas de mantenimiento de estas partes de la turbina habrá de incrementarse en las turbinas modernas.

Debido a las limitaciones de la metalurgia, muchos fabricantes de turbinas de gas confían en mejorar los rendimientos de sus equipos mediante la utilización de materiales cerámicos, ya que permiten trabajar con temperaturas más elevadas y por lo tanto permiten mejorar la eficiencia y performance.

Sin embargo, antes que esos materiales se puedan utilizar como alabes de turbinas, se debe mejorar su confiabilidad, su resistencia, se debe comprender mejor su comportamiento frente a la corrosión y se deben reducir sus costos de fabricación. Por todo ello, la mayoría de los expertos consideran que la producción en serie de componentes cerámicos no puede esperar.

Adicionalmente a los nuevos materiales, la performance de las turbinas a gas se ha mejorado mediante nuevas técnicas de fabricación. En particular, mediante el proceso de "solidificación direccional" aplicado al fundido y moldeado del material al vacío, se mejora la elasticidad longitudinal de las palas, mejorando su resistencia a la fatiga, y permitiendo trabajar con mayores temperaturas, aunque serán necesarios años de operación de estos equipos para comprobar estas suposiciones.

Todavía se puede conseguir mayor incremento en la temperatura de trabajo y mejor resistencia a la fatiga, mediante la utilización de materiales monocristalinos (single cristal), procedimiento que con el agregado de tratamiento térmico, consigue una mayor homogeneidad y consigue una mejor estructura específica de material. Este tipo de procedimiento ya está en uso en las turbinas de aviación.

Su uso en turbinas a gas estáticas requiere aún de mayores desarrollos, entre otras cosas por el tamaño, peso, menor pureza del combustible y tiempo de vida útil significativamente mayor que se requiere de las mismas.

Al mismo tiempo, se han desarrollado cubiertas protectoras para proteger alabes y vanos de los inevitables procesos de oxidación y corrosión que se generan a elevadas temperaturas de combustión. Estas cubiertas aseguran la integridad del material no sólo de los efectos químicos sino también de los térmicos de los gases de combustión.

Las capas protectoras térmicas se han usado durante años en las turbinas de aviación de alto rendimiento, y en general son de dos capas: la externa de cerámica la cual, por su baja conductibilidad térmica reduce el flujo de calor al metal de la pala, en general de materiales de coeficientes de dilatación térmica equivalentes a los de los metales y una capa interna de unión de la cerámica con el metal. Los dos mecanismos de falla de estas capas son: el escamado, que se produce como consecuencia del shock térmico



inducido por esfuerzos transitorios incompatibles entre las superficies interna y externa del material cerámico y el descascarado causado por el crecimiento de óxido en la capa de unión con el metal de base, que se oxida como consecuencia de la difusión de oxígeno a través de la capa cerámica.

Debido a restricciones en lo que respecta a contaminación ambiental, los combustores de baja emisión de NOx constituyen uno de los más importantes avances en la tecnología de turbinas de gas. Sin embargo, estos logros tienen impactos negativos en el desempeño de las mismas.

Existen problemas de inestabilidad de la llama causados por la necesidad de utilizar mezclas aire-combustible más pobres que con los combustores de difusión convencionales. La combustión se realiza en múltiples ubicaciones con una secuencia precisa y en este complejo proceso, la llama es susceptible de oscilar, lo que puede producir vibraciones y ruido inaceptables, y además afectar la vida útil y la confiabilidad de la turbina: Se utilizan controles por computadora para lograr un control preciso de la mezcla aire - combustible. El premezclado constituye además un paso importante en lo que se refiere a la eficiencia del quemado de combustible. Debido a estas necesidades, de adecuado control para lograr una apropiada operación de la turbina, nos lleva a la necesidad de utilizar sistemas de control por computadora, en cuyo caso sus eventuales fallas conducen a fallas en el funcionamiento de la turbina.

Todo esto trae aparejado una mayor rigidez en el uso de distintos tipos de combustibles, ya que el diseño se optimiza para el uso de gas natural. De producirse un incremento en los costos, podría darse la necesidad de tener que utilizar otros combustibles, como el caso de carbón gasificado, el diseño de combustores para lograr el quemado de gas natural con bajas emisiones de contaminantes imponen restricciones en el uso de otros tipos de combustibles. Por otra parte, los recubrimientos protectores térmicos pueden ser muy susceptibles a las más mínimas impurezas del combustible utilizado.

Por todo esto, existen algunas dudas en lo que se refiere a la bien ganada reputación de confiabilidad de las turbinas de gas modernas.

El ciclado de las centrales impone más esfuerzos térmicos que la operación en régimen permanente, ya que los transitorios de temperatura que resultan de los arranques y paradas, tienden a perjudicar a los componentes del camino de los gases de combustión, causando fatiga termomecánica de los metales base. De acuerdo con muchas fuentes, cada arranque acorta la vida útil de una turbina a gas en el equivalente a 10 horas de funcionamiento en régimen permanente, mientras que cada parada de emergencia afecta a la turbina en el equivalente a 10 arranques normales, (por lo que un ciclo parada intempestiva-arranque representa 100 hs. de funcionamiento continuo).

Mientras que algunos fabricantes buscan avances tecnológicos de

las turbinas de gas y ciclos combinados relacionados con el aumento de la temperatura de combustión y el mejoramiento de los componentes de la turbina, otros utilizan diversos enfoques relativos a combinaciones de nuevos y sofisticados ciclos de combustión, como refrigeración intermedia del aire del compresor, precalentamiento de mezcla combustible antes de ingresar a los combustores mediante recuperación de calor de los gases de escape, y ciclos que utilizan recuperación química, en la cual una parte de los gases de combustión se comprime y mezcla con combustible, se calienta con calor extraído de los mismos gases de escape, causando una reacción endotérmica entre el metano y la mezcla de  $\text{CO}_2$  y agua de los gases.

En la turbina de aire húmedo (humid-airturbine, HAT), se mezcla vapor de agua con el aire comprimido, llevado a los combustores y expandido junto con los gases de combustión, resultando en vapor que aumenta la masa que fluye por la turbina. Este ciclo ha sido modificado levemente para crear la turbina avanzada humidificada en cascada (Cascaded Humidified Advanced Turbine, CHAT) en la que la expansión del fluido humidificado ocurre a través de un sistema en cascada en dos etapas de turbo expansores.

En general, las unidades de ciclo combinado se han construido bajo la forma de contrato llave en mano y cotizadas a precios unitarios en \$/kW instalado. Sin embargo, el precio puede variar considerablemente dependiendo del tamaño, necesidades específicas de la localización, ubicación geográfica y condiciones de competencia en el mercado.

En 1990, el costo para una central de ciclo combinado estaba en el orden de 600 \$/kW para una central del orden de 250 a 700 MW y en el orden de 750 \$/kW para potencias menores a 100 MW.

En el año 2000 los precios para las centrales de ciclo combinado a gas natural estaban en el orden de 340 \$/kW a 420 \$/kW para centrales de potencia del orden de 350-700 MW.

Actualmente el rendimiento de las unidades TG y CC ha crecido significativamente llegando a valores del 58% (1500 kcal/kWh) en centrales de 600 a 800 MW en una configuración de dos TG, dos calderas de recuperación y una TV. En lo que se refiere a ciclos abiertos, las tendencias son a rendimientos del orden de 39.5 % (2180 kcal/kwh), aunque dada la competencia por lograr rendimientos cada vez menores, necesarios para competir en mercados con precios que se reducen, no se estima como factible, en el período en análisis, la incorporación de TG a ciclo abierto.

#### **7.1.4.3 Cálculo Generación Termoeléctrica con Turbina de Gas Natural**

Para este modelo se ha considerado parámetros iniciales de condiciones estándar , número de etapas de compresión , temperatura de ingreso al compresor y temperatura de ingreso a la turbina del catalogo de ABB , que ahora pertenece a Alstom

Datos:

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

$$T_1 = 15^\circ\text{C}$$

$$\pi = 30$$

$$\eta_{kc} = 0.85$$

$$\eta_{KT} = 0.88$$

$$T_3 = 1255^\circ\text{C}$$

$$\eta_{mTC} = 0.99$$

$$\eta_{qe} = 0.95$$

$$\eta_{RV} = 0.98$$

Número de etapas del compresor 22

$$\dot{m}_c = 9.7 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$\text{PCI} = 54,6124 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Hallar

$$\dot{W}_T$$

$$\dot{W}_C$$

$$\dot{W}_{\text{eléc}}$$

$$\eta_t$$

CeQ

Compresor Axial

$$T_{02i} - T_a = \frac{T_a}{\eta_{KC}} \left[ \left( \frac{P_{02}}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$T_{02i} - T_a = \frac{T_a}{\eta_{KC}} \left[ r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$\text{Como } \pi = \frac{P_2}{P_1} = 30$$

$$\Rightarrow r_c = \sqrt[22]{30} = 1.1672$$

$$T'_{02i} - T_a = \frac{288}{0.85} \left[ 1.167^{0.286} - 1 \right]$$

$$T'_{02i} - T_a = 15.30^\circ\text{C}$$

Cámara de Combustión

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{Q}_{cc}}{\dot{Q}_c} \Rightarrow \dot{Q}_{cc} = \eta_{cc} \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_c = 9.7 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 54,614 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 529,756 \text{KW}$$

$$\dot{Q}_{cc} = 0.965 \times 529,756 \text{KW}$$

$$\dot{Q}_{cc} = 511,195 \text{KI} = 511,195 \text{kW}$$

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m} a C P_a (T_{03} - T_{02})$$

$$T_{02f} = \Delta T_{total}$$

$$\dot{m} a = \frac{\dot{Q}_{cc}}{C P_a (T_{03} - T_{02})}$$

$$T_{02} = 15.3 \times 22$$

$$T_{02f} = 336.6^\circ\text{K}$$

$$\dot{m} a = \frac{511,195 \text{ KW}}{1.004 \frac{\text{Ky}}{\text{Kg K}} (1528 - 337) \text{K}}$$

$$T_{02f} = 337^\circ\text{K}$$

$$\dot{m} a = 427.5 \frac{\text{Kg}}{\text{S}}$$

Potencia de compression de una etapa (  $W_c$  ) :

$$W_c = \frac{cp(T_{03} - T_{02i})}{\eta_{mTC}} = \frac{1.004 \times 15.3}{0.99} = 15.52$$

$$W_c = 15.52 \frac{\text{Ky}}{\text{Kg K}}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a W_c = 427.5 \times 15.52 = 6634.8$$

Potencia de compresión para las 22 etapas

$$\dot{W}_c = 6634.8 \times 22 = 145,965 \cong 145,966 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_c = 145,966 \text{ KW} = 145.9 \text{ MW}$$

Calor específico de la mezcla de gases de combustión  $Cp_{gs}$

$$Cp_{GN} = \sum C_{pi} x f_{mi}$$

Calor específico del gas natural  $Cp_{GN}$  :

$$Cp_{GN} = Cp_{CH_4} f_{mi}]_{CH_4} + Cp_{C_2H_6} f_{mi}]_{C_2H_6} + Cp_{C_3H_8} f_{mi}]_{C_3H_8} + Cp_{C_4H_{10}} f_{mi}]_{C_4H_{10}}$$

$$Cp_{GN} = 8 \times 0.9 + 8 \times 0.03 + 41 \times 0.03 + 28 \times 0.04$$

$$Cp_{GN} = 9.79 \frac{Ky}{Kgk} \quad \left\{ \begin{array}{l} 90\% C_1 \\ 3\% C_2 \\ 3\% C_3 \\ 4\% C_4 \end{array} \right.$$

$$Cp_{GN} = 8 \times 95 + 8 \times 0.02 + 41 \times 0.02 + 28 \times 0.01$$

$$Cp_{GN} = 9.7 \frac{Ky}{Kgk} \quad \left\{ \begin{array}{l} 95\% C_1 \\ 2\% C_2 \\ 2\% C_3 \\ 1\% C_4 \end{array} \right.$$

$$\overset{\circ}{m}_{gs} = \overset{\circ}{m}_{aire} + \overset{\circ}{m}_{Gas}$$

$$\overset{\circ}{m}_{gs} = 427.2 + 9.7 = 437 \frac{Kg}{s}$$

$$f_{mi}]_{aire} = \frac{\overset{\circ}{m}_{aire}}{\overset{\circ}{m}_{gs}} = \frac{427Kg}{437Kg} = 0.977$$

$$f_{mi}]_{GN} = \frac{\overset{\circ}{m}_{Gas}}{\overset{\circ}{m}_{gs}} = \frac{9.7Kg}{437Kg} = 0.022$$

$$Cp_{GS} = 1.004 \times 0.977 + 9 \times 0.022$$

$$Cp_{GS} = 1.1789 \frac{Kg}{KgK}$$

## Turbina de Gas

$$T_{03} - T_{04} = \eta_{KT} T_{03} \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\frac{K-1}{K}}} \right]$$

Para gases que se expanden relación  $Kgs$  :

## Gas Natural

$$CH_4 \quad 95\%$$

$$C_2H_6 \quad 2\%$$

$$C_3H_8 \quad 3\%$$

$$M_{GN} = \sum y_i M_i$$

$$M_{GN} = y_{CH_4} M_{CH_4} + y_{C_2H_6} M_{C_2H_6} + y_{C_3H_8} M_{C_3H_8}$$

$$M_{GN} = 0.95 \times 16 + 0.02 \times 30 + 0.03 \times 44$$

$$M_{GN} = 17.12 \frac{Kg}{Kmol}$$

$$n_{aire} = \frac{M_{aire}}{M_{aire}} = \frac{427 Kg}{28.97 \frac{Kg}{Kmol}} = 14.7 Kmol$$

$$n_{GN} = \frac{M_{GN}}{M_{GN}} = \frac{9.5 Kg}{17.12 \frac{Kg}{Kmol}} = 0.555 Kmol$$

$$n_T = n_{aire} + n_{GN} = 14.7 + 0.555 = 15.255 Kmol$$

$$y_{aire} = \frac{14.7}{15.255} = 0.9639$$

$$y_{GN} = \frac{0.555}{15.255} = 0.036$$

$$M_{gs} = y_{aire} M_{aire} + y_{GN} M_{GN}$$

$$M_{gs} = 0.9634 \times 28.97 + 0.036 \times 17.12$$



$$M_{gs} = 28.526 \frac{Kg}{Kmol}$$

$$R_{gs} = \frac{Ru}{M_{gs}} = \frac{8.3143 \frac{Kg}{Kmol}}{28.526 \frac{Kg}{Kmol}} = 0.29146 \frac{KJ}{Kg}$$

$$R_{gs} = 0.2915 \frac{KJ}{Kg}$$

$$Cp_{gs} - C_{vgs} = R_{gs}$$

$$C_{vgs} = Cp_{gs} - R_{gs}$$

$$C_{vgs} = 1.1789 - 0.291$$

$$C_v = 0.8874$$

$$Kgs = \frac{1.1789}{0.8874} = 1.32848$$

$$Kgs = 1.32848$$

$$T_{03} - T_{04} = 0.88 \times 1528 \left[ 1 - \frac{1}{\left( \frac{29.1}{1.15} \right)^{\frac{1.329-1}{1.329}}} \right]$$

$$T_{03} - T_{04} = 0.88 \times 1528 \times [1 - 0.4914]$$

$$T_{03} - T_{04} = 0.88 \times 1528 \times [0.5084]$$

$$T_{03} - T_{04} = 683.6 = 684^\circ K$$

$$T_{04} = T_{03} - 684 = 1528 - 684 = 844$$

$$T_{04} = 844^\circ K = 571^\circ C$$

$$\dot{m}_{gs} = \dot{m}_a + \dot{m}_c = 427.5 + 9.7 = 437.2$$

$$W_T = Cp_{gs} (T_{03} - T_{04}) = 1.1789 \times 684 = 806.3676$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{gs} C_{p_{gs}} (T_{03} - T_{04}) = 437.2 \times 806.37$$

$$\dot{W}_T = 352,543 \text{ Kw} = 352.5 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_T = 352.5 \text{ MW}$$

Potencia neta

$$W_N = W_T - W_C = 352.5 - 145.9 = 206.6$$

Potencia en el eje ( $W_{\text{eje}}$ ):

$$\eta_{mct} = \frac{\dot{W}_{\text{eje}}}{\dot{W}_N} \quad \eta_{met} = 98\%$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = \eta_{met} \dot{W}_N = 0.98 \times 206.6 = 202.468$$

$$\dot{W}_{\text{eje}} = 202.468 \text{ MW}$$

Potencia en el reductor de velocidad ( $W_{\text{eje}}$ ):

$$\eta_R = \frac{\dot{W}_{EV}}{\dot{W}_{\text{eje}}} \quad \eta_{RV} = 0.98$$

$$\dot{W}_{RV} = \eta_{EV} \dot{W}_{\text{eje}} = 0.98 \times 202.468 = 198.42$$

$$\dot{W}_{EV} = 198.42 \text{ MW}$$

Potencia Eléctrica ( $W_{\text{elec}}$ ):

$$\eta_{ge} = \frac{\dot{W}_{\text{elec}}}{\dot{W}_{RV}}$$

$$\eta_{ge} = 96\%$$

$$\dot{W}_{\text{elec}} = \eta_{ge} \dot{W}_{RV} = 198.42 \times 0.96 = 190.5$$

$$\dot{W}_{\text{elec}} = 190.5 \text{ MW}$$

Eficiencia térmica  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_N}{Q_{CC}} \quad \eta_t = \frac{206.6 \text{ MW}}{511 \text{ MW}} = 0.404$$

$$\eta_t = 40.4\%$$

Eficiencia de la planta  $\eta_{Pta}$

$$\eta_{ptc} = \frac{\dot{W}_{elec}}{Q_{CC}} \quad \eta_{ptc} = \frac{190.5 \text{ MW}}{511 \text{ MW}} = 0.3728$$

$$\eta_{ptc} = 37.28\%$$

Consumo específico del calor ( CeQ ) :

$$CeQ = \frac{\dot{Q}_{CC}}{\dot{W}_{elec}} \quad CeQ = \frac{511 \text{ MW}}{190.5 \text{ MW}} \times 3600 \frac{S}{Hr}$$

$$CeQ = 9,656.7 \frac{KJ}{KWHr}$$

Potencia de Arranque de la Turbina de Gas (  $W_{arr}$  ) :

$$W_{arr} = 5\% W_N = 0.05 \times 206.6 = 10.33$$

$$\dot{W}_{arr} = 1033 \text{ MW}$$

## 7.1.6 Cálculo de Generación Termoeléctrica con Ciclo Combinado

### Turbina de gas

Calor de los Gases de Escape  $Q_R$

$$\dot{Q}_R = \dot{m} g_s C_{pgs} (T_{o_4} - T_{o_5})$$

$$\dot{Q}_R = 437 \frac{Kg}{S} \times 1.1789 \frac{Ky}{Kgk} (571 - 100) k$$

$$\dot{Q}_R = 437 \times 1.1789 \times 471$$

$$\dot{Q}_R = 242,649.45 \text{ KW}$$

### Caldero de Recuperación

$$\dot{Q}_{gs} = \text{calor de gases de escape}$$

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{Q}_{H_2O}$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m} v \Delta h_{H_2O} = \dot{m} (h_v - h_{H_2O \text{ ali}})$$

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m} v (h_v - h_{H_2O \text{ ali}})$$

$$\dot{Q}_{gs} = \dot{m} v (h_8 - h_7)$$

### Propiedades en el caldero

#### En el Diagrama de Mollier

$$\left. \begin{array}{l} P_{cald} = P = 45 \text{ Bar} \\ T = 440^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_v = h_8 = 3360 \\ VSC \end{array}$$

### Condensador

#### En el Diagrama de Mollier

$$P_c = P_{cond} = 0.04 \text{ Bar} = 4 \text{ KPa} \quad \left\{ \begin{array}{l} h_{9r} = 2310 \\ h_a = 2100 \\ x = 0.9 \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l} h_f = 121.46 \\ h_g = 2554.4 \\ v_f = 0.001 \end{array} \right\} 4 \text{ KPa}$$

$$h_7 = h_6 + v_f (P_7 - P_6) \times 10^2$$

$$h_6 = h_f = h_{f,0.04 \text{ Bar}} \quad h_7 = 121 + 0.001(45 - 0.04)$$

$$v_f = v_{f,0.04 \text{ bar}} \quad h_7 = 125.49$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_{gs}}{h_8 - h_7} = \frac{242,649}{3360 - 125}$$

$$\dot{m}_v = 75 \frac{\text{Kg vapor}}{\text{s}}$$

Turbina de Vapor

$\eta_{\text{expt}}$  = Eficiencia de expansión de la turbina de vapor

Expansión de la turbina

$$\eta_{\text{expT}} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_s} = \frac{h_8 - h_{9r}}{h_8 - h_9}$$

$$\eta_{\text{expT}} \times \Delta h_s = \Delta h_r$$

$$\eta_{\text{expT}} (h_8 - h_9) = h_8 - h_{9r}$$

Diagrama de Mollier

$$P = 40 \text{ Bar} \quad \begin{cases} h_v = h_8 = 3360 \\ h_9 = 2100 \\ h_{9r} = 2310 \\ x = 0.9 \end{cases}$$

$$h_{9r} = h_8 - \eta_{\text{expT}} (h_8 - h_9)$$

$$h_{9r} = 3360 - 0.83 (3360 - 2100)$$

$$h_{9r} = 2314$$

$$\Delta h_r = h_8 - h_{9r} = 3360 - 2314 = 1046$$

$$\Delta h_r = 1046$$

Potencia de la Turbina de Vapor

$$\dot{W}_{TV} = \Delta h_r \Big]_{TV} \times \dot{m}_v = 75 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1046 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 78450 \text{ KW}$$

$$\dot{W}_{TV} = 78450 \text{ KW}$$

Potencia Eléctrica ( $\dot{W}_{elec}$ ):

$$\dot{W}_{elec} = \dot{W}_{TV} \times \eta_{mec} \times \eta_{RV} \times \eta_{ge}$$

$$\dot{W}_{elec} = 0.98 \times 0.98 \times 0.96 \times \dot{W}_{TV}$$

$$\dot{W}_{elec} = 0.98 \times 0.98 \times 0.96 \times 78450$$

$$\dot{W}_{elec} = 72.33 \text{ MW}$$

Eficiencia del Ciclo Combinado

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_N \Big]_{TG} + \dot{W}_N \Big]_{TV}}{Q_{cc}}$$

$$\eta_t = \frac{(206.6 + 78.45) \text{ MW}}{511 \text{ MW}} = \frac{285.05}{511} = 0.5578$$

$$\eta_t = 55.78\%$$

$$\eta_{pta} = \frac{\dot{W}_{elec} \Big]_{TG} + \dot{W}_{elec} \Big]_{TV}}{Q_{cc}}$$

$$\eta_t = \frac{(190.5 + 72.33) \text{ MW}}{511 \text{ MW}} = \frac{263.83}{511} = 0.5143$$

$$\eta_{pta} = 51.43\%$$

Consumo Específico del Calor (Ce Q) :

$$CeQ = \frac{\dot{Q}_{cc}}{\dot{W}_{elec}}$$

$$CeQ = \frac{511,000 \text{ KW}}{262,830 \text{ KW}} \times 3600 \frac{S}{Hr} = 6,999.6$$

$$CeQ = 6,999.6 \frac{KJ}{KWHr}$$

Potencia de Arranque ( $\dot{W}_{arr}$ ):

$$\dot{W}_{arr} = 0.05 \dot{W}_N = 0$$

$$\dot{W}_{arr} = 0.05 (285.05 \text{ MW}) = 14.25$$

$$\dot{W}_{arr} = 14.23 \text{ MW}$$

### 7.1.7 Cálculo de Cogeneración

#### a) Con Turbina de Gas

Aprovechamos el calor de los gases de escape de la Turbina de Gas en un caldero de recuperación de calor.

$$\dot{Q}_{gs} = 242 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_p = \text{calor de proceso}$$

$$\dot{Q}_p = 0.9 \times \dot{Q}_{gs}$$

$$\dot{Q}_p = 0.9 \times 242 = 217.8 \text{ MW}$$

Eficiencia total con Cogeneración ( $\eta_{cg}$ ):

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{elec} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{cc}}$$

$$\eta_{cg} = \frac{(190.5 + 217.8) \text{ MW}}{511 \text{ MW}} = \frac{408.3}{511}$$

$$\eta_{cg} = 0.799$$

$$\eta_{cg} = 79.9\%$$

#### b) Con Ciclo Combinado

Aprovechamos el calor del condensador

$$\dot{Q}_{cond} = \text{calor del condensador}$$

$$\dot{Q}_p = \text{calor de proceso}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v \Delta h_{cond}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_v (h_{gr} - h_b)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 75 \frac{Kg}{S} (2314 - 121) \frac{Ky}{Kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 164,475 \text{ KW} = 164.47 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_p$$

Eficiencia Total con Cogeneración

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{elec} \Big|_{TG} + \dot{W}_{elec} \Big|_{TV} + \dot{Q}_p}{Q_{cc}}$$

$$\eta_{cg} = \frac{(190.5 + 72.33 + 164.47) \text{ MW}}{511 \text{ MW}}$$

$$\eta_{cg} = \frac{427.27}{511} = 0.836$$

$$\eta_{cg} = 83.6 \%$$

## 7.2 SELECCIÓN DEL GENERADOR ELÉCTRICO

El generador seleccionado es una máquina eléctrica sincrónica, refrigerada por aire, estando acoplado a una Turbina de Gas o de Vapor, puede estar acoplado a las dos Turbinas a la vez, trabajando en ciclo simple o ciclo combinado, su función es la de convertir la energía mecánica de rotación recibida en el eje, en energía eléctrica

Un generador de CA configura la etapa electromecánica para un proceso de



conversión energético global produciendo energía eléctrica. Un motor de reciprocidad, o una de las diversas formas de turbinas, actúa como el motor primario para proporcionar la entrada mecánica rotativa al alternador.

Existen diversas maneras de generar una central eléctrica utilizando la gran variedad de fuentes de energía disponibles, como por ejemplo la combustión de combustibles fósiles, presas hidráulicas y fisión nuclear. Se deben suministrar los esquemas de generación para la producción de carga fundamental, bucles pico o para el suministro de energía de reserva.

### **7.2.1 Selección de los Dispositivos de Protección Eléctrica del Generador**

**Definición:** El concepto protección eléctrica lo podemos decir como el conjunto de equipos necesarios para la detección y la eliminación de los incidentes en los sistemas eléctricos.

¿Qué protección aplicar? La inversión realizada en equipamiento, contra cada tipo de perturbaciones dependerá, fundamentalmente del riesgo que éstas entrañen, justificándose un mayor esfuerzo para aquellas que sean más peligrosas.

**Fallas:** Los sistemas de generación de energía eléctrica, independientemente de su tamaño, se ven sometidos a lo largo de su vida a diferentes situaciones anómalas en su funcionamiento.

**Fallas:** Estas perturbaciones se manifiestan como alteraciones, fuera de sus valores deseables, de las magnitudes características de tensión y corriente suministradas en algún punto del sistema.

**Protección:** A pesar de las medidas que se toman para prevenir la aparición anomalías, empezando por el diseño de las instalaciones y equipos, así como en el montaje, operación y mantenimiento no es posible su eliminación total.

**Esquema de Protección:** Arreglo completo de protección y equipos asociados para lograr una función específica de protección, en base a un principio de operación y diseñado para un objetivo dado.

**Sistema de protección:** Conjunto coordinado de esquemas de protección, los que pueden tener o no el mismo principio de operación.

**Zona de protección:** Porción del sistema protegido por un determinado esquema de protección, las zonas de protección pueden traslaparse

**Protección principal:** Esquema de protección que normalmente debe operar ante una falla dentro de su zona de protección.

**Protección de respaldo:** Esquema de protección que deberá operar en caso que la protección principal no lo haga. En otras palabras, se entiende como protección de respaldo o reserva, aquellos dispositivos que actúan cuando por cualquier motivo la cadena de acción de la protección principal falla.

La protección de respaldo usualmente desconecta partes mayores que la parte fallada, pero esto es necesario si se quiere despejar la falla

**Conclusión:** Los sistemas de generación y suministro de energía eléctrica deben disponer de los elementos necesarios para detectar y corregir las perturbaciones que aparezcan en el funcionamiento.

Mediante una protección eléctrica deben detectarse rápidamente fallos eléctricos importantes asociados con la central eléctrica e iniciar la parada y, con menor urgencia, deben detectarse condiciones de funcionamiento anormales que pudieran producir daños en la central.

Las condiciones eléctricas anormales pueden surgir como resultado del fallo del propio generador de la central eléctrica, pero también pueden

provenir de fenómenos externos que afectan al generador. A continuación se enumeran las categorías más normales de fallos y las condiciones anormales que se pueden detectar con sistemas eléctricos: (No todas las aplicaciones tienen que detectar todas las condiciones).

Además, pueden ser necesarios distintos tipos de protección mecánica, como detección de vibraciones, supervisión de lubricantes y refrigerantes, detección de temperatura, etc.

Las actuaciones que deben seguir a la respuesta de una protección eléctrica o mecánica se clasifican frecuentemente del siguiente modo:

- Parada de emergencia
- Parada no de emergencia
- Sólo alarma

Será necesaria una parada de emergencia, por ejemplo, si se produce un fallo de fase a fase en las conexiones eléctricas del generador. Una parada no de emergencia puede ser secuencial, siendo prioritaria la parada del motor primario frente a la descarga del generador, para evitar un exceso de velocidad.

Una parada no de emergencia puede iniciarse en el caso de una carga desequilibrada continua. En este caso, sería conveniente que saltara una alarma antes de que fuera necesaria la parada, permitiendo así la intervención de un operario que pudiera poner remedio a la situación.

En el caso de disparos de emergencia, sería deseable el mantenimiento eléctrico de la condición de parada mediante contactos de salida de protección de retención, que requerirían el restablecimiento manual. En el caso de una parada no de emergencia, podría ser necesario que los

contactos de salida se restablecieran automáticamente, de manera que la producción de energía pudiera reiniciarse lo antes posible.

Los relés incluyen también un amplio abanico de características distintas de las de protección para dotar de diagnósticos de los sistemas de alimentación y análisis de las fallos. Utilizando una de las opciones de comunicaciones serie remotas de los relés se puede acceder remotamente a todas estas características.

### **7.2.2 Características de Protección**

- Los relés contienen una gran variedad de funciones de protección para proteger los generadores. Hay dos modelos independientes disponibles para cubrir una amplia gama de aplicaciones. A continuación se resumen las características de protección de cada uno de los modelos:
- Protección diferencial del generador.- esta compara la corriente de pasa por el neutro del generador y la corriente que sale por el borne, esta evaluación es por fase, se tienen dos tipo según su funcionamiento, principio de frenado o de alta impedancia. Es una protección de alta velocidad, y discriminatoria en todos los tipos de falla.
- Protección frente al fallo de sobreintensidad de la fase.- Protección de reserva no direccional de dos etapas.
- Protección de tensión dependiente del exceso de corriente/baja impedancia.- Protección de reserva para generadores con la capacidad de fallo de intensidad limitada.
- Protección de sobreintensidad de falta a tierra.- Protección de reserva no direccional de dos etapas.
- Protección de desplazamiento de tensión del neutro.- Proporciona

protección contra faltas a tierra en sistemas conectados a tierra de alta impedancia.

- Protección direccional sensible de faltas a tierra.- Protección discriminatoria de faltas a tierra para generadores conectados en paralelo.
- Protección de faltas a tierra del 100% del estator.- Proporciona protección contra faltas a tierra cercanas al punto neutro del generador.
- Protección de tensión mínima o sobretensión.- Protección de dos etapas para tensión mínima y dos etapas para sobretensión.
- Protección de frecuencia mínima o sobrefrecuencia.- Protección de dos etapas para frecuencia mínima y dos etapas para sobrefrecuencia.
- Alimentación inversa.- Protección contra la pérdida del motor primario.
- Alimentación de paso bajo.- Proporciona un enclave para disparos no de emergencia.
- Sobrealimentación.- Protección de apoyo por sobrecarga.
- Fallo del campo.- Dos etapas de elementos para la protección contra la pérdida de excitación.
- Protección de secuencia de fase negativa.- Proporciona protección contra cargas desequilibradas que pueden provocar el sobrecalentamiento del generador.
- Sobreexcitación.- Proporciona protección al generador/transformador contra condiciones no usuales de frecuencia o tensión.
- Protección de activación intencionada en reposo (fallo del equipo).- Protección contra cierre inadvertido del interruptor del generador cuando el motor no está en funcionamiento.

- Supervisión del transformador de tensión.- Para prevenir la actuación defectuosa de los elementos de protección que dependen de la tensión ante la pérdida de la señal de entrada de transformador de tensión (TT).
- Protección térmica a través de las entradas RTD.- Protección térmica del motor proporcionada mediante la medición de la temperatura de los devanados/rodamientos etc. a través dispositivos de resistencia térmica integrados en el motor. Se pueden incluir 10 entradas RTD.
- Esquema lógico programable.- Permite la definición de usuario de la lógica de protección y control para ajustaría a las aplicaciones concretas del cliente.

### **7.2.3 Aplicaciones de la Protección de Generadores**

#### **7.2.3.1 Protección de Generador Diferencial**

La protección diferencial funciona cuando el vector diferencia de o más magnitudes eléctricas similares excede una cantidad predeterminada

Casi cualquier tipo de relé cuando se conecta en esta forma puede funcionar como una protección diferencial, es decir no es tanto la construcción del relé lo que cuenta sino su forma de conexión en el circuito, la mayoría de las aplicaciones del relé diferencial son del tipo de corriente.

El fallo de los devanados del estator, o del aislamiento de las conexiones, puede provocar daños graves en los devanados y en el núcleo del estator.

La magnitud de los daños dependerá del nivel de fallo de intensidad y de su duración. Se debe aplicar la protección para limitar el grado de los daños y así limitar los costes de reparación.

En el caso de las centrales eléctricas primarias, puede ser necesaria la desconexión de alta velocidad desde el sistema de alimentación para mantener la estabilidad del sistema.

En los generadores de más de 1 MVA, es normal aplicar protección de generador diferencial. Esta forma de protección de la unidad permite la detección discriminatoria de fallos en los devanados, sin retraso temporal intencionado, cuando se produce un incremento significativo de la intensidad. La zona de protección, definida por la ubicación de los transformadores de corriente (TI), debe estar dispuesta de manera que ignore la protección de otros elementos de la central, tales como las barras colectoras o los transformadores multiplicadores.

La protección de intensidad diferencial circulante funciona según el principio de igualdad de intensidad entrante y saliente de la zona de protección. Cualquier diferencia entre estas intensidades indica la presencia de un fallo en la zona. Si los TI están conectados se apreciará que la intensidad que circula por la zona de protección hace que la intensidad circule también por el cableado secundario. Si los TI son del mismo índice y tienen las mismas características de magnetización, producirán intensidades secundarias iguales y, por lo tanto, no circulará intensidad por el relé. Si hay un fallo en la zona de protección, habrá diferencia entre las salidas de los TI; el flujo de esta diferencia a través del relé es el que le hace funcionar.

La circulación de una intensidad elevada, incrementada debido a alguna condición externa de fallo, puede producir una mayor

saturación de uno de los TI, con lo que se produce una diferencia en la intensidad secundaria producida por cada TI. Es fundamental estabilizar la protección en estos casos. Para ello normalmente se utilizan dos métodos. Una técnica de frenado, mediante la que se incrementa el ajuste del relé según crece la intensidad. O bien una técnica de alta impedancia, que consiste en un valor de impedancia del relé tal que, en condiciones máximas de fallo, la intensidad del elemento diferencial es insuficiente para el funcionamiento del relé.

En la siguiente tabla se muestra el menú del relé del elemento de protección diferencial, incluidos los rangos de ajuste y los factores predeterminados:

**Tabla N° 7.1 Rangos de Ajuste del Elemento de Protección Diferencial**

Texto de Menú	Ajuste Predeterminado	Rango de Ajustes		Tamaño del Paso
		Min.	Máx.	
GRUPO 1 GEN DIF				
Función endif	Frenado	Desactivado, Frenado, Alta impedancia		N/A
Gen dif l s1	0,1	0,05 I n A	0,5 I n A	0,01 I n A
Gen dif k1	0	0	20%	5%
Gen dif l s 2	0,1	0,05 I n A	0,5 I n A	0,01 I n A
Gen dif k2	0	0	20%	5%

### 7.2.3.2 Protección de Frenado Diferencial

La intensidad que circula en un relé de frenado diferencial se utiliza para incrementar el ajuste del elemento diferencial. Para fallos de circulación de intensidad elevada es poco probable que las salidas de los TI de cada zona sean iguales debido a los efectos de la saturación del TI. En este caso se puede producir una intensidad



diferencial. En cualquier caso, el frenado incrementará el ajuste del relé de tal manera que la corriente de disequilibrios diferencial no es suficiente para hacer funcionar el relé.

La intensidad que circula se calcula como media de la suma escalar de las intensidades entrante y saliente de la zona de protección. Esta intensidad de cálculo se utiliza para aplicar un porcentaje de frenado que incremente el ajuste diferencial. El porcentaje de frenado se puede variar para obtener las características de funcionamiento.

En el relé se deben proporcionar dos ajustes de frenado. La pendiente de frenado inicial, "Gen dif k1", se aplica para intensidades que circulan hasta el "Gen dif Is2". La segunda pendiente de frenado, "Gen dif k2", se aplica para intensidades que circulan por encima del ajuste del Gen dif Is 2.

La intensidad de funcionamiento del elemento de frenado diferencial se puede calcular, para cualquier valor de intensidad en circulación, utilizando la siguiente fórmula:

$$I_{FREN} = \frac{I_1 + I_2}{2}$$

$$I_{DIF} \geq K_2 * I_{FREN} - (K_2 - K_1) I_{S2} + I_{S1} \quad \text{donde } I_{FREN} > I_{S2}$$

$$I_{DIF} \geq K_1 * I_{FREN} + I_{S1} \quad \text{donde } I_{FREN} > I_{S2}$$

La función de protección de frenado diferencial utiliza los dos conjuntos de entradas de medidas de tres fases (I A, I B, I C, I A2, I B2, I C2), conectadas para medir la intensidad de fase del

terminal neutro y de los terminales del motor, tal como se muestra en la figura. El software del relé calcula las intensidades diferencial y de frenado, proporcionando una función de protección diferencial de fase independiente que se puede visualizar en las columnas "MEDIDAS" del menú del relé.

### **Directrices para el Ajuste de la Protección de Frenado Diferencial**

Para poder seleccionar la protección de frenado diferencial, la celda "Función Gentil" debe tener el ajuste 'Frenado'.

El ajuste de intensidad diferencial, "Gen difís I s1", debe tener el ajuste más bajo posible para proteger al máximo el devanado.

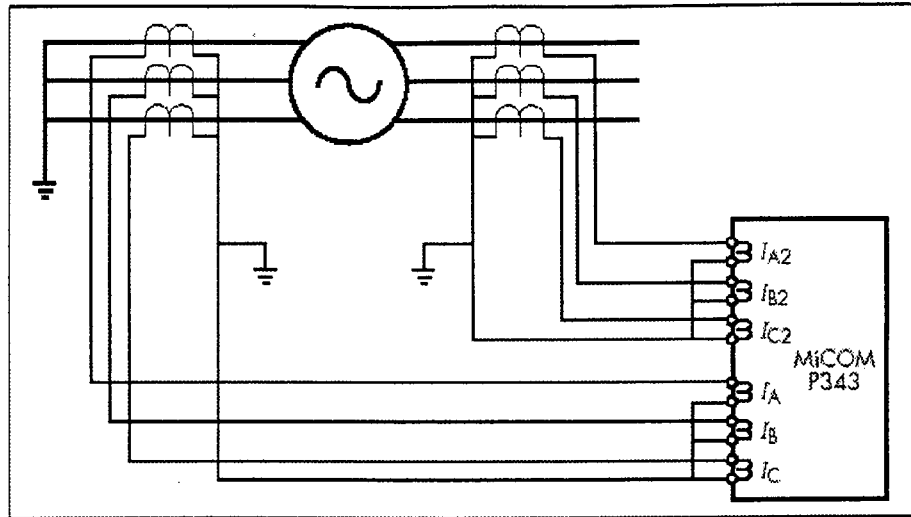
Normalmente, se considera adecuado un ajuste del 5% del índice de intensidad del motor. "Gen dif I s2", umbral por encima del que se aplica el segundo ajuste de frenado, debe estar ajustado en el 120% del índice de intensidad del motor.

El ajuste de la pendiente de frenado inicial, "Gen dif k1", debe establecerse en el 0% para proporcionar la sensibilidad óptima frente a fallos internas.

Normalmente, la segunda pendiente de frenado debe estar establecida en el 150% para proporcionar la estabilidad adecuada ante fallos externos.

Estos ajustes se pueden incrementar cuando se utilicen TI de la clase de baja precisión para alimentar la protección.

Fig. 7.1 Conexiones del Relé para la Protección del Frenado Diferencial



### 7.2.3.3 Protección de Sobreintensidad Dependiente de la Tensión

La tensión del terminal del generador caerá mientras duren las condiciones de fallo por lo que se puede utilizar un elemento de medición de la tensión para controlar el ajuste de intensidad. Al detectar un fallo se reduce el ajuste de intensidad en un factor K. Así se garantiza la reparación de los fallos en lugar de ser necesaria la presencia de la característica de decrecimiento del generador. Para controlar cada elemento de sobreintensidad de fase se utilizan tensiones compuestas, tal como se muestra a continuación.

**Tabla N° 7.2 Control de Sobreintensidad**

Intensidad de Fase	Tensión de Control
I a	Vab
I b	Vbc
I c	Vca

Se proporciona un elemento de sobreintensidad no direccional de etapa sencilla. Este elemento tiene una característica de retardo

temporal que se puede ajustar tanto como Retardo constante mínimo inverso (IDMT) o Tiempo definido (DT). Se puede seleccionar este elemento como activado o desactivado, así como bloquearlo mediante la entrada del relé de manera que se le pueda integrar en un esquema de protección de sobreintensidad bloqueado.

Puede recibir la alimentación desde los terminales o el neutro del generador.

Si se selecciona el funcionamiento de sobreintensidad dependiente de la tensión, se puede ajustar el elemento en dos modos diferentes, sobreintensidad controlada por tensión o sobreintensidad restringida por tensión.

#### **7.2.3.4 Protección de Sobreexcitación**

La sobreexcitación de un generador o un transformador conectado a los terminales del generador puede producirse si el índice de tensión a frecuencia excede unos límites determinados. La alta tensión o la baja frecuencia, que producen un incremento del índice de  $V / \text{Hz}$ , provocará altas densidades de excitación en el núcleo magnético del motor o del transformador. Esto puede llevar a la saturación del núcleo del generador o del transformador y la inducción de flujo de dispersión en los componentes no laminados no diseñados para transportar flujo eléctrico. Las corrientes parásitas resultantes en los componentes sólidos (por ejemplo, las clavijas y abrazaderas del núcleo) y en los terminales de las chapas estampadas del núcleo pueden provocar un rápido sobrecalentamiento y los subsiguientes daños.

Es más fácil que se produzca una sobreexcitación durante el arranque o el cierre del motor mientras el generador no está conectado al sistema. Los fallos en el control automático del sistema de excitación, o los errores en el control manual del circuito de campo del motor, pueden permitir la generación de una tensión excesiva. También puede producirse una sobreexcitación durante el funcionamiento en paralelo si el generador ha sido sincronizado con la red de suministro local. En estas circunstancias, si el sistema de excitación del generador no responde correctamente, una pérdida repentina de carga puede provocar una condición de sobretensión.

Los relés proporcionan un elemento de sobreexcitación de dos etapas. El elemento mide el índice de tensión a frecuencia,  $V/Hz$ , y se pondrá en funcionamiento si este índice sobrepasa el ajuste. Se puede ajustar una etapa para funcionar con un retardo de tiempo definido o inverso. Esta etapa se puede utilizar para proporcionar una salida de disparo de protección. La otra etapa tiene una característica de retardo de tiempo definido. Se puede utilizar como una etapa de alarma para indicar condiciones de fallo antes de que se produzcan daños en el motor.

En la siguiente tabla se muestran los rangos de ajuste del elemento de protección de sobreexcitación:

Tabla N° 7.3 Rangos de Ajuste del Elemento de Protección

Texto del menú	Ajuste predeterminado	Rango de Datos		Tamaño del paso
		Min	Máx.	
<b>GRUPO 1: VOLTIOS/HZ</b>				
Estado alarma V / f	Activada	Activada, Desactivada		
Estab alarma V / f	2,31 V/Hz (Vn=100/120V) 9,24V/Hz (Vn=400/440V)	1,5 V/Hz (Vn=100/120V) 9V/Hz (Vn=400/440V)	3,5 V/Hz (Vn=100/120V) 14V/Hz (Vn=400/440V)	0,01 V/Hz (Vn=100/120V) 0,04V/Hz (Vn=400/440V)
Retr alarma V / f	0 s	0 s	100 s	0,01 s
Func disp V / f	DT	Desactivada, DT, IDMT		
Config disp V / f	2,42 V/Hz (Vn=100/120V) 9,24 V/Hz (Vn=400/440V)	1,5 V/Hz (Vn=100/120V) 6 V/Hz (Vn=400/440V)	3,5 V/Hz (Vn=100/120V) 14 V/Hz (Vn=400/440V)	0,01 V/Hz (Vn=100/120V) 0,04 V/Hz (Vn=400/440V)
Disp TMS V / f	1	1	63	1
Retr disp V / f	1 s	0 s	100 s	0,01 s

La característica de tiempo inverso tiene la siguiente fórmula:

$$t = 0,8 + \frac{0,18 + TMS}{(M - 1)^2}$$

$$\text{Donde } M = \frac{V/f}{(V/f \text{ Ajuste Disparo})}$$

V = voltaje medido

f = frecuencia medida

Directrices para el ajuste de la protección de sobreexcitación

Se puede seleccionar la etapa de disparo del elemento de protección de sobreexcitación configurando la celda Func disp V/f con la característica de retardo temporal necesaria: DT para funcionamiento en tiempo definido, IDMT, para funcionamiento en tiempo inverso. La etapa de disparo de protección de sobreexcitación estará desactivada si se configura Func disp V / f como 'Desactivada'.

Se puede Activar/Desactivar la etapa de alarma de protección de sobreexcitación en la celda Estado alarma V / f.

Generalmente, se producirá una condición de sobreexcitación del generador o de un transformador del generador si el índice V / Hz excede los 1,05p.u, es decir, con una condición de sobretensión del 5% al índice de frecuencia.

El elemento se configura en los términos del índice real de tensión a frecuencia; el ajuste del umbral de sobreexcitación, Conf disp V / f, se puede calcular por lo tanto del siguiente modo:

$$V/f \text{ Ajuste disparo} = 1,05 \times \frac{V}{f} = 1,05 \times \frac{110}{50} = 2,31$$

donde el V / T voltaje secundario a razón del voltaje primario es 110V

La razón de frecuencia es 50Hz

El ajuste del umbral de la etapa de alarma de sobreexcitación, Esta alarma V / f, se puede configurar más bajo que el ajuste de la etapa de disparo para proporcionar una indicación de que existen unas condiciones anormales y alertar al operador para que ajuste los parámetros del sistema consecuentemente.

Los ajustes de retardo temporal se deben elegir para igualarse a las características soportadas por el generador o el generador/transformador protegido. Si se selecciona una característica de tiempo inversa, el ajuste del multiplicador de tiempo, Dfsp TMS V / f, debe elegirse de manera que la característica de funcionamiento se iguale a la característica que soporta el generador o generador/ transformador. Si se elige un

ajuste de tiempo definido para la etapa de disparo, el retardo temporal se configura en la celda Retr disp V / f. El retardo temporal de la etapa de alarma se configura en la celda "Retr alarma V / f.

Antes de formular estos ajustes deben consultarse las características soportadas por el fabricante.

### **7.2.3.5 Protección Contra Potencia Inversa**

Ocurre cuando el generador se motorice y haga girar a la turbina, realmente es una protección de la turbina.

Potencia absorbida bajo estas condiciones:

Turbinas de vapor de contrapresión (1 – 3) %  $W_{nominal}$

Turbinas de vapor de condensación mayor que 5%  $W_{nominal}$

Motores de combustión Interna a diesel 10 %  $W_{nominal}$

Debe de disponerse de relés muy sensibles para detectar este reducido retorno de energía

Los elementos de protección de potencia del relé, calculan la potencia activa trifásica, utilizando la intensidad de medida en las entradas del relé

Se proporcionarán dos etapas de protección, que se pueden seleccionar independientemente como potencia inversa y sobrepotencia

#### **Función de Protección de Potencia Inversa**

Se espera que, en funcionamiento normal, un generador suministre potencia al sistema conectado. Si falla el motor primario del generador, un generador conectado en paralelo con otra fuente de alimentación eléctrica comenzará a realizar las funciones de



“motor”. Esta inversión del flujo de potencia debido a la pérdida del motor primario puede ser detectada por el elemento de potencia inversa.

Las consecuencias de la actuación del generador como motor y del nivel de potencia recibida desde el sistema de alimentación dependerán del tipo de motor primario. En la siguiente tabla se especificarán los niveles típicos de potencia de motorización y los posibles daños de motorización que se pueden producir en diversos tipos de centrales generadoras.

**Tabla N° 7.4 Monitorización para Varios Tipos de Generadores Primos**

Motor Primo	Potencia de motorización (Índice porcentual)	Posibles Daños
Motor Diesel	5% - 25%	Riesgo de incendio o explosión de combustible no consumido
El nivel de motorización depende del índice de compresión y del espesor del diámetro del cilindro. Para limitar la pérdida de potencia y el riesgo de daños es necesaria una rápida desconexión.		
Turbina de Gas	10% - 15% (Eje partido) > 50% (Eje partido)	En algunos conjuntos de engranajes, pueden aparecer daños debido al par inverso en los dientes del engranaje.
La carga de compresión en motores de eje sencillo implica una potencia de motorización mayor que la de los motores de eje partido. Es necesaria una rápida desconexión para limitar la pérdida de potencia o los daños.		
Turbinas Hidráulicas	0.2 - > 2% (Paletas fuera del agua) > 2,0% (Paletas en el agua)	Puede producirse la cavitación de paletas y ruedas con un largo período de motorización.
La potencia es baja cuando las paletas están por encima del nivel del canal de desagüe. Los dispositivos de detección de flujo hidráulico son a menudo los mejores medios para detectar una pérdida de control. Se recomienda la desconexión automática en el caso de funcionamiento automático.		
Turbinas de Vapor	0,5% - 3% (Conjuntos de condensación) 3% - 6% (Conjuntos condensación) sin	Pueden aparecer daños por fatiga térmica en las paletas de turbinas de baja presión cuando el flujo de vapor no puede disipar las pérdidas por rozamiento.
Pueden producirse daños rápidamente en los conjuntos sin condensación o si se pierde el vacío en conjuntos con condensación. Se debe utilizar protección de potencia inversa como método secundario de detección, debiéndose utilizar exclusivamente para producir una alarma.		

Tabla de potencias de motorización y posibles daños en diversos tipos de motores primarios.

En algunas aplicaciones, puede fluctuar el nivel de potencia inversa en el caso de algún fallo del motor primario. Este puede ser el caso de un motor diesel. Para prevenir la inicialización y reinicio cíclico del temporizador de disparo principal, y el subsiguiente fallo de disparo, se proporciona un retardo temporal de reinicio ajustable. Debería ajustarse un retardo mayor que el período de tiempo en el que la potencia inversa podría caer por debajo del ajuste de potencia ("P < 1 Ajuste"). Se debe tener en cuenta este ajuste al ajustar el retardo temporal de disparo principal. Debe tenerse también en cuenta que un retardo de reinicio mayor de la mitad del período de oscilación de potencia de cualquier sistema podría provocar el funcionamiento de la protección de potencia inversa durante las oscilaciones.

También se puede utilizarla protección de potencia inversa para interponer la apertura del interruptor del conjunto del generador en el caso de disparos 'no de emergencia', como se expuso en la sección anterior. En algunas utilidades son preferibles las interposiciones de potencia inversa a las de potencia de paso bajo.

#### **Directrices para el Ajuste de Potencia Inversa**

Se puede seleccionar el funcionamiento de cada etapa de protección de potencia para su funcionamiento como etapa de potencia inversa seleccionando la celda "Función Potencia 1" o "Función Potencia 2" como 'inversa'.

El ajuste del umbral de potencia de la protección de potencia inversa, “-P > 1 Ajuste” o “-P > 2 Ajuste”, debe ser menor del 50% de la potencia de motorización. Encontrará los valores típicos del nivel de potencia inversa de los generadores en la tabla anterior.

La función de protección de potencia inversa debe estar retardada para prevenir falsos disparos y alarmas durante las oscilaciones del sistema de potencia o la sincronización que les sigue. Normalmente, se debe aplicar un ajuste de retardo, “Potencia 1 Retardo temporal” o “Potencia 2 Retardo temporal” de 5s.

El retardo del temporizador de reinicio, “Potencia 1 DO Temp” o “Potencia 2 DO Temp”, estará ajustado normalmente como cero. Cuando se utilice un valor de este ajuste mayor de cero, puede ser necesario incrementar el ajuste de retardo temporal de captación para asegurar que no se producen disparos falsos en el caso de un evento de oscilación estable de potencia.

Puede ser necesario un relé de potencia inversa más sensible en el caso de grandes turbinas de vapor o motores hidráulicos, en los que es demasiado elevado el ajuste mínimo que proporciona el relé. Estos relés especiales pueden alimentarse desde los TI de clase de medida proporcionando una determinación de los niveles bajos de potencia más precisa. Se puede integrar un relé externo en todo el esquema de protección / supervisión / registro a través del esquema lógico programable.

#### **7.2.3.6 Protección de Sobrepotencia**

Se puede utilizar la protección de sobrepotencia como indicación de sobrecarga, como protección de respaldo ante fallos del equipo

de regulación y control, debiendo ajustarse por encima del índice máximo de potencia del motor.

Directrices para el Ajuste de la Protección de Sobrepotencia

Se puede seleccionar el funcionamiento de cada etapa de la protección de potencia como etapa de sobrepotencia seleccionando la celda "Función Potencia 1" o "Función Potencia 2" como 'Sobrepotencia'.

El ajuste del umbral de potencia de la protección de sobrepotencia, "P > 1 Ajuste" o "P2 Ajuste, debe ser mayor que el índice de potencia en carga total del motor.

Se debe aplicar un ajuste de retardo temporal, "Potencia 1 Retardo temporal".

### **7.3 SELECCIÓN DEL TRANSFORMADOR ELÉCTRICO ELEVADOR DE ALTA TENSIÓN**

#### **Principio del Transformador**

La bobina primaria crea un flujo magnética variable, que circula por el núcleo.

El flujo magnético variable enlazado por el devanado secundario induce la tensión que aparece entre sus bornes.

Definición: Es un dispositivo el cual mediante inducción electromagnética transforma tensiones y corrientes eléctricas alternas o pulsantes entre dos o más devanados, a valores diferentes de tensión y corrientes.

Transformador con carga: Según el tipo de carga la tensión en los terminales de salida del transformador disminuye o aumenta

Función del transformador: Aislar el circuito primario del secundario, generalmente eleva o reduce el nivel de tensión

Seleccionamos cinco transformadores elevadores del tipo de potencia con refrigeración por aire, de fabricación nacional, elevando la tensión eléctrica generada en la máquina sincronía de 13.8 KV hasta la tensión de transporte 220 KV en la línea de transmisión

### **7.3.1 Selección de los Dispositivos de Protección Eléctrica del Transformador**

#### ***Corriente Diferencial***

La corriente diferencial para cada fase, se calcula mediante la suma de las cuatro intensidades de entrada con frenado relativas a cada fase.

#### **Bloqueo por corriente de magnetización por inserción**

Durante la energización se pueden dar corrientes de inserción de alto valor dependiendo del punto de la onda de tensión en que se produce la conexión, así como del estado magnético del núcleo del transformador de potencia a proteger. Dado que las corrientes de inserción solo circulan en el arrollamiento energizado, el resultado es una corriente diferencial. El uso del método tradicional del frenado por segundo armónico para bloquear el funcionamiento del relé durante condiciones de inserción puede dar como resultado una respuesta significativamente lenta del relé frente a faltas de gran magnitud, debido a la presencia de componentes de segundos armónicos en la corriente como consecuencia de la saturación de los transformadores de intensidad. Para evitar esto, el relé utiliza una técnica de reconocimiento de la forma de onda para detectar la condición de inserción.

La forma de onda de la corriente diferencial asociada a la magnetización inicial de inserción se caracteriza por un período en cada ciclo donde la

magnitud de esta corriente es muy pequeña, como se muestra en la figura 7.2. Midiendo el tiempo de este período de corriente de bajo valor es posible identificar las condiciones de inserción. La detección de corriente de inserción en la corriente diferencial se utiliza para inhibir el algoritmo de ajuste bajo.

### **Bloqueo por sobreexcitación**

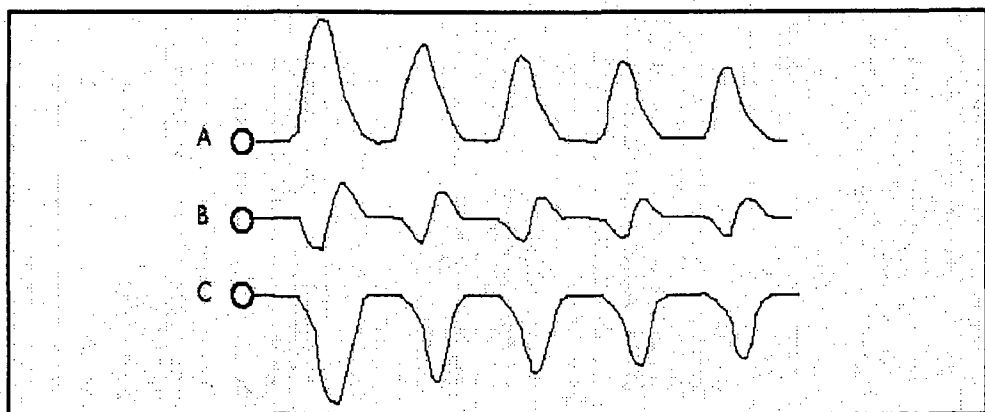
Cuando la carga de un transformador de potencia se desconecta súbitamente, la tensión en bornes de la máquina puede aumentar entre un 10% y un 20% de su valor nominal, causando un apreciable incremento de la corriente de excitación. El resultado de todo ello es que la corriente de excitación solo circula por un arrollamiento y debido a esto, aparece una corriente diferencial cuyo valor puede llegar a ser suficiente como para hacer operar a la protección. Esta forma de onda está caracterizada por la presencia de componentes de quinto armónico. Se emplea una técnica de Fourier para cuantificar la componente de quinto armónico frente a la componente fundamental y si esta excede de cierto valor ajustable la operación de la protección diferencial se bloquea. La detección de condiciones de sobreexcitación en cualquiera de las fases bloquea la fase en cuestión frente al algoritmo de disparo para ajuste bajo.

### **Función de protección por sobreexcitación**

Una sobretensión en el sistema causa un incremento de esfuerzo sufrido por el aislamiento y a su vez un incremento en la excitación de trabajo del transformador. Este último efecto causa un incremento de las pérdidas del hierro y por ello un desproporcionado aumento de la corriente de magnetización. A esto hay que añadir que el flujo es desviado desde el

núcleo hacia las partes estructurales y en particular bajo condiciones de sobreexcitación extrema hacia los pernos del núcleo. Por estos normalmente circula un flujo muy pequeño, pero bajo estas condiciones su temperatura puede elevarse muy rápidamente lo cual causa que su aislamiento degenera y falle causando la avería mas importante que puede darse.

**Fig, 7.2 Forma de Onda Típica de Corriente de magnetización por inserción**



La sobreexcitación esta causada por un incremento de tensión ó una disminución de frecuencia. Los transformadores pueden oponerse a un incremento de la tensión frente a un incremento de frecuencia pero no a un incremento de tensión con un descenso de frecuencia.

La operación no se puede mantener cuando la relación de tensión a la frecuencia, con estas magnitudes expresadas en cantidades por unidad, supera la unidad en un margen pequeño, como por ejemplo si  $V/f > 1.1$ . La base del "voltaje unidad" debería tomarse como el valor más alto para el cual se diseñó el transformador.

La protección contra condiciones de sobreexcitación no origina un disparo de alta velocidad, ya que de hecho, el disparo instantáneo no es deseable debido a que podría causar aperturas momentáneas frente a

perturbaciones en el sistema que podrían ser controlados de otras formas con unos márgenes de seguridad aceptables. Las condiciones normales deben ser restablecidas en el período de un minuto ó dos como máximo.

El relé contiene dos algoritmos de sobreexcitación, alarma y disparo respectivamente. El de alarma, normalmente se ajusta a un nivel más bajo que el de disparo y será utilizado para el inicio de acciones correctivas. Ambos operan por comparación de la relación de tensión a frecuencia frente a un ajuste dado. La alarma tiene una temporización a su actuación, mientras que el disparo posee una característica de tiempo definido o una característica de actuación mediante curvas de tiempo definido inverso.

Armónicos: Son ondas de tensión o corriente cuya magnitud de frecuencia es un múltiplo entero de la frecuencia fundamental de 60 Hz (de la red).

Generalmente se presentan varias ondas de diferentes órdenes de armónicos a la vez constituyendo un espectro y dando como resultado una onda distorsionada

### **7.3.2 Protección de Transformadores**

El desarrollo de sistemas de potencia modernos se ha reflejado en los avances en el diseño de transformadores. Esto ha dado como resultado una amplia variedad de transformadores desde unos pocos KVA a varios cientos de MVA estando disponibles para su uso en una amplia variedad de aplicaciones.

Las consideraciones para un sistema de protección de transformador varían con la aplicación y con la importancia. Con el fin de reducir el esfuerzo térmico así como las fuerzas electrodinámicas, es aconsejable que el sistema de protección del transformador minimice el tiempo durante



el cual la falta está presente en el interior de la máquina.

En transformadores de distribución, la protección mediante fusibles ó relés de sobreintensidad del tipo IDMT (Curva inversa)/ instantáneos puede llegar a ser efectivo y económicamente justificable. Debido a los requerimientos del coordinación con la protección del sistema de potencia aguas abajo, esto da como resultado un retraso en el despeje de la falta para algunos defectos de una magnitud bajo. Un retraso en el tiempo de despeje de una falta de gran magnitud en transformadores de mayor tamaño de distribución, transmisión y generadores no es aceptable donde han de considerarse los efectos en la operación y estabilidad del sistema. Es deseable una protección de alta velocidad para todos los tipos de faltas. Las faltas en los transformadores se clasifican generalmente en cuatro categorías:

- Faltas en arrollamientos y bornes.
- Faltas en el núcleo
- Condiciones anormales de operación tales como sobretensión, sobreexcitación y sobrecarga.
- Faltas externas mantenidas ó no despejadas.

Todas las condiciones que se indican arriba deben considerarse individualmente a la vez que el sistema de protección del transformador debe diseñarse acorde a estas condiciones.

### **Características de Protección**

Las características de protección ofrecidas por el KBCH se enumeran a continuación

- Protección diferencial con frenado.

- Protección de sobreexcitación.
- Operación instantánea del elemento de ajuste alto.
- Frenado por corriente de magnetización por inserción. • Bloqueo por sobreexcitación de 5° armónico.
- 8 entradas aisladas con optoacopladores para indicación de alarma/disparo de equipos externos.

### **7.3.3 Aplicación de las Funciones Individuales de Protección**

#### **Sistema de Protección Diferencial**

**Principio:** Se basa en la discriminación por comparación con zona de protección, preferentemente delimitada. Se emplea para detectar fallas internas y en las conexiones externas del transformador (se encuentran dentro de la zona de protección), de transformadores de potencia mayores. Con la finalidad de aplicar los principios establecidos de la protección diferencial, deben hacerse una serie de consideraciones a este respecto. Estas incluyen compensación para cualquier desfase de ángulo que se produzca en el transformador de intensidad de cualquiera de los devanados, así como los efectos de una amplia variedad de realización de conexiones de los devanados así como puestas a tierra. Además de estos factores, los cuales se pueden compensar mediante la correcta aplicación del relé, deben considerarse los efectos de las condiciones normales del sistema en la operación del relé. El elemento diferencial debe bloquearse ante determinadas condiciones del sistema las cuales pueden dar como resultado operaciones incorrectas del relé, tales como niveles altos de corriente de magnetización durante condiciones de inserción o durante transitorios de sobreexcitación.

En esquemas tradicionales de protección diferencial de transformador, las necesidades de compensación de relación y ángulo fueron resueltas con la aplicación de transformadores de adaptación de intensidad 'externos como una réplica de las funciones de los devanados del transformador principal en el secundario ó mediante la conexión en el triángulo de los transformadores de intensidad principales (compensación de ángulo solamente). En el relé, mediante software se intercalan unos transformadores de intensidad (ICT's) aplicando el mismo criterio. La ventaja de tener intercalados mediante software unos transformadores de intensidad réplica, es que ofrece al relé la flexibilidad de atender las necesidades de los T.I., conectados en estrella ó triángulo así como la capacidad de compensar la amplia variedad de sistemas de puesta a tierra existentes.

La protección diferencial es afectada por la corriente de inserción o fallas externas mayores, de la componente continua de las corrientes de cortocircuito

El ajuste del relé diferencial deberá tener en cuenta el efecto del cambio de posición de los TAPS (si existe) si solo uno de los arrollamientos puede dar falla a tierra será filtrar los componentes homopolares.

### **Magnetización por inserción**

El fenómeno de la magnetización por inserción está asociado a la energización del arrollamiento de un transformador cuando no existe intensidad equilibrada circulando en los otro(s) devanado(s). Esta intensidad aparece como una señal de operación de gran magnitud, para la protección diferencial. Se deben tomar precauciones especiales con el fin de asegurar que no exista una operación incorrecta de lo protección

durante la inserción.

Para minimizar el coste de material, peso y tamaño, los transformadores se operan generalmente cerca del "codo de saturación" de la característica de magnetización. Por ello, un pequeño incremento del flujo del núcleo por encima de los niveles normales de operación dará como resultado una corriente de magnetización de un valor alto.

Bajo condiciones estáticas normales, la intensidad de magnetización asociada con el nivel de flujo de operación es relativamente pequeña (generalmente menor del 1% de la corriente nominal). No obstante, si se energiza un arrollamiento de transformador a una tensión nula, sin flujo remanente, el nivel de flujo durante el primer ciclo de tensión (2 x flujo normal máximo) dará como resultado la saturación del núcleo y una intensidad de magnetización por inserción de alto valor y de una forma de onda no senoidal. Esta intensidad es conocida normalmente como intensidad de magnetización por inserción y puede persistir durante varios ciclos.

Las formas de onda de la magnetización por inserción son típicas y deben ser vistas por los elementos diferenciales de protección de un transformador trifásico. Como se puede observar en estos ejemplos típicos, las formas de onda de la magnetización por inserción se caracterizan por la presencia de un periodo en cada ciclo durante el cual el flujo de intensidad es relativamente pequeño. Midiendo la duración de los periodos durante los cuales la intensidad es pequeña (en un cuarto de ciclo como mínimo) en cualquier ciclo, el relé es capaz de determinar si la intensidad diferencial es debida a la magnetización por inserción ó a una falta. La operación del

elemento diferencial se inhibe solamente con una intensidad de magnetización por inserción. Esta técnica de medida del intervalo de la forma de onda asegura que los tiempos de operación no están afectados, incluso durante el periodo de saturación significativa de los TA.

### **Compensación de relación**

Con el fin de asegurar la operación correcta del elemento diferencial es importante que las corrientes que entran al elemento diferencial del relé permanezcan equilibradas bajo condiciones de carga y de falta pasantes.

En muchos casos, las intensidades primarias en el lado de A.T. y de B.T. no son exactamente iguales. Para solucionar esto se ofrecen los factores de compensación de relación. Para asegurar que las señales utilizadas en el algoritmo diferencial son correctos, se aplican los factores de compensación de relación ajustables entre 0.05 y 2.0 en pasos de 0.01- para cada juego de entradas de T.I. Este rango debe cumplir la mayoría de las necesidades de aplicación.

Para ofrecer instrumentación en magnitudes primarias, pueden introducirse las relaciones de los transformadores de intensidad principales en los lugares "HV C.T. ratio", "LV1 CT ratio" y "LV2 C.T. ratio" situados en la columna de ajuste. El número apropiado de relaciones de transformadores de intensidad aparecerá dependiendo del número de entradas de intensidad seleccionadas en servicio. También, como ajuste de la relación de los T.I. puede introducirse 1:1, de forma que todas las intensidades mostradas en el menú del relé aparecerán como magnitudes secundarias.

Para minimizar el desequilibrio debido a la operación del conmutador de tomas, las corrientes de entrada al elemento diferencial deben equilibrarse para la toma activa del conmutador de toma fijada en el centro de las

disponibles.

Transformador Elevador de dos devanados de 50 MVA, Dyn1, 13.8 kV / 220 KV

Relación T.I. Lado A.T. – 100 / 1

Relación T.I. Lado B.T. – 2,095 /1

Intensidad de carga nominal en 220 Kv =  $\frac{50 MVA}{220 kV \sqrt{3}} = 131.37 \text{ Amperios.}$

Intensidad en secundarios =  $131.37 \times \frac{1}{100} = 1.3137 \text{ Amperios}$

Intensidad de carga nominal en 13.8 KV =  $\frac{50 MVA}{13.8 kV \sqrt{3}} = 2,094 \text{ Amperios.}$

Intensidad en secundarios =  $2094 \times \frac{1}{2400} = 0.8725 \text{ Amperios}$

Cada una de las intensidades en secundario se compensa a la corriente nominal del relé, en éste caso 1 A.

Factor de compensación de relación en lado A.T.  $1 / 1.3137 = 0.76$  (Ajuste aplicado al relé).

Factor de compensación de relación en lado B.T.  $1 / 0.8725 = 1.146$  (Ajuste aplicado al relé).

Cuando se eligen transformadores de intensidad adaptadores, realizados mediante software en un grupo de conexión estrella triángulo, no será necesario tener en cuenta un factor  $\sqrt{3}$  adicional para compensar la relación obtenida al introducir una configuración en triángulo. Esto lo tiene en cuenta el relé.

### **Protección y bloqueo por sobreexcitación**

El relé ofrece un elemento de protección por sobreexcitación que se puede utilizar para excitar una alarma ó iniciar un disparo en el caso de períodos

prolongados de sobreexcitación en el transformador. Además, también se ofrece una característica de bloqueo por presencia de 5° armónico en la intensidad diferencial que se puede utilizar para evitar operaciones no deseadas del elemento diferencial bajo condiciones transitorias de sobreexcitación.

Para hacer uso de la protección temporizada de sobreexcitación, el relé KBCH debe alimentarse con una señal de tensión la cual es representativa de la tensión del sistema en el primario en el lado fuente del transformador. La característica de 5° armónico no requiere una señal de tensión. A partir de la forma de onda de la corriente diferencial se obtiene una señal de 5° armónico en cada fase produciéndose el bloqueo a través de la medida del % de la señal utilizada como base.

### **Control del conmutador de tomas en carga**

El relé ofrece la posibilidad de control remoto en modo manual del conmutador de tomas en carga a través de la comunicación. Las órdenes remotas actúan sobre temporizadores del esquema lógico del relé los cuales se pueden programar para operar cualquiera de los relés de salida. Esta ayuda de control remoto puede ser de interés para el control de tomas de transformadores en paralelo además de para reducir la intensidad reactiva de carga previamente a la desconexión de un transformador.

Esta práctica se adopta a menudo para minimizar las variaciones en la tensión de alimentación de los consumidores cuando se desconecta un transformador.

### **Protección de transformador de Generación/Reactancia/Auto transformador**

Como cualquier velé diferencial con frenado, el relé puede aplicarse como protección diferencial de cualquier equipo de planta que tenga alguna impedancia interna los autotransformadores pueden protegerse adecuadamente por medio de un esquema de circulación de intensidad que utilice un velé de alta impedancia, pero en el caso de que la máquina posea un terciario conectado en triángulo, este arrollamiento no quedará protegido por tal esquema de protección. La aplicación de un relé diferencial con frenado de forma convencional proporcionará una medida de protección para faltas entre espiras a la vez que también detectará faltas en las fases del terciario en triángulo. la detección de faltas a tierra en el terciario dependerá de la forma de puesta a tierra del arrollamiento terciario.

### **Transformadores de Generación / Transformadores auxiliares de la unidad**

En aplicaciones de grandes generadores es común ofrecer esquemas de protección separados para el generador, transformador principal y para el transformador auxiliar de unidad. Además de esto, se emplea a menudo una protección diferencial de conjunto como protección de respaldo.

El relé complementa al sistema integrado de protección de generador y al relé de sobre-intensidad digital ofreciendo protección a la planta de generación. El relé ofrece la protección de sobreexcitación para el conjunto de la planta.

Si se conecta directamente a los bornes de un generador el transformador auxiliar de la unidad aplicarán una serie de consideraciones. Para grandes unidades transformadoras, la intensidad del transformador auxiliar de la unidad que circula en el caso de una falta en el lado de B.T. debe



eliminarse mediante la protección diferencial generador/ transformador conectando esta como un esquema de tres terminales. La práctica ha variado respecto al pasado, mostrando la figura 23 que los transformadores de intensidad del transformador auxiliar de la unidad se pueden instalar en el primario o en el secundario del transformador de la unidad.

Situando el transformador de la unidad dentro de la zona, podemos no obtener la protección adecuada para el transformador de la unidad. El relativamente bajo consumo del transformador de la unidad y la correspondiente alta impedancia, pueden hacer que la protección principal diferencial del generador / transformador no sea sensible a faltas en el interior del transformador de la unidad. El grado de compensación de relación que se necesita para los T.I. del lado de B.T. del transformador unidad puede resultar excesivo para el rango de ajuste de la compensación de relación ofrecida por el relé

Generalmente el transformador de la unidad debería poseer una protección separada, por ejemplo, un relé diferencial dedicado, estando situado fuera de la zona de protección ofrecida por la protección diferencial principal del transformador de generación, para ofrecer una discriminación correcta y una operación adecuada para todo tipo de faltas.

#### **7.4 CÁLCULO DEL MOTOR PRIMO**

Para un Generador Eléctrico de 325 MVA

Con  $\text{Cos}\phi = 0.90$

Potencia activa del generador eléctrico  $\left( \overset{\circ}{W}_{ge} \right)$

$$\overset{\circ}{W}_{ge} = 292.5 \text{ MW}$$

Potencia del Motor Primo  $\left(\dot{W}_T\right)$  :

$$\dot{W}_{ge} = 1.10 \dot{W}_T$$

$$W_T = \frac{W_{ge}}{1.10} = \frac{292.5 MW}{1.10} = 265.9$$

$$\dot{W}_T = 265.9 MW$$

## 7.5 CONTROL SCADA PARA GASODUCTOS

En nuestro país, el transporte de hidrocarburos esta regulado por el Reglamento de seguridad para el transporte de hidrocarburos (Ley N° 26221- Art. 17°) y D.S. 046 de protección del medio ambiente. En estos documentos se indican que es necesario que todo sistema de ductos deben estar monitoreado y protegido por un sistema SCADA.

En términos generales un SCADA es un sistema de adquisición de datos centralizado con fines de supervisión y control a distancia. La supervisión de los equipos o procesos se logra a través del monitoreo de las variables desde un centro de control ubicado en una sala de comando que puede estar en una localidad diferente a la ubicación de los equipos o procesos.

Los sistemas SCADA involucra una serie de subsistemas, como por ejemplo la adquisición de datos la cual se puede lograr directamente usando sensores inteligentes o a través de unidades PLC's, DCS's u RTU's. Las señales son tomadas por las unidades y enviadas a las estaciones remotas o directamente a la central de operación. La supervisión y el control, generalmente la supervisión es centralizada y el control se puede subdividir en control local y remoto, ambas acciones pueden efectuarse en forma simultánea. Estas tareas de supervisión y control están más relacionadas con el software y las interfaces operadoras de visualización (pantallas, monitores).

El transporte de las señales, que puede componerse de una sola variable o de un conjunto de variables de un proceso, son ejecutadas a través de medios físicos (líneas telefónicas, par de conductores, fibra óptica, etc.) o del medio atmosférico (radio enlaces o satelital) y son llamados los medios de transmisión, el que por supuesto deberá tener un protocolo determinado.

En el mercado existe una variedad de software que pueden realizar muchas de las funciones de un sistema SCADA, cada una con sus respectivas ventajas y limitaciones. Una de las limitaciones en usar software que no es SCADA es la labor de integración que se debe realizar desde el nivel de equipos de medición, a nivel de control, de comunicaciones y de interfaces de supervisión, por ello que en muchos casos no se logra obtener la performance esperada (Paradigma de los Sistemas de Automatización). Por lo tanto, llegar a obtener finalmente un sistema SCADA, está ligada directamente a los niveles de gastos de inversión que la empresa quiere realizar. Si bien es cierto, que para aplicaciones pequeñas o para usuarios de mediano porte es recomendable hacer integración para obtener un sistema SCADA, cuyos costos pueden ser asumidos sin mucho esfuerzo. Pero, posteriormente cuando se requiera hacer que el sistema pueda integrarse con aplicaciones de control avanzado o software de alto nivel de desempeño o de control de recursos, recién en esta etapa nos daremos cuenta que el esfuerzo inicial de tener un sistema integrado a bajo costo en realidad no valió la pena.

### **7.5 1 Elementos de un Sistema SCADA**

En el siguiente diagrama podemos apreciar en forma general a todos los elementos que conforman un sistema SCADA y se aplica a todos aquellos sistemas de producción, transporte o servicios que son supervisados y controlados a distancia desde uno o más puestos centralizados de control.

Podemos definir los que los elementos principales del sistema SCADA son:

1. MTU — Unidad Terminal Maestra
2. RTU — Unidad Terminal Remota
3. Transporte — Medios de Comunicación
4. Software del Sistema

Cada uno de estos elementos posee sub-elementos que de alguna forma personalizan una aplicación y la diferencian de otra, salvo que tengamos que definir un sistema integrado y compararla con sistemas equivalentes.

Pero la intención del presente compendio es conocer en forma general cada uno de los principales componentes de los sistemas SCADA.

#### **7.5.1.1 Unidad Terminal Maestra**

Es la encargada de recibir información, almacenarla y de enviar comandos a las diferentes RTU's. La información recolectada, es almacenada en base de datos, para su posterior disposición del operador de la estación maestra, en forma de data en tiempo real o de información histórica. Por lo tanto, la información también estará disponible a las demás entidades de la empresa, llámese ingenieros de proceso, de mantenimiento o de la administración de la empresa.

Esta unidad generalmente es una computadora, que puede ser stand alone o redundante, dependiendo de los niveles de seguridad del sistema deseado. Igualmente, se tiene habilitada un medio o una interfaz de operación que puede ser un monitor o algún sistema de visualización, como operadores de estación, cuya cantidad va a depender de la magnitud del proceso. También a través de teclados o del ratón se hará la interactividad

entre la computadora y la persona encargada del manejo del sistema. Casi siempre esta unidad está dotada del soporte para el manejo de los eventos y las alarmas de todo el sistema. El sistema debe tener reportes por excepción.

Resumiendo podemos definir la estación central conformada por lo menos con los siguientes elementos:

- Consolas o Estaciones de Trabajo
- Computador o CPU de Aplicaciones
- Interfaz de Comunicaciones

Son parte de las Consolas o Estaciones de Trabajo las pantallas de visualización (CRT o LCD), teclados, mouse, elementos de comunicación de redes locales (LAN), periféricos para archivos o de impresión y el software SCADA.

El Computador de Aplicaciones, esta determinada por la funcionalidad específica que se requiere para el sistema, por lo tanto se usan Minicomputadoras, Mainframes o PC's Servers. Esta unidad esta conectada bidireccionalmente con la consola o estaciones de trabajo mediante protocolos establecidos capturando y entregando la información requerida por los procesos.

Las interfaces y medios de comunicación, son partes vitales y claves para la performance del SCADA. De alguna manera se debe asegurar la protección y recuperación de la información, por ello son elementos con capacidad de manejar el acceso a los diferentes canales y permite con los protocolos la comunicación a través de elementos de hardware determinados.

### **7.5.1.2 Unidad Terminal Remota**

Por lo general son dispositivos inteligentes, con la capacidad de servir de interface con el enlace de comunicaciones entre la RTU y el MTU, así como con la comunicación con los sensores, actuadores y demás equipos del proceso de la estación remota.

La RTU puede ser del tipo pasiva o activa pasiva porque tan solo transfiere la información que recibe de la MTU hacia los dispositivos de campo y viceversa. En forma activa porque no solo transfiere la información bidireccionalmente, si no que efectúa acciones de control autónomo, por supuesto bajo la supervisión de la MTU, Esta actividad tiene mucho ver con la arquitectura del sistema elegido.

Los subsistemas de las RTU's están orientados a efectuar la adquisición de los datos y/o el control discreto (secuencial) o continuo (regulatorio) de los procesos de la localidad.

La capacidad del RTU estará directamente determinada por la cantidad de entradas y salidas que posea la estación remota. Así como, el tipo de control que realice. Por ejemplo en la RTU del esquema mostrado se puede notar los diferentes equipos con los que el proceso puede contar, como son transmisores de presión, flujo o temperatura y el elemento final de control como un actuador de una válvula; todos estos equipos están conectados al controlador de procesos.

### **7.5.1.3 Transporte o Medios de Comunicación**

Podemos diferenciar en forma general que el medio de

comunicación puede ser físico o inalámbrico.

Medios físicos: \*

- \* Par telefónico
- \* Cable coaxial
- \* Par trenzado
- \* Fibra óptica

Medios inalámbricos: \*

- \* Radio UHF, VHF, MAS
- \* Microondas
- \* Vía Satélite

La selección de los medios de comunicación esta determinada por consideraciones geográficas, costos y velocidad de respuesta.

Como es obvio, la información que es transportada por los medios de comunicación, son señales eléctricas del tipo digital o analógica, en ambos casos debe existir un protocolo o lenguaje de entendimiento entre las unidades, que vienen hacer los protocolos de la comunicación.

Existen en términos del hardware utilizado cierta correspondencia con los protocolos utilizados

**Tabla N° 7.5 Protocolos Utilizados**

RS-232, RS-422, RS-485	Modbus, Biteus, ProfiBus
Par trenzado	Maestro - Esclavo Cliente – Servidor
Ethernet	TCP/IP
Serial/Paralelo	Peer – to – peer
VHF, Microondas	Token- passing

#### **7.5.1.4 Software SCADA**

Es la espina dorsal del sistema SCADA, y debe comprender como mínimo a los siguientes elementos:

- Sistema Operativo Multitarea y Multiusuario de Consolas
- Módulos de Control y Programación de Controladores
- Módulos de Muestreo Dinámico de la Información
- Herramientas de Migración e Interoperatividad de Redes
- Control de Redundancias y Backups
- Sistemas de Desarrollo para microcontroladores e Integración para redes LAN y WAN.
- Módulos para Manejo de Documentación y Archivos
- Módulos de Comunicaciones
- Módulos de Simulación y Entrenamiento
- Módulos de Aplicación de Control Avanzado de Procesos

Por lo tanto, el software a través de las consolas de operación debe permitir obtener la siguiente información:

- Despliegue de puntos y valores de las variables del proceso en forma de gráficos sinópticos animados o no, gráficos unifilares o del uso de tablas.
- Despliegue y archivos de alarmas, con capacidad de reconocimiento e identificación de la causa y de la acción realizada.
- Despliegue de tendencias de variables en tiempo real o en línea, o través de los archivos históricos del sistema.
- Capacidad de almacenamiento y reportes.
- Control de la comunicación con todos los elementos.

Igualmente la capacidad del software de aplicaciones o comúnmente llamada unidad de ingeniería, nos debe permitir



realizar las acciones de programación y configuración del sistema en sí. En sistemas integrados, nos permitirá efectuar la programación de los aplicativos del controlador en línea, en sistema no integrados, la programación de los PLC's, DCS's o PC's se realiza directamente en cada una de las unidades y en modo off-line.

### **7.5.2 Gestión y Arquitectura del Sistema**

La gestión de los sistemas SCADA es conocer a tiempo, con precisión y de una manera comprensible lo que sucede y lo que puede hacerse en los diferentes procesos de la planta. Por ende se trata de lograr, mejorar la productividad al centralizar la información para su análisis; mejorar la calidad de los procesos, por revelar y analizar a tiempo y en todo momento la cadena de valor de nuestro proceso; reducir costos por la optimización en el uso de los recursos; reducción de mermas o paralizaciones al anticipar problemas e identificar los puntos críticos a través de un sistema distribuido de alarmas o registro de los diferentes eventos que suceden en los procesos.

Para lograr lo anteriormente mencionado, existen los siguientes tipos de arquitectura para un Sistema SCADA: centralizada o distribuida, casi siempre, salvo algunas aplicaciones particulares, se Opta por la combinación de ambos.

Como por ejemplo en el control de oleoductos, la arquitectura centralizada es para los efectos de control de la performance global del oleoducto, como son el manejo de los batches de bombeo, la eficiencia del bombeo, el control de roturas y de las capacidades de almacenaje y despacho. La

arquitectura distribuida se usa en cada una de las estaciones de bombeo o rebombeo y para las estaciones de carga y despacho de los productos.

La gestión de los sistemas de automatismo se puede resumir en la siguiente cadena:

- Obtener Información
- Analizar Información
- Tomar Acción

El sentido común nos indica que la función Obtener Información es necesariamente un proceso descentralizado, ya que la información se obtiene de los transductores o convertidores de variables de proceso en variables eléctricas o electrónicas de magnitud proporcional de la variable física medida. Las variables de proceso son transferidas, a través de los medios de comunicación hacia una unidad central de proceso (Controladores), que bien pueden ser PLC's, DCS's, PC's o Controladores Híbridos. Si esta es una unidad remota, transfiere a su vez, la información de nuevo por otros medios de comunicación, hacia una unidad o controlador master, que igualmente puede ser PLC's, DCS's, PC's o Controladores Híbridos.

La función de Análisis de la Información, es un proceso centralizado, ya que la información se concentra en una unidad inteligente que ya la hemos mencionado en forma general como controlador que puede ser un master o una unidad remota. La capacidad de la unidad, esta relacionada con la filosofía de control definida por el sistema. Pero, alguna de las siguientes acciones debe efectuar:

- Cálculos en línea y en tiempo real

- Capacidad de almacenamiento
- Capacidad bidireccional de transferir la información

La función de Tomar Acción, es un proceso descentralizado cuya acción física la efectúan los actuadores de proceso, los que reciben los comandos u ordenes de acción, por medio de los medios de comunicación desde un controlador, en forma manual (por acción de un operador) o automática directamente desde la unidad controladora del proceso.

La acción automática, la realiza el controlador mediante la resolución de algoritmos de control preconfigurados.

### **7.5.3 Tipos de Control**

El uso de los controladores como la unidad inteligente de procesamiento de la data adquirida de campo, esta directamente identificada con el modo de control a efectuar.

#### **7.5 3.1 Control Discreto**

Rango Típico para los PLC's que efectúan el control secuencial de los procesos, tienen alta performance para efectuar acciones de control digital. Actualmente, los PLC's también efectúan control continuo, sin desmerecer su performance.

#### **7.5 3.2 Control Continuo**

Rango Típico para los DCS's que efectúan el control continuo y regulatorio de los procesos. Especialmente conceptualizado para control de lazos PID. Actualmente los DCS's son modulares y también se les puede exigir control discreto sin ningún

inconveniente en la mayoría de los casos.

### **7.5 3.3 Control Híbrido**

Típicamente los controladores que pueden realizar ambas funciones discretas o continuas. La diferencia es que las acciones de control continuo las puede realizar en forma independiente a las labores de control discreto. Allí marca la diferencia de los controladores híbridos con los PLC's o DCS's.

## CAPÍTULO VIII

### EVALUACIÓN ECONÓMICA

El parque generador de un sistema hidrotérmico está compuesto por centrales hidroeléctricas y termoeléctricas como en el caso nuestro. Las principales características de cada tipo de central y los aspectos más relevantes en la planificación; son discutidas a continuación.

Las centrales térmicas a vapor utilizan como fuente de energía el gas natural, petróleo, carbón para calentar vapor en un caldero. Este vapor es utilizado para accionar un conjunto turbina-generador, el cual produce a energía eléctrica. El ciclo ideal termodinámico de una central térmica para obtener un rendimiento óptimo ( $\eta_{th}$ ) es el ciclo de Carnot ( $\eta_{th} \approx 65\%$ ); sin embargo en la realidad solo es factible alcanzar eficiencias del ciclo Rankine ( $\eta_{th}$  mucho menor del 60%). En la práctica, para indicar el rendimiento térmico de una central térmica, se prefiere utilizar el consumo específico (CeQ) como una relación del poder calorífico inferior (PCI) sobre la energía generada neta (kWh-neto). Además, la eficiencia térmica estará afectada por el rendimiento de la turbina, alternador y del caldero.

Debido a los requerimientos y componentes necesarios de las centrales termoeléctricas, estas pueden ubicarse en forma más flexible que las centrales hidroeléctricas, sin embargo, un factor limitante es la refrigeración, por lo que muchas veces se encuentran cercanas al mar.

Los antecedentes técnico-económicos básicos para la planificación que caracterizan a las centrales térmicas a vapor son los siguientes:

- a) Estas centrales son mucho menos flexibles operativamente que las hidroeléctricas, ya que en frío demoran varias horas en partir y aún en caliente, necesitan un máximo de velocidad de toma de carga. También, es

importante considerar el hecho que bajo cierta potencia mínima no pueden funcionar en forma estable.

Debido a las características técnicas de sus componentes, las unidades térmicas tienen un límite máximo de generación, la cual es generalmente expresada en términos de los MW máximos a generar.

- b) La disponibilidad de las centrales térmicas a vapor, depende mucho del tamaño de las unidades, unidades con mayor MW de potencia tienen menor porcentaje de disponibilidad. Generalmente se consideran como factores que afectan la disponibilidad, al mantenimiento programado requerido (1 a 2 meses) y a las salidas intempestivas de servicio. De aquí es factible derivar un factor de capacidad para generación continua que afectará a la potencia instalada de la central.
- c) Las unidades térmicas tienen un costo de inversión menor que las unidades hidráulicas. Tal como se observara más adelante, presentan economías de escala  
  
Siempre la inversión de una segunda unidad es mucho más baja que la primera ya que generalmente se aprovechan algunas de las instalaciones ya construidas muelle, chimeneas, agua de refrigeración, etc. Se estima una vida útil de 30 años.
- d) Los costos de operación de las centrales térmicas son mucho mayores que los equivalentes hidroeléctricos. Pueden clasificarse en:
  - Costos fijos
  - Costos variables: Combustibles y no combustibles

Los costos fijos (CF) dependen del tiempo y consideran los ítemes de personal, contribuciones, seguros, etc.

Los costos variables de combustibles (CVC) generalmente representan más de la mitad del costo total y pueden ser determinados a partir del CeQ, del PCI, del precio del combustible y la generación neta:

Los costos variables no combustibles (CVNC) corresponden a los gastos de operación y mantenimiento, los cuales dependen del nivel de generación. Son aproximadamente un 5% de la estructura de costo variable total.

En términos de modelación de los costos de las centrales térmicas a vapor, para estudios de operación económica, se utiliza en general un modelo del tipo eficiencia entrada-salida. La entrada puede ser el consumo de carbón (H) o el costo total de combustible (F) y la salida es la generación de potencia activa de la unidad (MW).

En la práctica se suele representar a través de una curva de consumo incremental en términos del CeQ. La figura muestra las discontinuidades fuertes de la curva aproximada de consumo incremental, debido a la apertura de nuevas válvulas (e.g., incorporación de un pulverizador en las unidades térmicas de carbón).

En los estudios de la planificación de la generación, las plantas termoeléctricas se representan por medio de un costo unitario de operación, el cual representa el costo marginal o incremental de cada unidad. Luego usualmente son agregadas en clases de acuerdo a dicho costo marginal.

## 8.1 COSTO DEL GAS NATURAL

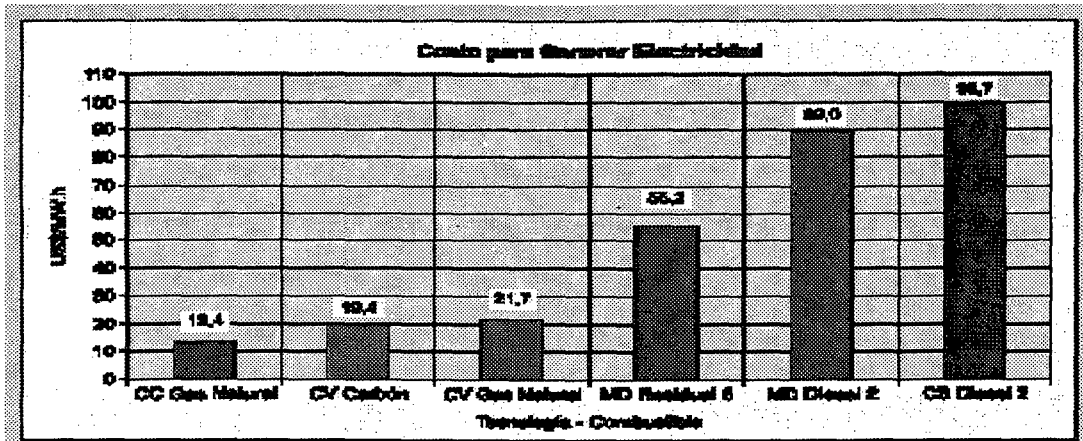
En nuestro país se estableció el precio del gas natural para generación

termoeléctrica de  $1.8 \frac{\$}{MMBTU}$

### Producción Fiscalizada Promedio

La producción fiscalizada promedio de diciembre del año 2003 fue de 76 979 MPCD, lo cual ha representado una disminución en 1 007 MPCD respecto al mes de noviembre 2003 debido al menor requerimiento de gas fiscalizado.

Cuadro N° 8.1 Comparación de Costos de Generación Termoeléctrica



CICLO SIMPLE		CICLO SIMPLE	
Combustible:	Diesel N° 2	Combustible:	Gas Natural
Diferencia PC:	6%	Diferencia PC:	10%
Costo:	11,67 US\$/GJ	Costo:	1,85 US\$/GJ
Rendimiento:	33%	Rendimiento:	34%
Producción:	3,60 GJ	Producción:	3,60 GJ
Consumo:	11,61 GJ	Consumo:	11,76 GJ
Costo:	135,48 US\$	Costo:	21,72 US\$
	135,48 US\$/MW.h		21,72 US\$/MW.h

CICLO COMBINADO	
Combustible:	Gas Natural
Diferencia PC:	10%
Costo:	1,85 US\$/GJ
Rendimiento:	55%
Producción:	3,60 GJ
Consumo:	7,27 GJ
Costo:	13,43 US\$
	13,43 US\$/MW.h

MOTOR DIESEL	
Combustible:	Diesel N° 2
Diferencia PC:	6%
Costo:	11,67 US\$/GJ
Rendimiento:	37%
Producción:	3,60 GJ
Consumo:	10,35 GJ
Costo:	120,84 US\$
	120,84 US\$/MW.h

### Precio del Gas Natural

Por Resolución Directoral N° 038-98 EM/DGE expedida el 25 de noviembre de 1998 se precisó que mientras no existan condiciones que permitan obtener el precio del gas natural en el mercado interno OSINERG (que incorpora a la ex –



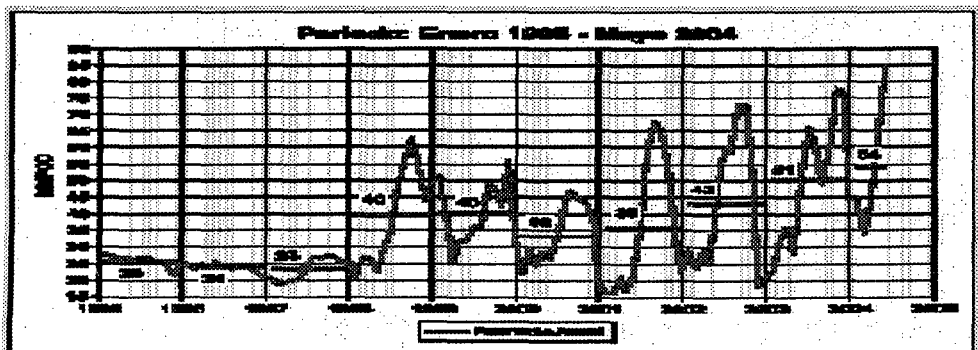
CTE) establecerá los costos variables de operación de las centrales de generación termoeléctrica que utilizan como combustible el gas natural para la fijación de las tarifas en barra.

Sobre la base de lo dispuesto por la Resolución OSINERG N° 1088-2001 OS/CD; en lo sucesivo el precio máximo del gas natural será determinado con referencia al precio de Camisea. El precio de Camisea constituye un objetivo a alcanzar en el plazo que transcurrirá entre la presente regulación y la fecha prevista para la llegada del gas natural a Lima, de acuerdo con los contratos vigentes de producción y transporte. La aplicación de esta regla se iniciará con un precio máximo para la regulación de mayo de 2,805 US\$/MMBTU y una reducción lineal que será aplicada en las próximas regulaciones de precios en barra (cada 6 meses) hasta alcanzar en el año 2004 el valor fijado para el gas de Camisea que comprende el precio de gas en boca de pozo, más la tarifa de transporte y distribución.

### **Demanda Estimada en el Sector Eléctrico**

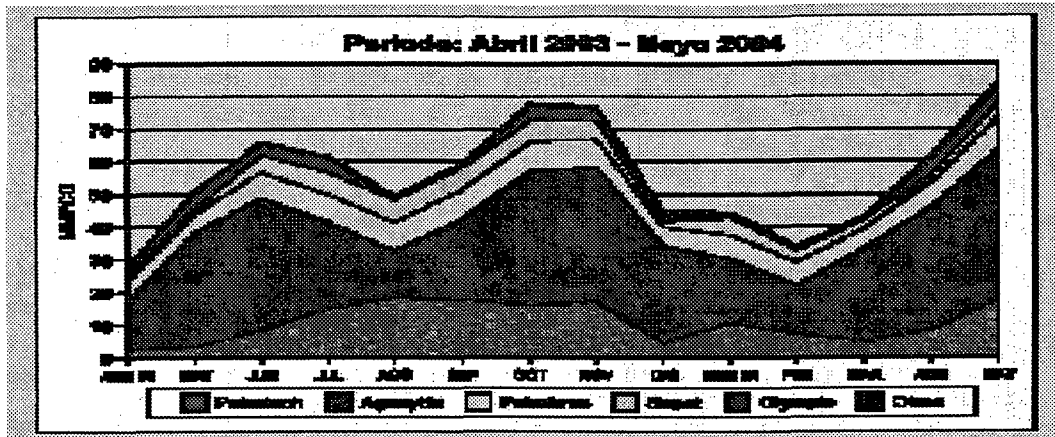
Gráfico basado en datos obtenidos a partir de información de la Gerencia de Regulación y Transmisión de Electricidad, convertida a consumo de gas natural de las centrales térmicas de Malacas y Aguaytía.

### **Cuadro N° 8.2 Producción Fiscalizada**

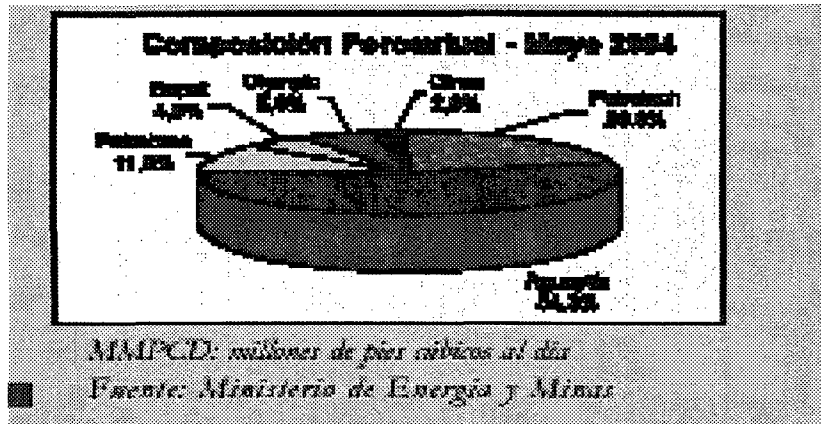


ANEXO 15 - Evolución de precios en barra en el sector eléctrico  
Fuente: Ministerio de Energía y Minas

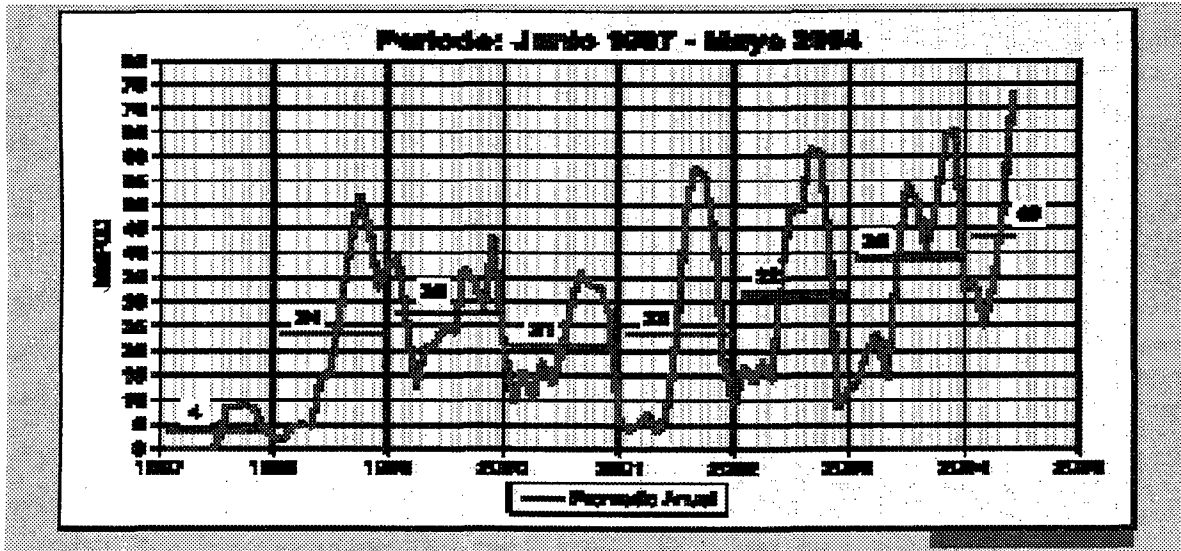
Cuadro N° 8.3 Distribución de la Producción Fiscalizada



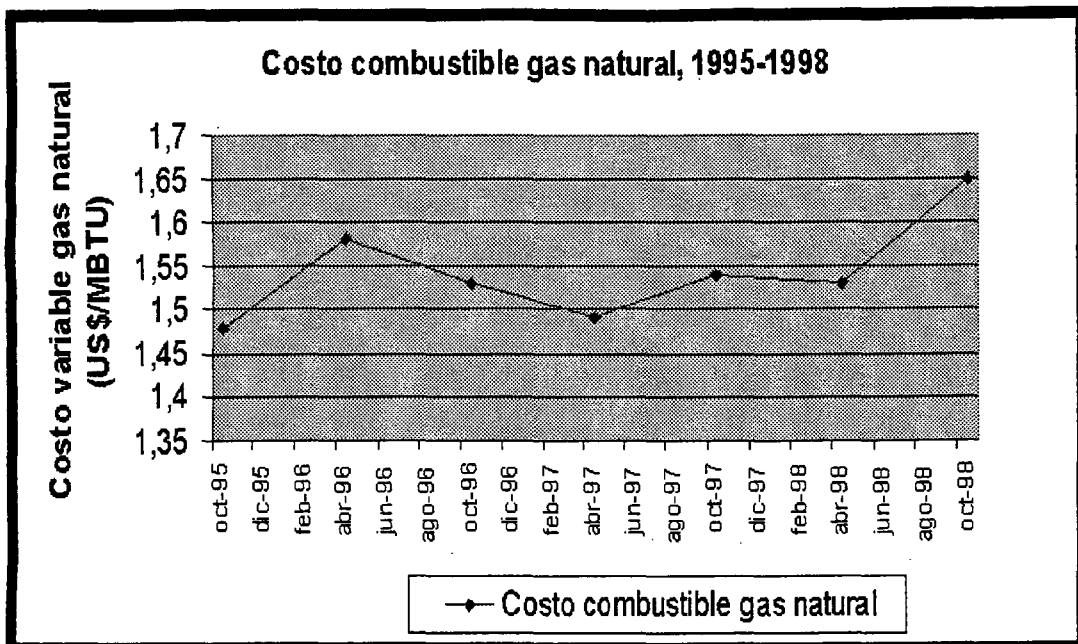
Cuadro N° 8.4 Distribución de la Producción Fiscalizada



Cuadro N° 8.5 Demanda Estimada en el Sector Eléctrico



Cuadro N° 8.6 Costo del Gas Natural en Chile



Analizando estos valores, puede verse que la volatilidad hasta ahora no ha sido muy relevante, la media ha estado en 1,54 US\$/Mbtu, con una desviación máxima de 0,1 US\$/Mbtu, lo que en términos porcentuales implica una variación máxima de un 7%. De este modo, el precio del combustible es bastante constante, lo cual facilita proyecciones y cálculo de tendencias.

#### **Hidrocarburos Líquidos: Producción Fiscalizada Promedio**

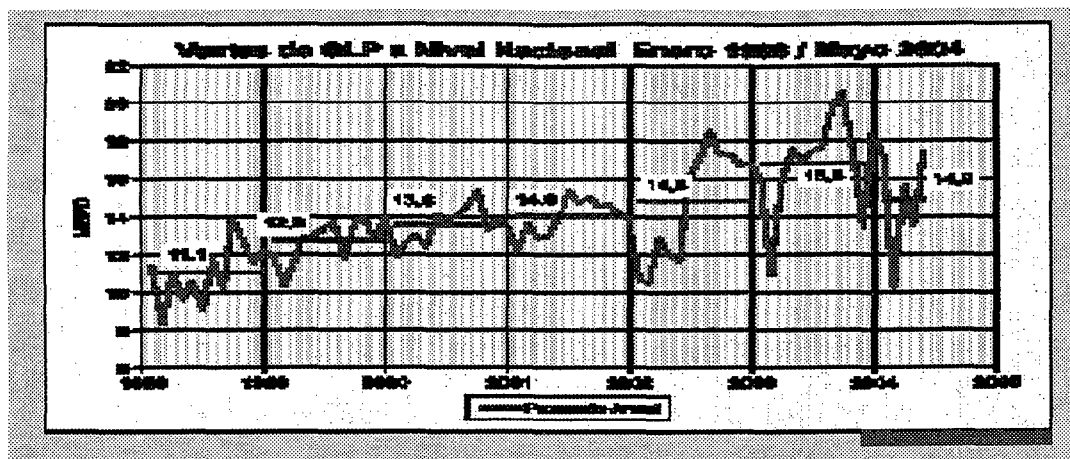
La producción fiscalizada promedio del mes de diciembre del 2003 fue de 86 029 BPD, menor en 3 508 BPD con respecto a promedio del mes anterior; el resultado se debe básicamente a que en los días 29 y 30 de diciembre no hubo fiscalización por trabajos en la Refinería de Talara.

#### **Demanda de GLP**

Las ventas acumuladas a diciembre del 2003 (16,84 MBPD) son mayores a las de enero/diciembre del 2002 en 2,01 MBPD. El GLP es usado en los sectores residencial, comercial, industrial y de transporte (en sustitución de gasolina y D2).

La producción nacional de GLP en diciembre ha sido aproximadamente de 8,59 MBPD; la diferencia ha sido importada.

### Cuadro N° 8.7 Demanda de GLP

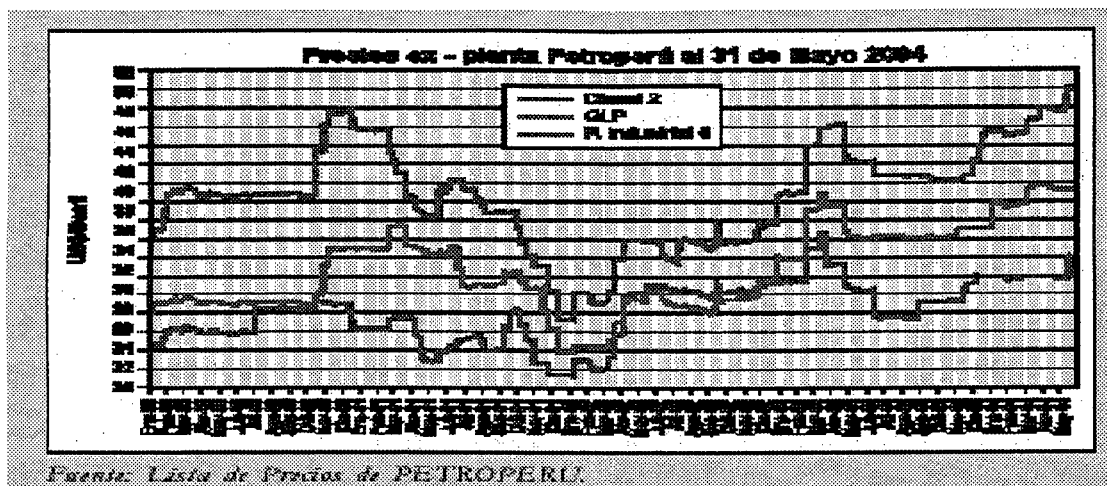


### Precios de los Hidrocarburos Líquidos

Uno de los parámetros considerados para el cálculo de la tarifa eléctrica es el costo del combustible empleados en las generadoras termoeléctricas, en ese sentido el inciso d) del artículo 124° del Reglamento de la Ley de Concesiones Eléctricas (aprobado mediante el Decreto Supremo N° 009 – 93 – EM), señala que “El costo de los combustibles será determinado utilizando los precios y condiciones que se señalan en el artículo 50° de la Ley y se tomarán los precios del mercado interno, teniendo como límite los precios que publique una entidad especializada de reconocida solvencia en el ámbito internacional”.

Como referencia para la fijación de tarifas eléctricas, OSINERG (que incorpora a la ex – CTE) toma los Precios Netos de PETROPERÚ para el Diesel 2 y el Residual 6 (sin impuestos); de acuerdo a Ley N° 27216, inciso b) el precio de venta del Diesel 2 a las empresas de generación eléctrica esta exonerado del ISC hasta diciembre del 2003, cabe indicar que el Residual 6 no tiene ISC.

## Cuadro N° 8.8 Precios de Petroperú



## Precios de Energéticos Alternativos

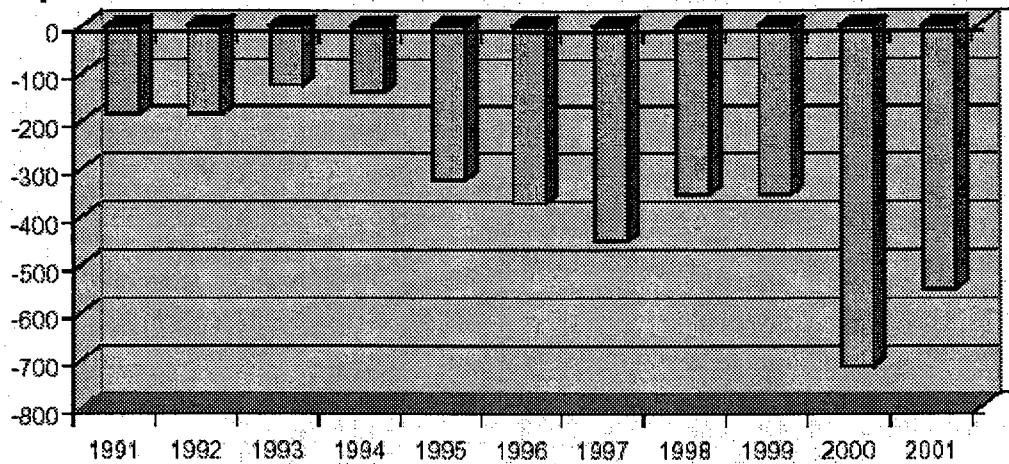
La lista de precios de Petroperú vigente hasta fines de diciembre fue la del día 22, en la cual hubo un incremento de precios netos del Diesel 2 a 3,91 Soles/galón, y del precio del Residual 6 a 2,63 Soles/galón manteniéndose el precio del GLP en 1,52 Soles

Tabla N° 8.1 Precios de Hidrocarburos Líquidos

ESTRUCTURA DE PRECIOS VIGENTE AL 30 DE NOVIEMBRE DE 2004*								
Combustible		Precio ex planta PETROPERÚ	Rodaje (%)	ISC	IGV	Precio ex planta + Imp.	Margen Comercial**	Precio al Público***
GLP	(Sol/Kg)	2,04		0,14	0,41	2,69	1,07	3,67
Gasolina 97 SP	(Sol/gal)	5,94	0,48	4,35	2,05	12,81	1,76	14,57
Gasolina 95	(Sol/gal)	5,89	0,47	4,02	1,97	12,35	1,55	13,91
Gasolina 90	(Sol/gal)	5,12	0,41	3,71	1,76	11,00	0,75	11,75
Gasolina 84	(Sol/gal)	4,60	0,37	2,90	1,50	9,37	1,03	10,40
Kerosene	(Sol/gal)	4,96		2,07	1,34	8,37	0,97	9,34
Diesel 2	(Sol/gal)	5,56		1,85	1,41	8,82	0,48	9,30
P. Industrial 6	(Sol/gal)	3,35			0,54	3,99		

\* Elaboración propia en base a la última lista de precios de Petroperú vigente al último día del mes.  
 \*\* El Margen Comercial es calculado como la diferencia entre precio de venta al público y el precio ex planta de la refinera.  
 \*\*\* Fuente: INEI.

Cuadro 8.9 balanza comercial de hidrocarburos



### 8.1.1 Costo del Gasoducto

$L = 500 \text{ Km.}$

Peso de la tubería ( $P_T$ ):

$$P'_T = 46.92 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \text{ de tablas (peso unitario)}$$

$$P'_T = 46.92 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \times 3.28 \frac{\text{pie}}{\text{m}} \times 1 \frac{\text{Kg}}{2.2 \text{ lb}}$$

$$P'_T = 69.95 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Para una longitud de 500 Km.

$$P_T = P'_T \times L$$

$$P_T = 69.95 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 500,000 \text{ m} = 34'975,000 \text{ Kg}$$

$$P_T = 34,975 \text{ Tons}$$

Costo del Gasoducto ( $C_{Gad}$ ):

$$C_{Gad} = 2,000 \frac{\$}{\text{Ton}} \times 34,975 \text{ ton} + 10,000 \frac{\$}{\text{Km}} \times 500 \text{ Km}$$

$$C_{Gad} = 69'950,000 + 5'000,000$$

$$C_{Gad} = \$ 75'950,000$$

### 8.1.2 Costo de las Estaciones de Turbocompresión

$$\dot{W}_{eje} = 5,120 \text{ HP}$$

Costo del compresor centrífugo ( $C_{cf}$ ):

$$C_{cf} = 1500 \frac{\$}{\text{HP}} \times 5120 \text{ HP} = 7'680,000$$

$$C_{cf} = \$ 7'680,000$$

### 8.2 Costos Comparativos de Otras Fuentes Energéticas con el Gas Natural

En la siguiente tabla se muestra las diferencias de costos de las diferentes alternativas clásicas de generación eléctrica

**Tabla N° 8. 2 Costos de Inversión en Alternativas de Generación Eléctrica**

Central	Combustible	Costo Variable No Combustible (Mills/KWh)	Costo Variable Combustible (Mills/KWh)	Costo Inversión (u\$s/Kw)
Hidroeléctrica		0	0	1000 – 2000
Vapor – Carbón	Carbón	1.4	17	900 – 1100
Diesel	Diesel	3.7	68	300 – 900
Turbina de Gas	Varios	7.4	47	300 – 500
Ciclo Combinado	Gas Natural	1.5	8.5	400 – 500

Se observa claramente que el ciclo combinado tiene el costo de inversión y el costo variable no combustible dentro de los más baratos y el costo variable combustible más bajo que cualquiera de las otras alternativas de centrales termoeléctricas.

**Tabla N° 8.3 Costos Medios de Generación Eléctrica**

Tipo de central	Costo medio (cU\$S/Kwh)
Hidroeléctrica de embalse	1,9
Hidroeléctrica de pasada	2,01
Ciclo combinado gas natural	2,08
Vapor a carbón	3,6
Turbina Diesel	6,7

El valor de generación es apenas superior a la central hidroeléctrica pero las de ciclo combinado son de un mucho menor costo inicial lo que las constituye como una alternativa económicamente competitiva y de financiación más fácil de obtener.

En resumen: Las centrales de generación con turbinas a gas de ciclo combinado tienen una alta eficiencia, bajos índices de contaminación (impacto ambiental relativamente bajo del gas natural) y pueden instalarse en Lima, Pisco y Cuzco

Por otro lado, en el mundo de hoy se hace necesario que las principales industrias del país como lo son (o deberían serlo) la alimenticia y la manufacturera deben recurrir a ciclos combinados Turbinas a gas (TG) – Turbinas a vapor (TV) e incluso a la Cogeneración a fin de disminuir el desproporcionado contenido energético de sus productos (azúcar, cerveza, papel etc.)

En estas centrales de ciclos combinados se puede lograr la máxima utilización del gas natural, combustible relativamente abundante en nuestro país. mediante el aprovechamiento de la mayor cantidad de energía contenida en los recursos consumidos, ya que en ellos es posible emplear el calor residual de los gases que antes se eliminaban por la chimenea a temperaturas entre 400 y 550°C para generar vapor que accione turbinas a vapor incrementando así la producción de trabajo mecánico.

El actual mercado falta competencia en la generación termoeléctrica, que nos lleve a una eficiente utilización de los recursos energéticos, por lo cual resulta conveniente que las nuevas instalaciones de generación térmica de nuestro país sean de ciclos combinados y que incluso las actuales centrales térmicas se reconviertan a este tipo de ciclos.



Costo de inversión de una central termoeléctrica de ciclo combinado ( $C_{CTE}$ ):

$$W_{elec.} = 263 \text{ MW}$$

$$C_{cte} = 263 \text{ MW} \times 500 \frac{\$}{KW}$$

$$C_{cte} = 263,000 \text{ KW} \times 500 \frac{\$}{KW}$$

$$C_{cte} = \$ 131'500,000$$

Costo de inversión de una central hidroeléctrica ( $C_{CHE}$ ):

$$W_{elec.} = 263 \text{ MW}$$

$$C_{CHE} = 1,000 \frac{\$}{KW} \times 263,000 \text{ KW}$$

$$C_{CHE} = \$ 263'00,000$$

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El gas natural como recurso energético es fundamental para nuestro desarrollo económico.
2. El acondicionamiento del gas natural es muy importante para extraerle las impurezas y tener menos costo de transporte así por ejemplo CO<sub>2</sub>
3. La estación de medición, reducción de la presión también se odORIZA al Gas Natural para darle seguridad a la distribución ante posibles fugas, que deben ser detectadas por la instrumentación y el sistema de control Scada
4. La balanza de hidrocarburos será positiva cambiando la posición de importadores a ser exportadores de líquidos de gas natural y gas natural seco.
5. Al tener disponible el gas natural, debió ingresar en funcionamiento una central termoeléctrica de ciclo combinado
6. La aplicación del GLP en procesos industriales, para lugares fuera de Lima
7. No hay control de los precios de los hidrocarburos por parte de la DGH del MEM.
8. Las empresas petroleras no realizan exploración de reservorios de petróleo ni de gas.
9. Es muy importante contar el sistema de protección eléctrica contra fallas eléctricas y condiciones anormales de operación pudiendo sufrir daños grandes o quedar fuera de servicio en el generador eléctrico y transformador de alta tensión.
10. La protección eléctrica también esta relacionada con la parte mecánica de Turbina de Gas y Turbina de vapor.

11. La pérdida de potencia, hace que se motoricen poniendo en peligro al motor primo (Turbina), ya que como sabemos toda máquina rotativa puede funcionar como motor o como generador.
12. Las protecciones eléctricas no sólo actúan cuando existe falla en el generador y transformador si no también cuando existen condiciones anormales
13. Los parámetros de diseño tienen incidencia en el consumo específico del calor de las Centrales Termoeléctricas.
14. Los sistemas de cogeneración de energía son una buena alternativa para reducir costos en el sector industrial y demás sectores.
15. Tan importante es saber Termodinámica, también es importante es tener sensibilidad social y querer a su país.
16. Que no se repita la historia de la marginación masiva peruanos por extranjeros en todos los niveles en el proyecto nacional del Gas de camisea

### **Recomendaciones**

1. Transformar el gas natural en centrales termoeléctricas de ciclo combinado por Electroperú y también por empresas extranjeras de solvencia económica.
2. Asegurar la satisfacción de la demanda interna de GLP y la gasolina por tener un impacto social en la economía por intermedio del MEM, en el uso doméstico y en el sector transporte.
3. La sustitución del Petróleo Diesel N°2 por GLP en el secado de harina de pescado, para el sector pesquero debe ser incentivado, para reducir los costos de producción y mejora de calidad y precio de la harina de pescado
4. Reducción de los precios del GLP y la gasolina, para reactivar el sector

- transporte y la economía nacional
5. Garantizar transferencia tecnológica en todos los niveles desde el diseño de los proyectos de envergadura nacional donde la universidad sea uno de los pilares para su ejecución.
  6. Creación del Instituto Nacional de Gas Natural del Perú para que dedique a la exploración de reservorios de Gas Natural y supervisar a las empresas exploradoras.
  7. En las Centrales Termoeléctricas se debe tener un sistema de protección eléctrica confiable para su normal operación.
  8. La protección mecánica en las Centrales Termoeléctricas tiene que ser considerado como una de las prioridades.
  9. Se debe considerar los aspectos de diseño más óptimos en la selección de las Turbinas de Gas en las Centrales Termoeléctricas.
  10. Establecer una política nacional de incentivo al uso de los sistemas de cogeneración de energía para la industria y otros sectores. para reducir costos de producción
  11. Promocionar e incentivar el uso del GNC en el sector transporte, con prioridad del transporte público
  12. Desarrollar la cultura de las bondades y las aplicaciones del Gas Natural donde la Universidad sea la que produzca la Energía, que requiere el Perú, porque es el lugar donde se pueden difundir y discrepar todas las ideas y la filosofía.
  13. Que los proyectos nacionales estén acompañados de la garantía del trabajo para los peruanos desde inicio en todos los niveles con porcentaje no menor al 80%.

## BIBLIOGRAFÍA

### Capítulo II

- Natural Gas Processing. Dr. Amit Chakma. Universidad de Calgary. Canadá.
- Gas Gathering And Plant Inlet Separation. Dr. Wayne Monery. University Calgary. Canadá.
- Natural Gas Processing. Universidad de Calgary. Canadá.

### Capítulo III

- Natural Gas Processing. Dr. Amit Chakma. Universidad de Calgary. Canadá.
- Natural Gas Processing. Universidad de Calgary. Canadá.
- Tablas de Cables Eléctricos de Indeco.

### Capítulo IV

- Introducción a la Mecánica de Fluidos. R.W. Fox
- Flujo de Fluidos. E. Costa Novella. Editorial Alambra
- Termodinámica Técnica V. A. Kirillin Editorial Mir

### Capítulo V

- Transport And Storage. Dr. Gordon Good. Instituto Canadiense de Petróleo.
- Código ASME B 31.8 Gas Transmission and Distribution Piping Systems

### Capítulo VI

- Máquinas Térmicas II. Dr. Carlos La Torre Carrasco. Universidad Nacional del Callao. UNAC
- Teoría de las Turbinas de Gas. H. Cohen.

- Transport And Storage. Dr. Gordon Good. Instituto Canadiense de Petróleo.
- Gas Conditioning And Processing. Volumen II - John M. Campbell.

### **Capítulo VII**

- Máquinas Térmicas II. Dr. Carlos La Torre Carrasco. Universidad Nacional del Callao. UNAC
- Fuerza Motriz Térmica. Dr. Carlos La Torre Carrasco. Universidad Nacional del Callao. UNAC
- Termodinámica Técnica V. A Kirillin Editorial Mir
- Turbinas de Vapor I. V Schegliáiev Editorial Mir
- Centrales Termoeléctricas. Rizhkin. Editorial Mir.
- Problemas de Termodinámica Técnica. T. Andrianova. Editorial Mir.
- Cogeneración. Universidad Nacional Autónoma de México. UNAM.
- Protección de Sistemas Eléctricos de Potencia (Programa de Capacitación Continua), TECSUP. Lima.
- Protective Relay Application Guide GE C Alstom

### **Capítulo VIII**

- Seminario Gas de Camisea. Colegio de Ingenieros del Perú. Ing° Walter Cornejo.
- Bolétín de Osinerg – Sector Hidrocarburos. 2004.
- Ministerio de Energía y Minas Dirección General de Hidrocarburos

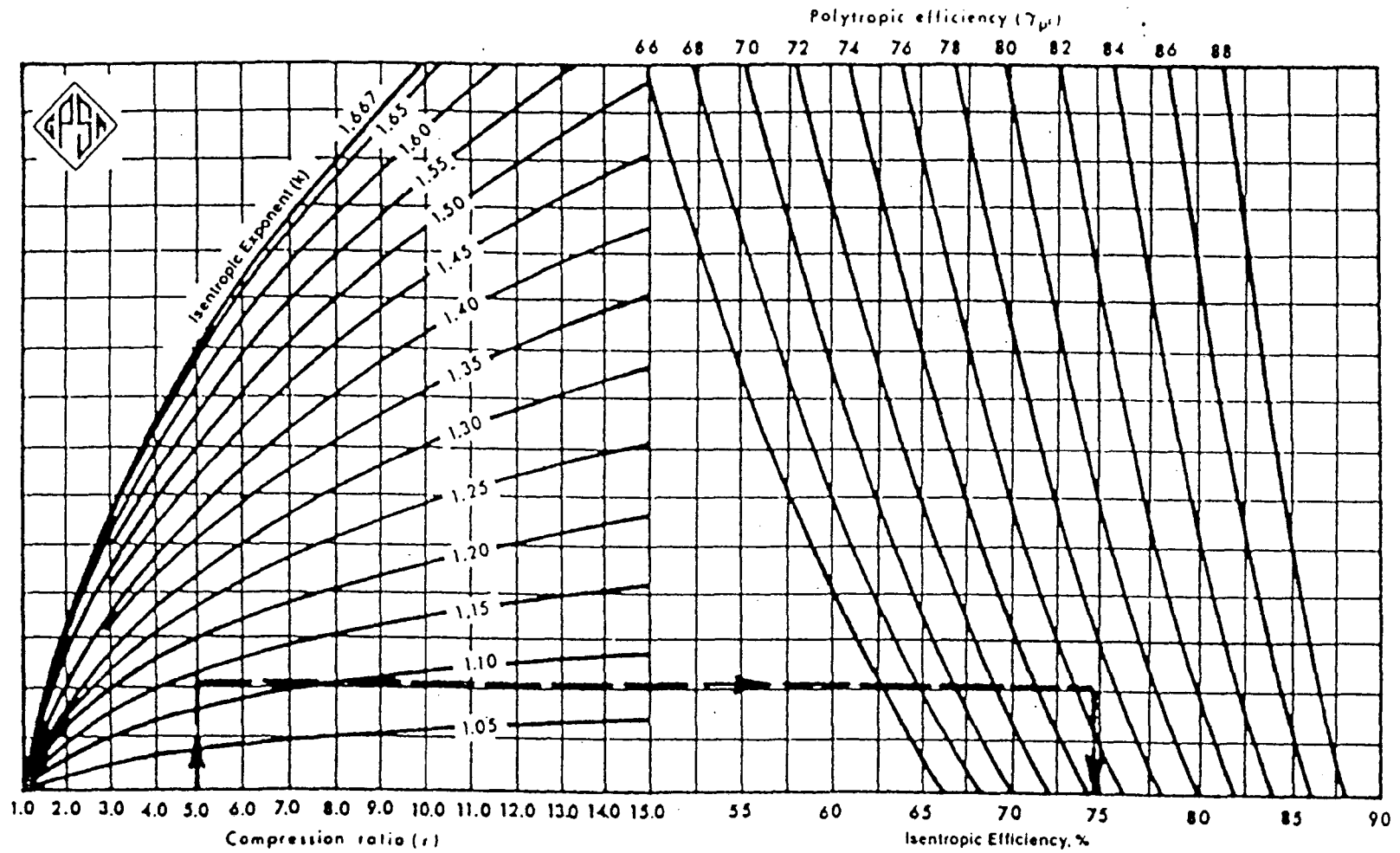
# **ANEXOS**

# APÉNDICE



FIG. 13-37

Efficiency Conversion



# Approximate Heat-Capacity Ratios of Hydrocarbon Gases

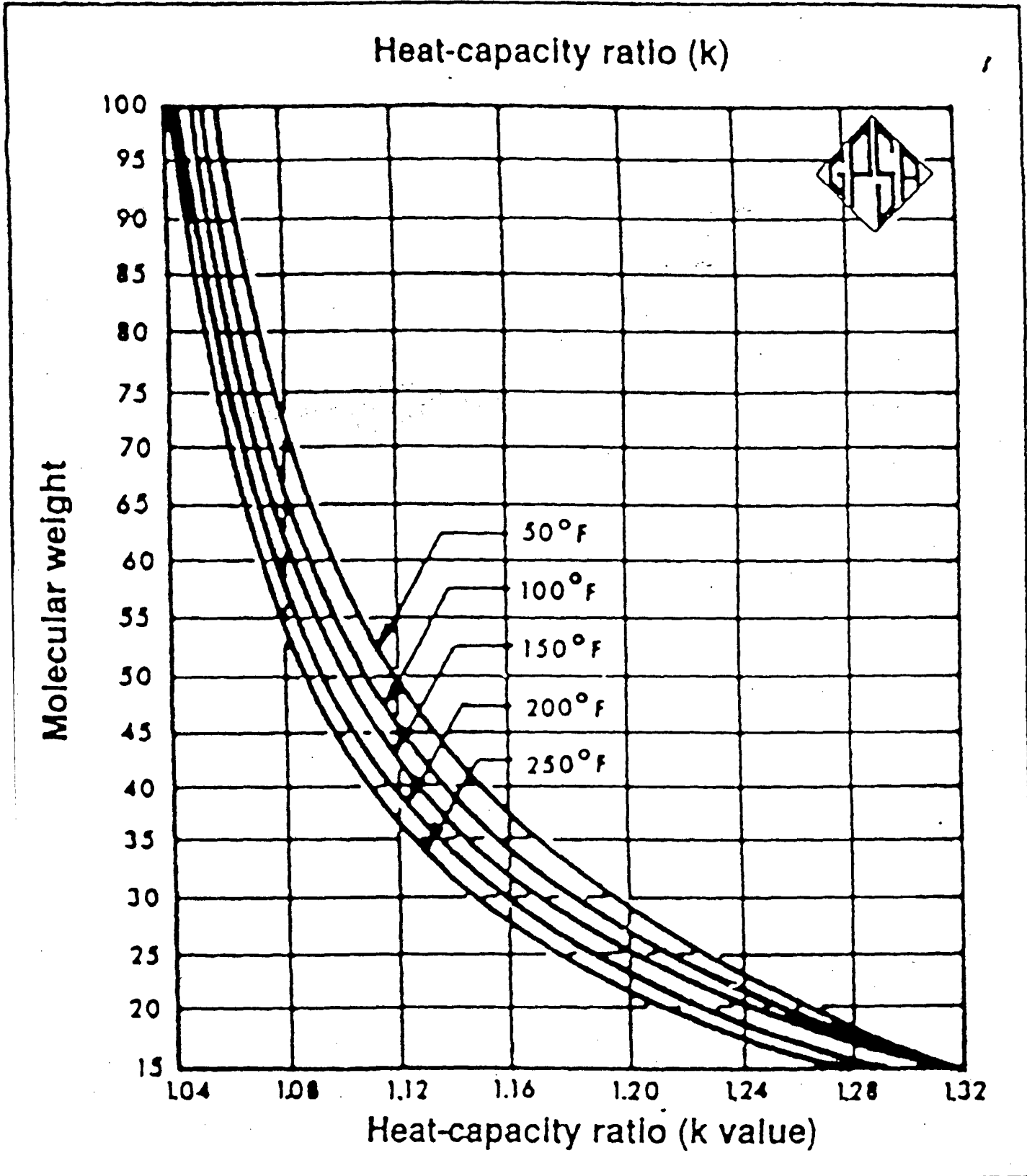


TABLE 2,8  
Properties of natural gas components

GPA Publication 2172-7

Component	Ideal Gas Specific Gravity	Ideal Gross Heating Value <sup>a</sup> Btu/lb, at 60F, 1 atm (760 mm Hg)	Compressibility Factor <sup>b</sup> Z, at 60F, 1 atm	Summation Factor <sup>a/b</sup>
<u>Hydrocarbons</u>				
Methane	0.5539	1009.7	0.9981	0.0436
Ethane	1.0382	1768.8	0.9916	0.0917
Propane	1.5225	2517.5	0.9820	0.1342
Isobutane	2.0068	3252.7	0.9696	0.1744
n-Butane	2.0068	3262.1	0.9667	0.1825
Isopentane	2.4911	4000.3	0.9482 (f)	0.2276
n-Pentane	2.4911	4009.6	0.9435 (f)	0.2377
n-Hexane	2.9753	4756.2	0.920 (f)	0.283
n-Heptane(g)	3.4596	5502.8	0.920 (f)	0.283
Hexanes plus	(h)	(h)	(h)	
<u>Nonhydrocarbons</u>				
Air	1.0000	—	0.99959	0.0202
Carbon Dioxide	1.5195	—	0.99432	0.0640(d)
Carbon Monoxide	0.9671	321.37	0.99953	0.0217
Helium	0.1382	—	1.00048	-0.017 (e)
Hydrogen	0.0696	325.02	1.00060	—
Hydrogen Sulfide	1.1765	637(c)	0.9903	0.0985
Nitrogen	0.9672	—	0.99973	0.0164
Oxygen	1.1048	—	0.99927(i)	0.0270

NGPA Publication 2145-71: "Physical Constants of Paraffin Hydrocarbons and Other Components Natural Gas" for hydrocarbons; IGT Bulletin 32 for nonhydrocarbons.

ASTM DS 4A: "Physical Constants of Hydrocarbons C<sub>1</sub> to C<sub>10</sub>" for C<sub>1</sub>-C<sub>4</sub>; IGT Bulletin 32 for other components.

For combustion to gaseous SO<sub>2</sub>.

Pseudo value for mixtures containing less than 20% CO<sub>2</sub>.

Pseudo value for mixtures containing less than 1% He.

For the hypothetical gas.

Applicable for mixtures containing less than 0.05 percent heptanes.

Properties of hexanes plus fractions may vary widely, and should be determined by a mutually agreed method.

AGA Report No. 3, 1969.

NOTE: To prevent confusion, note that Ideal Specific Gravities shown in IGT Bulletin No. 32 are based on 1 molecular weights and referenced to real air; values in this Table are based on 1969 molecular weights and referenced to ideal air.

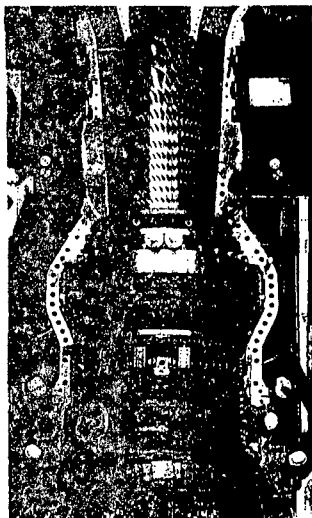
# GT

The GT24/GT26 gas turbines

Over 100 generators

**ABB**

# Introducing the unique gas turbine with a built-in performance record.



## Responding to a changing industry.

Around the world, utilities and independent power producers are facing unprecedented change. Deregulation is leading to greater competition at a time of shifting trends in consumption. Tighter emissions legislation and local regulatory authorities make environmental compliance essential.

Power generators need to ensure reliability of supply but simultaneously reduce the cost per kilowatt hour of producing electricity. The challenge, as always, is to raise efficiency.

## But is this possible?

Recognizing the importance of these issues, we have developed a way to lower kilowatt hour cost without reducing plant availability or compromising emissions limitations.

The solution is the compact GT24/GT26 sequential combustion gas turbines. Sequential combustion actually raises net efficiency to nearly 58% in combined cycle operation. And it does all this with relatively low firing temperatures.

Consequently, while efficiency levels and power density increase, negative factors such as mechanical stress are significantly

reduced compared with conventional gas turbines producing similar outputs.

Unusually low environmental emissions are achieved with our unique, dry low NOx EV burner technology, proven by more than 300,000 hours of operation.

The GT24 and GT26 represent a unique approach in heavy duty gas turbine technology, and include many major components and subsystems that have been proven over many years and in more than 1,000 applications.

Performance Data	GT24	GT26
<b>Simple Cycle</b>	<b>60Hz</b>	<b>50Hz</b>
Output [MW]	183	265
Exhaust Mass Flow [kg/sec]	391	562
Efficiency [%]	38.3	38.5
Exhaust Gas Temperature [°C]	640	640
<b>Combined Cycle*</b>	<b>60Hz</b>	<b>50Hz</b>
Net Output [MW]	271	393
Net Efficiency [%]	57.6	57.9

\* Basis: cooling tower cooling

Feature	GT24	GT26
Frequency	1	1
Tip Speed	1	1
Diameter	1	1.2
Velocity	1	1
Blade length	1	1.2
Flow	1	1.44 (1.2 <sup>3</sup> )
Power	1	1.44 (1.2 <sup>3</sup> )
Torque	1	1.73 (1.2 <sup>3</sup> )
Power density	1	1

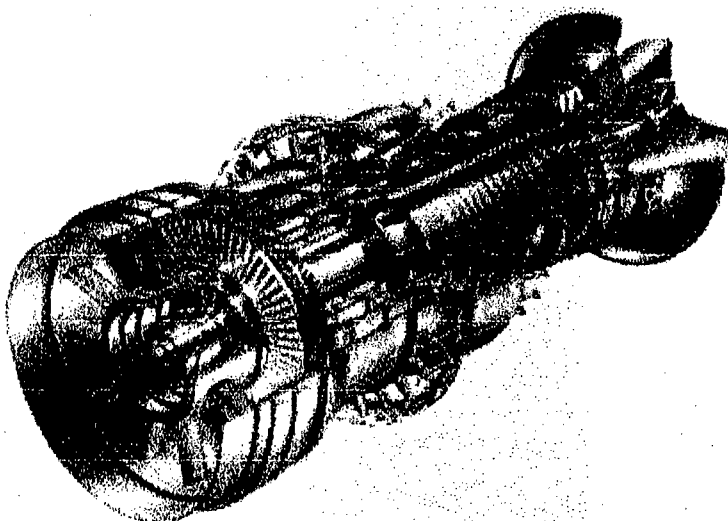
compresor convencional, aunque queda dentro de los límites de la tecnología que se ha aplicado [14]. El aire comprimido es calentado en la primera cámara de combustión (combustor EV). Después de añadir aproximadamente el 60% del combustible (a plena carga), los gases de combustión se expanden en el primer escalón de la turbina. En esta turbina de alta presión (AP) y un solo escalón, la presión se reduce desde 30 bar hasta aproximadamente 15 bar.

El combustible restante es añadido en una segunda cámara de combustión (combustor SEV), donde los gases se calientan de nuevo hasta la temperatura máxima de entrada en la turbina. Seguidamente se produce la expansión final en la turbina de baja presión (BP) de cuatro escalones. En **Fig. 1** se muestra el ciclo termodinámico del proceso de combustión secuencial, mientras que en **Fig. 2** se compara el ciclo del proceso de combustión secuencial con un ciclo convencional. Puede observarse que, para la misma potencia de salida, en el ciclo de combustión secuencial se necesita una temperatura menor a la entrada de la turbina.

La combustión secuencial no es un proceso nuevo en la generación de energía eléctrica. Ya durante los años cincuenta y sesenta, ABB suministró 24 centrales con diferentes combinaciones de refrigeración intermedia en el compresor y con combustión de dos fases en la turbina. Nueve de dichas centrales continúan en funcionamiento. ABB, por lo tanto, tiene varias décadas de experiencia en los sistemas de combustión secuencial [7].

**Características de diseño  
el combustor EV de las turbinas  
GT24/GT26**

El primer combustor es una cámara anular de combustión equipada con 30 quemadores secos EV con baja emisión de NO<sub>x</sub>, de eficacia suficientemente acreditada. El quemador EV (las siglas EV proceden del término «environmental») [16] tiene la ventaja de realizar una combustión con bajas emisiones de NO<sub>x</sub> sin inyección de agua o vapor. Probados comercialmente por primera vez en 1990 en la compañía Midland Cogene-



Vista seccionada de la avanzada turbina a gas GT24/GT26 de ABB

1

ration Venture de Michigan (USA), las centrales que hoy utilizan los quemadores EV han superado las 800.000 horas de funcionamiento con una alta fiabilidad.

El diseño anular compacto de la cámara de combustión es otro de los componentes clave del sistema de combustión secuencial. Ha sido probado ya en las turbinas de gas GT10 (25 MW) y GT13E2 (165 MW)

[1, 17]; estas últimas fueron puestas en funcionamiento con éxito en Japón en 1993. Presentadas en 1991, hasta la fecha se han pedido 53 unidades de la GT13E2, 48 de las cuales ya están en funcionamiento.

Esta cámara de combustión, muy compacta, tiene una estructura portante con revestimientos segmentados, refrigerados por convección. No existen películas de-

**Tabla 1:  
Datos técnicos de las turbinas a gas GT24 y GT26  
(ciclo simple, metano)**

		GT24	GT26
Potencia neta*	MW	165	265
Rendimiento (PCI)*	%	37.9	38.2
Rendimiento térmico (PCI)*	Btu/kWh	9,000	8,930
Relación de compresión	=	30	30
Caudal másico a la salida	kg/s	378	545
Temperatura a la salida	°C	610	610
Velocidad del eje	rpm	3,600	3,000
Emisiones de NO <sub>x</sub>	vppm	< 25	< 25
Número de etapas			
compresor	-	22	22
turbina	-	5	5
Número y tipo de combustores anulares	-	1 EV	1 EV
	-	1 SEV	1 SEV
Número de quemadores EV/SEV	-	30/24	30/24

\* = en los terminales del generador

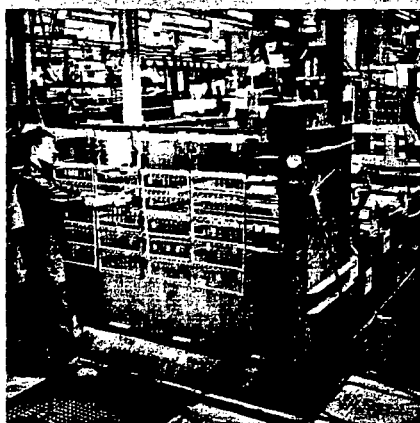
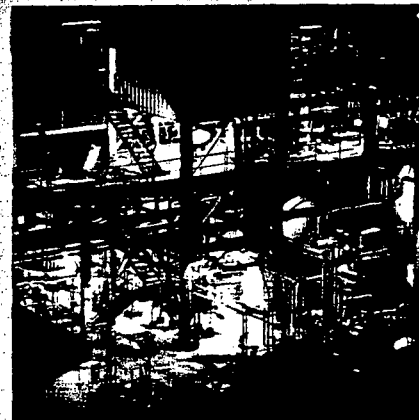
Compact NS protege

# también los motores

Cuando se equipan con unidades de disparo tipo MA, los interruptores Compact NS pueden combinarse con contactores y relés de protección

Telemecanique.

Estos conjuntos de protección y control de motores ofrecen performances y confiabilidad incomparables.



## coordinación tipo 2

Por su excepcional capacidad de limitación de corriente, los interruptores Compact NS protegen eficazmente los contactores contra los cortocircuitos.

La mayoría de las combinaciones de Compact NS y contactores Telemecanique ofrece coordinación tipo 2, el máximo nivel definido por la norma IEC 947-2. El resultado es la máxima vida útil del contactor.



0,37 kW hasta 37 kW

**Compact NS80**

con unidad de disparo incluida

■ Icu = 70 kA rms

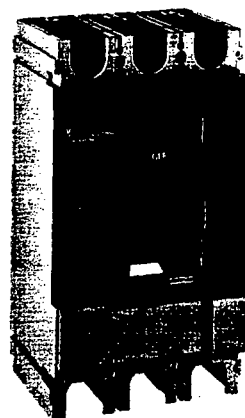
■ Ics = 100 % Icu



30 kW hasta 110 kW

**Compact NS100 hasta NS250**

con unidad de disparo MA

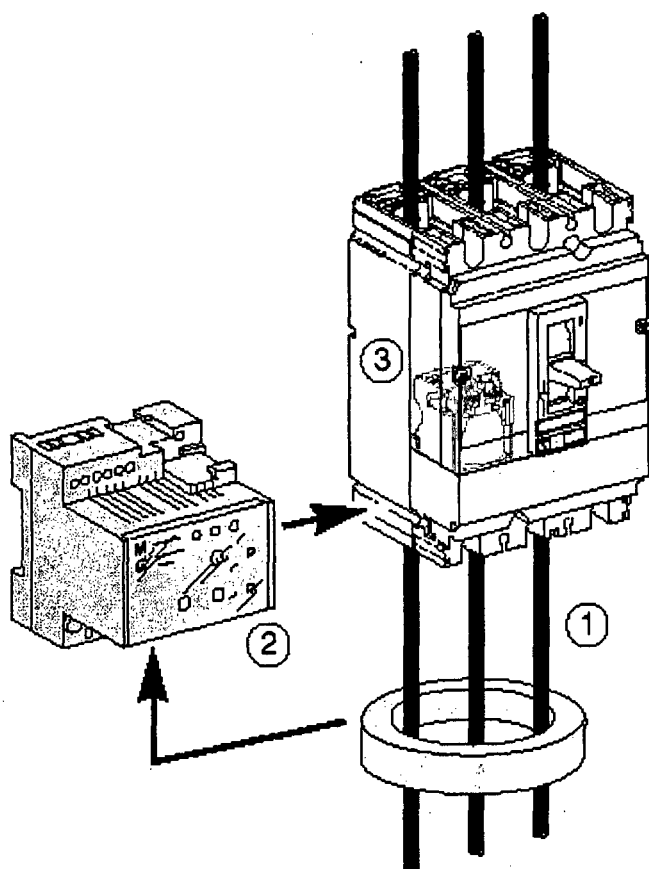


132 kW hasta 250 kW

**Compact NS400 hasta NS630**

con unidad de disparo MA

## asociación interruptor automático Compact + relé diferencial Vigirex



- ① toroidal de medida de la intensidad diferencial residual
- ② relé Vigirex de detección de defectos diferenciales
- ③ bobina de disparo auxiliar MN o MX para el disparo por defecto diferencial.

### Conformidad con las normas

- CEI 947-2 anexo B;
- decreto del 14·Noviembre 1988
- CEI 255-4 / UNE 21136 y CEI 801-2 a 5: protección contra los disparos intempestivos debidos a las sobretensiones pasajeras, rayos, conmutaciones de aparatos en la red, descargas electrostáticas, ondas radioeléctricas;
- CEI 755: clase A. Insensibilidad a las componentes continuas de hasta 6 mA;
- funcionamiento hasta -25°C, siguiendo la norma VDE 664.

**Informaciones completas sobre la gama Vigirex:** consultar el capítulo específico en este catálogo, pág.147.

Solución aplicable para todos los interruptores automáticos de la gama Compact.

Para los Compact NS100 a NS630 los relés Vigirex permiten incorporar la protección diferencial cuando:

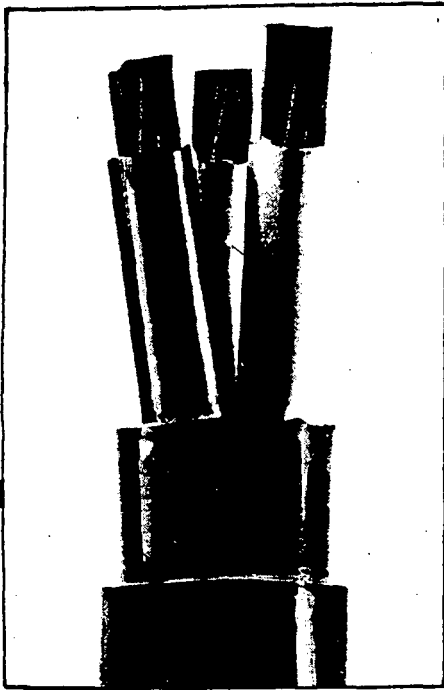
- son necesarios valores particulares de umbrales de disparo o temporizaciones;
- importantes limitaciones de la instalación (interruptor automático ya instalado y embornado, espacio disponible limitado, etc).

### Características de los relés Vigirex

Dispositivos diferenciales residuales con toroidal separado :

- sensibilidad regulable de 30 mA a 250 A;
- temporización con 8 escalones (0 a 1 s);
- toroidales cerrados ( $\varnothing$  30 a 300 mm);
- opciones:
  - señalización de disparo por contacto de seguridad positiva,
  - señalización luminosa y contacto de prealarma (umbral:  $0,5 \times I\Delta n$ ),
  - red a 400 Hz, etc.





## CABLES TIPO NYY

Tensión de Servicio : 1,000 voltios

Norma de Fabricación: ASTM-B3 y B8 para los conductores  
CEI 20-14 para el aislamiento.

Temperatura de Operación : 80° C

### ● DESCRIPCION

Conductores de cobre electrolítico blando, sólidos o cableados concentrico. Aislamiento de cloruro de polivinilo ( PVC ) y protección exterior con una chaqueta de PVC color negro.

### ● USOS

Aplicación general como cable de energía. Aptos para ser utilizados en redes de distribución, instalaciones industriales, en edificios. Pueden ser instalados en instalaciones fijas en ambientes interiores (en bandejas, canaletas, engrampados, etc.), a la intemperie, en ductos subterráneos o directamente enterrado cuando no requieran protección mecánica. En lugares secos o húmedos.

### ● CARACTERISTICAS PARTICULARES

Este cable reúne magníficas propiedad eléctricas y mecánicas. Resistencia a ácidos, grasas, aceites y a la abrasión.

Los empalmes, derivaciones y terminales, pueden ser hechos fácilmente por el método convencional de moldes con resina o bien simplemente encintados. Estos cables no propagan la llama.

### ● EMBALAJE

En carretes de madera.

### ● COLORES

Aislamiento	:	1 conductor	:	blanco
		2 conductores	:	blanco, negro
		3 conductores	:	blanco, negro, rojo
		4 conductores	:	blanco, negro, rojo, azul

Chaqueta Exterior : Negro

### ● DATOS PARA LOS PEDIDOS

Cable de energía tipo NYY 1,000 voltios, calibre en mm<sup>2</sup>, longitud en metros.

### ● NOTA

Para aplicaciones especiales, puede ser necesario un cable con protección adicional con armadura de flejes de acero tipo NYBY. Cuando existan estos y otras condiciones especiales, sírvanse consultar con nuestro Departamento Comercial.



Nº conduct. CALIBRE Nº/ mms.2	Forma de los conduct.	Nº de Hilos	ESPESOR		Ø Exterior	PESO Aproximado Kg./Km.	CORRIENTE amp.	
			Aislamiento	Cubierta			En tierra	En aire
			mm.	mm.	mm.	Kg./Km.		
<b>UNIPOLARES</b>								
1 x 2.5	re	1	1.5	1.8	8.38	95	43	34
1 x 6	re	1	1.5	1.8	9.36	155	76	60
1 x 10	re	1	1.5	1.8	10.17	205	100	80
1 x 35	rm	7	1.5	1.8	14.18	475	201	160
1 x 70	rm	19	1.5	1.8	17.45	840	296	236
1 x 120	rm	37	1.6	2.0	21.44	1,360	403	322
1 x 185	rm	37	2.0	2.0	25.66	2,050	532	425

**DOS CONDUCTORES**

2 x 2.5	re	1	0.9	1.8	12.86	209.9	40	32
2 x 6	re	1	1.0	1.8	15.48	333.8	65	52
2 x 10	re	1	1.0	1.8	18.00	449.7	90	72
2 x 16	rm	7	1.0	2.0	19.80	687.4	120	96
2 x 35	rm	7	1.2	2.0	26.40	1,313.9	185	150

**TRES CONDUCTORES**

3 x 2.5	re	1	0.9	1.8	13.45	244.3	35	28
3 x 6	re	1	1.0	1.8	16.28	404.0	60	48
3 x 10	re	1	1.0	1.8	18.24	557.2	80	64
3 x 16	rm	7	1.0	2.0	21.00	882.5	110	88
3 x 35	sm	19	1.2	2.0	22.49	1,444.5	165	130
3 x 70	sm	19	1.4	2.2	29.00	2,618.1	245	195
3 x 120	sm	37	1.6	2.2	35.22	4,234.5	340	270
3 x 185	sm	37	2.0	2.4	42.10	6,482.8	445	355
3 x 300	sm	61	2.4	3.0	56.60	10,200.4	590	470
3 x 400	sm	61	2.6	3.2	65.00	13,276.6	700	560

**TETRAPOLARES**

4 x 2.5	re	1	0.9	1.8	13.90	285.9	35	28
4 x 6	re	1	1.0	1.8	16.40	494.1	60	48
4 x 10	re	1	1.0	2.0	19.10	708.2	80	64
4 x 16	rm	7	1.0	2.0	23.50	1,036.8	110	88
3 x 35/16	rm	7/7	1.2/1.0	2.0	28.50	1,836.9	165	130
3 x 70/35	rm	19/7	1.4/1.2	2.2	37.60	3,414.8	245	195
3 x 120/70	rm	37/19	1.6/1.4	2.6	47.40	5,682.3	340	270
3 x 185/95	rm	37/19	2.0/1.6	3.0	57.90	8,523.5	445	355

**CALIBRES ACEPTADOS COMO EQUIVALENTES**



Calibre Standard mm <sup>2</sup>	Diámetro Standard (*) mm $\phi$	Calibre AWG/MCM	Sección Real del Calibre AWG/MCM mm <sup>2</sup>	Diámetro Real del Conductor sólido mm $\phi$
0.005		30 AWG	0.0509	0.2548
	0.3	29	0.0642	0.2859
		28	0.0810	0.3211
0.10	0.4	27	0.1021	0.3606
		26	0.1288	0.4049
	0.5	25	0.1624	0.4547
		24	0.2047	0.5106
0.25	0.6	23	0.2582	0.5733
	0.7	22	0.3255	0.6439
	0.8	21	0.4105	0.7229
0.50	0.9	20	0.5176	0.8118
	1.0	19	0.6527	0.9116
0.75		18	0.8231	1.024
1.00		17	1.038	1.150
—		16	1.309	1.291
1.5		15	1.650	1.450
		14	2.081	1.628
2.5		13	2.624	1.828
—		12	3.309	2.053
4		11	4.172	2.305
—		10	5.261	2.588
6		9	6.634	2.906
—		8	8.366	3.264
10		7	10.55	3.665
—		6	13.30	4.115
16		5	16.77	4.621
—		4	21.15	5.189
25		3	26.67	5.827
35		2	33.63	6.544
—		1	42.41	7.348
50		1/0	53.48	8.252
70		2/0	67.43	9.266
—		3/0	85.03	10.40
95		4/0	107.2	11.68
120		250 MCM	126.7	
150		300	151	
185		400	202	
240		500	253	
300		600	303	
400		800	407	
500		1000	511	

(\*) Diámetros standard para alambres telefónicos.