

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**EVALUACION TECNICO-ECONOMICA PARA  
EL APROVECHAMIENTO DEL GAS NATURAL  
VENTEADO DESDE PLATAFORMAS MARINAS**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE**

**INGENIERO MECANICO**

**JOSE MARTIN CASADO MARQUEZ**

**PROMOCION: 1990-1**

**LIMA - PERU**

**1993**

# TABLA DE CONTENIDOS

	<u>Pág.</u>
SIMBOLOGIA	VII
PROLOGO	15
CAPITULO 1: INTRODUCCION	19
CAPITULO 2: GAS NATURAL	
2.1.0.0. DEFINICIONES	24
2.1.0.1. Origen del gas natural	25
2.1.0.2. Composición del gas natural	25
2.1.0.3. El gas natural en el mundo actual	25
2.1.1.0. USOS DEL GAS NATURAL	26
2.1.1.1. Usos del gas natural en su propia planta de producción	26
2.1.1.2. Usos del gas natural en la industria	28
2.1.2.0. VENTAJAS DEL USO DEL GAS NATURAL	31
2.2.0.0. PROCESAMIENTO PRIMARIO DEL GAS NATURAL	32
2.2.1.0. ACONDICIONAMIENTO DEL GAS NATURAL	32
2.2.2.0. RIQUEZA DEL GAS NATURAL	34
2.3.0.0. UNIDADES DE PROCESAMIENTO DE GAS NATURAL (UPGN)	35
2.3.1.0. PRODUCTOS OBTENIDOS EN UNA UPGN	35
2.3.2.0. SELECCION DEL PROCESO	37
2.3.2.1. Proceso de refrigeración simple	40
2.3.2.2. Proceso de refrigeración por absorción	40
2.3.2.3. Proceso de expansión Joule-Thomson	42
2.3.2.4. Proceso de turbo-expansión	42

	<u>Pág.</u>
2.3.2.5. Estabilización del condensado	44
2.3.2.6. Control del punto de rocío	44
2.4.0.0. DESHIDRATAACION	45
2.4.1.0. AGUA EN EL GAS NATURAL	45
2.4.2.0. HIDRATOS	47
2.4.3.0. DESHIDRATAACION POR ABSORCION	48
2.4.4.0. DESHIDRATAACION POR ADSORCION	48

### CAPITULO 3 : COMPRESORES

3.1.0.0. TERMODINAMICA DEL PROCESO DE COMPRESION	52
3.1.1.0. ECUACIONES FUNDAMENTALES	52
3.1.2.0. DIAGRAMAS $p-v$ Y $T-s$	53
3.1.3.0. ECUACIONES DE ENERGIA PARA PROCESOS DE COMPRESION	55
3.2.0.0. EFICIENCIAS DE LOS COMPRESORES	57
3.2.1.0. EFICIENCIA MECANICA	57
3.2.2.0. EFICIENCIA ISOTERMICA	57
3.2.3.0. EFICIENCIA ISOENTROPICA	58
3.3.0.0. COMPRESION POR ETAPAS	59
3.3.1.0. CANTIDAD DE ETAPAS. PRESION INTERMEDIA OPTIMA	60
3.4.0.0. TIPOS DE COMPRESORES	61
3.4.1.0. COMPRESORES ALTERNATIVOS	62
3.4.1.1. Procesos de compresión y expansión del gas	64
3.4.1.2. Potencia y eficiencia	65
3.4.1.3. Volumen muerto	67
3.4.1.4. Tipos constructivos	71
3.4.1.5. Diagrama indicado	76

	<u>Pág.</u>
3.4.1.6. Curvas características	76
3.4.1.7. Regulación del caudal	77
3.4.1.8. Balance energético del compresor	82
3.4.1.9. Funcionamiento económico	85
3.4.1.10. Estructura de los compresores	85
3.4.1.11. Mantenimiento de los compresores	92
3.4.2.0. COMPRESORES ROTATIVOS	100
3.4.2.1. Compresores de paletas deslizantes	100
3.4.2.2. Compresores de tornillo	101
3.4.3.0. TURBOCOMPRESORES	103
3.4.3.1. Compresor centrífugo	103
3.4.3.2. Compresor axial	105
3.5.0.0. PLANTAS DE COMPRESION DE GAS NATURAL (PCGN)	106
3.5.1.0. BREVE DESCRPCION DE LA PCGN SITUADA EN LA PLATAFORMA PN-1	108

#### CAPITULO 4 : EVALUACION TECNICA

4.0.0.0. GENERALIDADES	112
4.1.0.0. CAUSAS DE LA CAIDA DEL RENDIMIENTO UNA PCGN	112
4.2.0.0. CAUSAS DEL VENTEO DE GAS NATURAL EN LAS UNIDADES DE COMPRESION DE UNA PCGN	114
4.3.0.0. INFLUENCIA DEL VENTEO DE GAS NATURAL EN LA ATMOSFERA	115
4.3.1.0. CONTAMINACION ATMOSFERICA	115
4.3.2.0. HIDROCARBUROS NO COMBUSTIONADOS	116
4.4.0.0. PARAMETROS REQUERIDOS PARA EL PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION	117

	<u>Pág.</u>
4.5.0.0. ALTERNATIVAS DE SOLUCION PROPUESTAS PARA EL APROVECHAMIENTO DEL GAS NATURAL QUE SE DEJARIA DE VENTEAR	131
4.5.1.0. <u>ALTERNATIVA A</u> : REGULACION SIMULTANEA DE LA RELACION DE VOLUMEN MUERTO DEL CILINDRO DE LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION, DE LA VELOCIDAD DE ROTACION DEL CIGÜEÑAL DEL COMPRESOR Y ESTRANGULACION DEL GAS	132
4.5.2.0. <u>ALTERNATIVA B</u> : EJECUCION DE LAS REGULACIONES PROPUESTAS EN LA ALTERNATIVA A EN DOS ETAPAS	135
4.5.3.0. <u>ALTERNATIVA C</u> : COMBINACION DE LAS ALTERNATIVAS A Y B	139
4.6.0.0. ANALISIS DE SENSIBILIDAD DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION PROPUESTAS	140
 TABLAS Y GRAFICOS	 142
 <b>CAPITULO 5: EVALUACION ECONOMICA</b>	
5.0.0.0. GENERALIDADES	172
5.1.0.0. PRESUPUESTO REQUERIDO PARA LA REPARACION DE ; LA UNIDAD DE COMPRESION COG 042	173
5.2.2.0. ANALISIS ECONOMICO DE CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION PROPUESTAS	173
5.2.1.0. ESTIMACION PESIMISTA	174
5.2.1.1. Alternativa A	175
5.2.1.2. Alternativa B	181
5.2.1.3. Alternativa C	187

	<u>Pág.</u>
5.2.1.4. Determinación de los puntos de equilibrio y elección de la mejor alternativa	191
5.2.2.0. ESTIMACION RAZONABLE	192
5.2.2.1. Alternativa A	193
5.2.2.2. Alternativa B	196
5.2.2.3. Alternativa C	198
5.2.2.4. Determinación de los puntos de equilibrio y elección de la mejor alternativa	201
5.2.3.0. ESTIMACION OPTIMISTA	202
5.2.3.1. Alternativa A	203
5.2.3.2. Alternativa B	204
5.2.3.3. Alternativa C	206
5.2.3.4. Determinación de los puntos de equilibrio y elección de la mejor alternativa	207
5.3.0.0. ESTIMACION DEL TIEMPO MAXIMO DE APLICACION DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA CADA ESTIMACION REALIZADA	208
 TABLAS Y GRAFICOS	 210
 <b>CÓNCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
 - DE TIPO TECNICO	 217
- DE TIPO ECONOMICO	221
- DE TIPO ESTADISTICO	224
- DE TIPO ECOLOGICO	227

	<u>Pág.</u>
BIBLIOGRAFIA	229
PLANOS	
APENDICES	231
- APENDICE A: ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LA UNIDAD DE COMPRESION EN ESTUDIO	232
- APENDICE B: ALGORITMO PARA CALCULAR FACTORES DE COMPRESIBILIDAD DE UN GAS	237
- APENDICE C: DETERMINACION DE LA VISCOSIDAD ABSOLUTA DE UNA MEZCLA DE GASES EN FUNCION DE LA TEMPERATURA	245
- APENDICE D: ALGORITMO PARA CALCULAR EL FACTOR DE FRICCION DE UN FLUJO TURBULENTO	247
- APENDICE E: ALGORITMO PARA CALCULAR LA CAIDA DE PRESION DEL GAS EN SU FLUJO POR LOS DIVERSOS TRAMOS DE SU RECORRIDO POR LA UNIDAD DE COMPRESION	249
- APENDICE F: TEORIA BREVE ACERCA DEL PROCESO DE PRODUCCION DE PETROLEO POR EL METODO DE LEVANTAMIENTO ARTIFICIAL (GAS LIFT)	255
- APENDICE G: ARTICULO PERIODISTICO: "SUSTANCIAS QUIMICAS Y GASES VOLCANICOS DETERIORAN LA PROTECTORA CAPA DE OZONO"	262
- APENDICE H: ARTICULO PERIODISTICO: "RESERVAS PROBADAS DE PETROLEO HAN DESCENDIDO VERTIGINOSAMENTE"	263
- APENDICE I: NORMAS TECNICAS PARA COMPRESORES RECIPROCANTES EN OPERACIONES DE PRODUCCION DE PETROLEO Y GAS NATURAL SEGUN LA AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API)	264

# SIMBOLOGIA

<u>SIMBOLO</u>	<u>MAGNITUD</u>	<u>UNIDAD EMPLEADA</u>
<i>A</i>	Area	
<i>B</i>	Producción de petróleo	<i>bpd</i>
<i>c</i>	Relación de volumen muerto	
	Relación de volumen muerto en el extremo exterior	
<i>c<sub>i</sub></i>	Relación de volumen muerto en el extremo interior	
	Calor específico a presión constante	<i>kJ/kg.K</i>
	Calor específico a volumen constante	<i>kJ/kg.K</i>
<i>D</i>	Diámetro interno de tubería de gas	<i>m</i>
<i>d</i>	Diámetro interno de los tubos del radiador	<i>m</i>
<i>e<sub>rel</sub></i>	Error relativo	
<i>ev</i>	Eficiencia volumétrica real	
<i>evc</i>	Eficiencia volumétrica convencional	
<i>F</i>	Fuerza	<i>N</i>
<i>f</i>	Holgura Factor de fricción	<i>mm</i>
<i>f<sub>m</sub></i>	Fracción de masa	
<i>f<sub>n</sub></i>	Fracción molar	%
<i>frc</i>	Factor de recuperación de capital	
<i>g</i>	Aceleración de la gravedad	<i>m/s<sup>2</sup></i>
<i>h</i>	Entalpía específica Altura	<i>kJ/kg</i> <i>m</i>
<i>I</i>	Ingreso económico	US \$

<u>SIMBOLO</u>	<u>MAGNITUD</u>	<u>UNIDAD EMPLEADA</u>
	Número de etapas de compresión	
	Tasa de interés crediticio	%
	Número natural	
	Número de efectos de compresión (1 ó 2)	
$k$	Indice isoentrópico	
	Rugosidad relativa	
	Constante de proporcionalidad	
	Coefficiente de cambio brusco de dirección	
$L$	Longitud de los tubos del radiador	$m$
$M$	Monto o total	US \$
	Peso molecular	
$m$	Factor que depende del factor acéntrico	
$m$	Flujo de masa	$kg/s$
	Flujo de masa de gas admitido	$kg/s$
$m_f$	Flujo de masa de gas que fuga	$kg/s$
	Flujo de masa de petróleo	$kg/s$
$N$	Velocidad de rotación	$RPM$
$n$	Exponente politrópico	
	Número de pasos de un intercambiador de calor	
	Tiempo	$días$
$n_{exp}$	Eficiencia de expansión	%
	Eficiencia mecánica	
	Eficiencia isotérmica	
	Eficiencia isoentrópica	
$P$	Pérdida o lucro cesante	US \$
$p$	Presión	$psig, Bar abs.$
$p_f$	Presión final del gas	$Bar abs.$

<u>SIMBOLO</u>	MAGNITUD	UNIDAD EMPLEADA
$P_{crít}$	Presión crítica	<i>Bar abs.</i>
$P_{pc}$	Presión pseudo-crítica	<i>Bar abs.</i>
$P_R$	Presión de interenfriamiento	<i>Bar abs.</i>
$P_{u.e}$	Presión en la última etapa de compresión	<i>Bar abs.</i>
$P_{suc}$	Presión en la succión	<i>Bar abs.</i>
$Q_p$	Caudal de petróleo	$m^3/s$
$q$	Calor transferido por unidad de masa	$kJ/kg$
$R$	Constante del gas Rentabilidad	$kJ/kg.K$ US \$
$Re$	Número de Reynolds	
$S$	Carrera de compresión Ahorro económico	$m$ US \$
$s$	Entropía específica	$kJ/kg.K$
$sc$	Superficie de control	
$T$	Temperatura absoluta	$K$
$T_{crít}$	Temperatura crítica	$K$
$T_{pc}$	Temperatura pseudo-crítica	$K$
$t$	Tiempo	$s$
	Volumen muerto	
$V_{mV}$	Volumen muerto verdadero	
	Volumen de desplazamiento	
$\dot{V}_a$	Caudal de gas aspirado	$m^3/min$
$\dot{V}_d$	Caudal de gas desplazado	$m^3/min$
$V_{exp}$	Volumen de gas expulsado después de la compresión	$m^3$
$V_{ingreso}$	Caudal de ingreso	$m^3/min, mcf/d$
	Caudal de gas comprimido	$m^3/min, mcf/d$

SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD EMPLEADA
$\dot{V}_{comb}$	Caudal de gas usado como combustible	$m^3/min, mcf d$
$V_{m reg}$	Volumen muerto regulado	
$V_{a reg}$	Volumen aspirado regulado	$m^3$
$\dot{V}_p$	Caudal de gas producido	$m^3/min, mcf d$
$V_R$	Caudal de gas reciclado	$m^3/min, mcf d$
$\dot{V}_{salida}$	Caudal de salida	$m^3/min$
$\dot{V}_v$	Caudal de gas venteado	$m^3/min, mcf d$
$v$	Volumen específico Velocidad	$m^3/kg$ $m/s$
$v_c$	Volumen de control	
	Velocidad del gas no asociado	$m/s$
$\dot{W}_c$	Potencia real de compresión	$kW$
$\dot{W}_{eje}$	Potencia al eje	$kW$
$w$	Factor acéntrico Trabajo específico	$kJ/kg$
$w_c$	Trabajo específico real de compresión	$kJ/kg$
	Trabajo específico isoentrópico de compresión	$kJ/kg$
	Trabajo específico isotérmico de compresión	$kJ/kg$
$z$	Factor de compresibilidad	

<u>SIMBOLOS GRIEGOS</u>	<u>MAGNITUD</u>	<u>UNIDAD EMPLEADA</u>
$\alpha$	Símbolo de proporcionalidad	
	Incremento o caída	
	Coefficiente de suministro Rugosidad de la tubería	$mm$
	Coefficiente de fugas	

<u>SIMBOLOS GRIEGOS</u>	<u>MAGNITUD</u>	<u>UNIDAD EMPLEADA</u>
$\epsilon_p$	Coefficiente de presión	
$\epsilon_t$	Coefficiente térmico	
$\phi_t$	Coefficiente de viscosidades relativo a los tubos del radiador	
$\pi$	Relación de presiones	
$\rho$	Densidad	$kg/m^3$
$\rho_{1;2}$	Densidad del gas a la salida de la primera etapa de compresión	$kg/m^3$
	Sumatoria	
$\sigma$	Diámetro de colisión	$\text{Å}$
$\mu$	Viscosidad absoluta	$kg/m.s$

<u>SUBINDICES</u>	<u>SIGNIFICADO</u>
<i>a</i>	admitido
<i>c</i>	compresión
<i>exp</i>	expansión
<i>fin</i>	final
<i>g</i>	gas
	en condiciones ideales
<i>int</i>	interenfriador
<i>m</i>	Mezcla, medio
<i>o</i>	condiciones atmosféricas o antes de la admisión
<i>opt</i>	óptimo
<i>pe</i>	postenfriador
<i>ret</i>	retorno
<i>s</i>	isoentrópico
<i>t</i>	isotérmico
<i>tot</i>	total
<i>v</i>	venteo
<i>1</i>	Condición inicial, de admisión o antes de una regulación
<i>2</i>	Condición final, de descarga o después de una regulación

# PROLOGO

El presente trabajo muestra las bondades que ofrece la regulación del caudal de gas en un compresor alternativo en cualquiera de sus modalidades, la cual llevará a un incremento en la producción de gas comprimido. Específicamente, aquí se analiza las ventajas técnicas y económicas que ofrece la regulación del caudal de gas natural en un compresor alternativo, con el fin de lograr un incremento en la producción de petróleo.

Para su mejor comprensión, este trabajo se ha dividido del siguiente modo:

En el capítulo 1 se resume el objetivo específico de la Tesis, la metodología de trabajo aplicada, sus alcances y limitaciones.

En el capítulo 2 se habla de la sustancia de trabajo: GAS NATURAL, su importancia en el desarrollo industrial, los usos y ventajas que posee respecto al petróleo y a otros combustibles, además de los procesos al que puede someterse para su mejor uso.

En el capítulo 3 se habla explícitamente de la teoría de los compresores alternativos o reciprocantes, que son del tipo usado en el presente trabajo, así como de la teoría de compresión de gases por etapas en estos compresores, sus principales componentes, los métodos de regulación de caudal más empleados, y cómo realizarles un adecuado servicio de mantenimiento. Asimismo, se habla sucintamente de otros tipos de compresores que empleados en la compresión de gas,

los principales equipos que constituyen una planta de compresión de gas natural (PCGN), y una breve descripción de la PCGN situada en la plataforma PN-1, en la cual se encuentra la unidad de compresión en estudio (COG 042).

En el capítulo 4 se habla primeramente de los perjuicios que genera el venteo de gas natural técnicamente y ecológicamente, y su redundante desventaja económica, y luego se presentan las ecuaciones matemáticas que nos permitirán determinar cómo incrementar el caudal de gas a comprimir vía una regulación del volumen muerto de la primera etapa de compresión de la unidad en estudio, así como los beneficios logrados en la producción de petróleo debido al incremento en el caudal de gas comprimido, y tres (03) alternativas que nos podrán permitir alcanzar el objetivo deseado. Cabe resaltar que los cálculos realizados tratan al gas natural como una sustancia pura, es decir, tomando en cuenta sus factores de compresibilidad ( $z$ ).

En el capítulo 5 se efectúa el análisis económico de cada una de las alternativas técnicamente propuestas mediante tres tipos de estimación: pesimista, razonable y optimista, las cuales, después de una cuidadosa evaluación de pérdidas e ingresos nos llevan a elegir la alternativa económica más rentable, y la rentabilidad que se obtendría al finalizar su aplicación.

Finalmente, para reforzar los fundamentos técnicos del presente trabajo se han insertado los apéndices cuyos fines se muestran a continuación:

APENDICEOBJETIVO

- A Especificaciones técnicas de la unidad de compresión en estudio (COG 042).
- B Cálculo de factores de compresibilidad de una mezcla de gases.
- C Cálculo de la viscosidad de una mezcla de gases en función de la temperatura.
- D Cálculo del factor de fricción en un flujo turbulento.
- E Cálculo de la caída de presión de un gas entre etapas de compresión.
- F Breve teoría del proceso de producción de petróleo por el método de levantamiento artificial (gas lift).
- G Breve descripción de los riesgos de la emisión de sustancias químicas y gases volcánicos sobre la capa de ozono, según un artículo periodístico.

- H                   Artículo periodístico que revela cuánto han descendido las reservas probadas de petróleo en el Perú.
- I                   Normas técnicas para compresores recíprocos en operaciones de producción de petróleo y gas natural según la American Petroleum Institute (API).

CAPITULO 1  
**INTRODUCCION**

En la actualidad, desde varias plataformas marinas situadas en el Noroeste peruano (mar de la provincia de Talara principalmente) se ventean (liberan a la atmósfera) grandes caudales de gas natural, los cuales son sinónimo de lucro cesante para la empresa que explota dicho gas, así como para las empresas que lo compran, pérdida de recursos naturales para el país y contaminación atmosférica.

Por lo tanto, el presente trabajo ofrece una solución para aprovechar un recurso natural tan importante en el desarrollo de nuestro país, como lo es el gas natural, en el incremento de la producción de petróleo y el volumen de venta diario de gas producido, reduciendo así su venteo (y en el mejor de los casos evitándolo), de modo que dicho caudal de gas que se dejaría de ventear sea aspirado por el compresor empleado para tales fines.

Para los datos tomados, se demuestra que la producción de petróleo puede incrementarse en dos etapas gracias al aumento del caudal de gas comprimido, las cuales se resumen del siguiente modo:

PRIMERA ETAPA: Se regula la relación de volumen muerto del extremo exterior del cilindro de la primera etapa de compresión<sup>1</sup> desde  $c_e = 14,8\%$  hasta  $c_e' = 7,28\%$ , con lo cual la producción de petróleo aumentaría desde 218 *bpd* (barriles por día) hasta 240 *bpd*, manteniendo la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor constante.

.....  
1 El compresor estudiado es de doble efecto.

SEGUNDA ETAPA: Luego de haber efectuado la sustitución de todos aquellos elementos desgastados por nuevos y legítimos a la vez, se efectúa la estrangulación del gas en la admisión, desde 20 *psig* hasta 11 *psig*, y se aumenta la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor hasta 900 *RPM*, logrando que la producción se incremente esta vez hasta 1 091 *bpd*.

La metodología de trabajo empleada en la presente Tesis es la siguiente:

- 1.- Se tomaron in situ datos de presión y temperatura en el compresor de la unidad COG 042 situada en la plataforma PN-1 durante seis (06) días de trabajo, eligiendo finalmente los más estables en el día respectivo, y los volúmenes de gas procesados en dicha plataforma aquel día.
- 2.- Se plantearon todas las ecuaciones matemáticas necesarias para calcular la presión final del gas en el momento de su inyección a los pozos. Necesariamente se tuvo que asumir una temperatura de descarga para el caso del aumento de la velocidad de rotación del cigüeñal desde 800 *RPM* hasta 900 *RPM*, dada la imposibilidad que se tuvo para realizar mediciones a esta última velocidad, las mismas que cumplen con los rangos de incremento de temperatura según las mediciones realizadas por el fabricante durante el periodo de prueba.

- 3.- Se planteó la ecuación que permitirá obtener una relación de volumen muerto en el cilindro de la primera etapa de compresión para cada caudal de gas ensayado en las condiciones termodinámicas de admisión del mismo, y así determinar la holgura que debe existir entre el pistón y la tapa del extremo exterior del cilindro.
- 4.- Se dedujo la expresión que permitirá calcular la nueva producción de petróleo en base a cada uno de los parámetros que se decidieron regular para cada una de las alternativas de solución propuestas. En las tablas 4.3 a la 4.11 se pueden apreciar sus resultados.
- 5.- Siendo el proceso de producción de petróleo en los reservorios aludidos del tipo intermitente, es decir, mediante ciclos de producción, se asume que cada uno de éstos tiene una duración constante.
- 6.- Finalmente, se efectuó la evaluación económica para elegir la alternativa más conveniente aplicando el método del análisis de equilibrio de alternativas para determinar su rentabilidad al cabo de diez (10) años (Un año antes que la unidad pase por su primera reparación general (*overhaul*)). Para dicho cálculo se hicieron tres (03) tipos de estimaciones:
  - a) Optimista, asumiendo que los reservorios de gas no asociado aledaños a la plataforma PN-1 garanticen la producción de

petróleo para los próximos diez (10) años, es decir, que no haya agotamiento apreciable de los combustibles en este lapso, y que el costo anual de mantenimiento de la unidad de compresión baje a los niveles que tuvieron antes de la caída de la producción de petróleo, a pesar de sus condiciones de operación más exigentes.

- b) Razonable, asumiendo que el costo anual de mantenimiento de la unidad sea el promedio del costo actual y el costo que tuvo antes del periodo citado arriba, debido a sus condiciones de operación más exigentes, y que los combustibles se agotan según los porcentajes que se indican en seguida<sup>1</sup>:

<u>Combustible</u>	<u>Porcentaje de agotamiento anual</u>
Petróleo	2,89
Gas natural	0,10

- c) Pesimista, considerando un porcentaje anual de agotamiento del petróleo de 7,12%<sup>2</sup> y el mismo porcentaje de agotamiento del gas, y que el costo anual de mantenimiento de la unidad de compresión sea el mismo que en la actualidad.

1 Revista técnica "World Oil" - 46<sup>th</sup> Annual International Outlook - Agosto de 1991. Volumen N° 212, N° 8. ISSN 0043 - 8790. Página 30.

2 Artículo periodístico: "Reservas de petróleo han descendido vertiginosamente", publicado en el diario "El Comercio" el día 5 de Setiembre de 1992, y que se muestra en el apéndice H.

Como suele suceder, en todo trabajo de Tesis se presentan limitaciones que restringen el buen desarrollo del mismo. En el presente trabajo se han presentado las siguientes limitaciones:

En los primeros días de trabajo tuvieron lugar muchas paradas repentinas de la unidad de compresión, impidiendo tomar un número razonable de datos en el respectivo día.

- No se pudo realizar mediciones regulando la relación de volumen muerto de la primera etapa de compresión, ya que el apoyo brindado para la realización de la Tesis no contemplaba paradas de la unidad de compresión requeridas para tal fin.
- Tampoco se pudo realizar mediciones para una velocidad de rotación del cigüeñal de 900 *RPM* por medidas de seguridad, ya que la mayoría de los elementos móviles de trabajo de la unidad de compresión son de segunda calidad, a pesar de ser legítimos, no habiendo por lo tanto garantía de operación continua.
- Restricción de transporte en el área de trabajo, lo cual impidió tomar un número suficiente de mediciones de presión y temperatura.

## CAPITULO 2

# GAS NATURAL

### 2.1.0.0. DEFINICIONES

Gas natural es el término genérico aplicado al gas que proviene de acumulaciones subterráneas, producidas por una prolongada descomposición bacteriana de la materia orgánica.

El gas natural se encuentra en dos formas:

- Como **gas asociado**, cuando está acompañado de petróleo (como en la provincia de Talara).
- Como **gas no asociado**, cuando se encuentra en yacimientos propios que no contienen petróleo. Los yacimientos de gas de **Aguaytía** y **Camisea** son de este último tipo.

El descubrimiento del gas natural en las labores petroleras era considerado como una molestia por los problemas que causaba. No era fácil separarlo, almacenarlo, transportarlo y hasta aún utilizarlo, razones por las cuales simplemente era venteado, se lo quemaba en el mismo lugar o se terminaba por cerrar los pozos cuando se trataba de gas no asociado.

#### 2.1.0.1. Origen del gas natural

Su origen es tan dudoso como lo es el origen del petróleo. Ha sido asunto de mucho debate entre geólogos y químicos. Puede ser orgánico o inorgánico, es decir, formado por la descomposición de materia animal o vegetal, o puede ser el resultado de la acción inducida del calor y la compresión de ciertas sustancias químicas situadas a grandes profundidades de la superficie terrestre.

#### 2.1.0.2. Composición del gas natural

El gas natural está compuesto principalmente por los siguientes hidrocarburos: Metano ( $\text{CH}_4$ ), comúnmente llamado "gas de pantano", y etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ). Puede contener también otros compuestos en pequeñas proporciones que se consideran impurezas, tales como azufre ( $\text{S}_2$ ), nitrógeno ( $\text{N}_2$ ), oxígeno ( $\text{O}_2$ ), dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), y en muchos casos los llamados gases raros, como el helio (He) y el Argón (Ar). Es importante recalcar que la cantidad con que interviene cada uno de estos compuestos y elementos varía según la naturaleza del reservorio.

#### 2.1.0.3. El gas natural en el mundo actual

A partir de la llamada crisis energética que conmovió al mundo en la década del 70, con una vertiginosa elevación de los precios del petróleo, comenzó un intenso

proceso de revaloración e investigación de fuentes alternas de energía. Desde entonces, el gas natural ha sido uno de los recursos energéticos preferidos en razón de su alta eficiencia, su económico manejo y la limpieza de su conversión, además que ha probado ser indiscutiblemente, un ventajoso sustituto del petróleo. En los países industrializados cubre actualmente más del 20% del consumo global de energía, y en países de América Latina, como Argentina y Venezuela, ese porcentaje sube a más de 30%.

#### 2.1.1.0. USOS DEL GAS NATURAL

Dada la abundancia en la que se encuentra, el gas natural puede tener uso desde la planta de producción del mismo y en la industria.

##### 2.1.1.1. Usos del gas en su propia planta de producción

Toda empresa dedicada a la producción de gas natural, ya sea en tierra o en el mar, puede darle a dicho gas los siguientes usos:

- Como combustible, ya sea para mover los motores de los compresores de la planta, para generar energía eléctrica o para consumo doméstico. En este último caso, el gas es previamente procesado en una unidad de procesamiento de

gas natural (UPGN)<sup>1</sup>, para luego ser transportado a los consumidores por medio de gasoductos o en balones.

- Para levantamiento artificial de petróleo (gas lift).- Este uso del gas natural se da principalmente en aquellas plantas que producen gas asociado, y consiste en "estimular" un pozo de petróleo por acción de la alta presión del gas descargado por un compresor, con el fin de hacer que éste emerja hacia la superficie.
- Para inyección.- Este uso del gas tiene una aplicación similar al caso anterior, y su finalidad es mantener constante la presión del pozo productor de gas.
- Para ventas.- Algunas plantas industriales requieren gas natural para sus procesos industriales o para generar energía eléctrica. Por eso, aquellas plantas productoras de gas natural lo venden a las plantas que se lo soliciten, evitando su venteo, a la vez que redundando en su liquidez económica.
- Para reposición, es decir, aquel que se considera en la distribución del gas para efectos de balance. En la práctica viene a ser el volumen de condensados, fugas y desfogues.

.....  
1 Véase el acápite 2.3.0.0.

- **Gas venteado, o liberado a la atmósfera.**- El fenómeno del venteo de gas natural es sumamente indeseable. Las empresas productoras de gas natural deben tener especial cuidado, ya que no sólo tiene lugar una pérdida de divisas y recursos energéticos, sino también se perjudica el medio ambiente, ya que el gas natural, por ser un compuesto químico, es un aerosol perjudicial para la capa de ozono. En plantas situadas en tierra es una práctica común quemar el gas "excedente", ya que su combustión libera vapor de agua y dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), constituyentes del aire que respiramos. Esta práctica debe realizarse en plataformas marinas también.

#### 2.1.1.2. Usos del gas natural en la industria

Para precisar el uso del gas natural en la industria, debemos considerar dos cosas:

- Que se le tendrá en cuenta siempre como un todo, es decir, a todos sus componentes, llámense gas seco y/o sus condensados.
- Que nos referimos a su uso industrial considerando la clasificación específica de las industrias, es decir, industria metalúrgica, metal mecánica, cemento, vidrio, cerámica, química, secado, etc.

Como combustible.- Su uso más prominente es como fuente de energía primaria, capaz de sustituir a otros combustibles, sin más limitaciones que su precio relativo y disponibilidad. Como combustible industrial ofrece un sinnúmero de ventajas sobre cualquier otro combustible alternativo: Prácticamente se enciende y apaga en forma tan sencilla como se hace con la electricidad.

Como insumo.- Se refiere fundamentalmente a su aplicación en la fabricación del llamado hierro esponja y de cualquier otro compuesto metálico en el que sea posible utilizar el tipo de proceso existente para el fierro, como sería el cobre. La fabricación del hierro esponja mediante reducción directa del mineral de ciertas características utilizando el gas natural constituyó toda una técnica revolucionaria no sólo por su gran limpieza y rendimiento, sino también por su economía. El producto obtenido proporciona un enorme valor agregado a los concentrados de mineral, y son de gran aceptación en el mercado internacional, en donde es adquirido a buen precio.

Como materia prima.- Esta categoría de utilización que algunos expertos le han dado en llamar como el uso "más noble" del gas natural, tiene un gran número de defensores con excelentes razones, pero muchos de ellos con el gran defecto de olvidar que sin energía primaria prácticamente no habría industria.

Podemos mencionar por su importancia y mayor consumo las siguientes aplicaciones:

En la industria de los fertilizantes nitrogenados.- El gas natural se utiliza con muchas ventajas en reemplazo de otros insumos para la fabricación de amoníaco, que es la materia prima para la producción de úrea, que es el fertilizante de mayor consumo en el mundo.

En la industria del metanol.- El metanol es uno de los compuestos químicos básicos cuya producción en los últimos años puede decirse que ha constituido uno de los fenómenos más importantes de crecimiento en el mundo entero, no solamente por el incremento de los compuestos químicos al que el metanol da origen, sino por su "reciente" utilización en la industria de los combustibles automotrices. Aunque su uso como combustible motor continúa generando discusiones, el hecho es que muchos países ya lo han adoptado como una forma de resolver sus problemas de contaminación y/o importación de petróleo crudo.

En la industria petroquímica en general.- Es aquí donde el gas natural encuentra amplio uso, y se puede decir que se está convirtiendo en la única fuente de materia prima por sus enormes ventajas. Es la fuente favorita para la fabricación de los compuestos petroquímicos básicos como las olefinas y aromáticos, y de allí se pueden obtener toda la

gama de compuestos petroquímicos que son la base de la industria moderna y de la vida de casi todos los países.

#### 2.1.2.0. VENTAJAS DEL USO DEL GAS NATURAL

A diferencia de lo que ocurre con el petróleo, el gas natural no requiere de procesos de refinación a fin de obtener productos comerciales. Cualquier impureza indeseable presente en el gas es fácilmente separada por simples procesos físicos.

A nivel técnico, el gas natural es un combustible limpio, de uso general y más fácil que el de los productos petroleros con los cuales compite. Es un combustible que no deja residuos ni contamina el ambiente, y que se adapta con facilidad a los distintos requerimientos de energía calorífica. Con gas, los hornos pueden alcanzar niveles de eficiencia de 80% o más, mientras que con petróleo residual sólo alcanzan hasta el 60%. Asimismo, ofrece ventajas para la protección y mayor tiempo de vida de los equipos que lo utilizan.

En motores de combustión interna, el gran contenido de metano y otros hidrocarburos livianos que contiene asegura el alto octanaje, y en consecuencia, un alto rendimiento. Además, los motores a gas tienen mayor duración y menor costo de mantenimiento que los motores que emplean

combustibles líquidos. En términos económicos, el usuario (industrial o cualquier otro) no necesita espacio para almacenamiento, y para darle uso emplea un equipo más simple y más eficiente que para el uso del petróleo.

#### 2.2.0.0. PROCESAMIENTO PRIMARIO DEL GAS NATURAL

Viene a ser la secuencia de operaciones que tiene por objeto separar del gas las fracciones más pesadas que son de mayor valor económico, lo que da origen a otro gas de menor valor energético, denominado residual. Las fracciones pesadas, separadas en estado líquido, están constituidas por hidrocarburos de mayor peso molecular, mientras que el gas residual está compuesto básicamente por metano ( $\text{CH}_4$ ) y etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), que juntos representan cerca del 90% en volumen del gas natural.

En la tabla 2.1 se muestra la composición molecular media de varios gases extraídos de los reservorios de San Martín y Cashiriari, que forman parte del proyecto de explotación del gas de Camisea.

#### 2.2.1.0. ACONDICIONAMIENTO DEL GAS NATURAL

El acondicionamiento es el conjunto de procesos a los que se somete el gas a fin de extraer los contaminantes y/o satisfacer las especificaciones de seguridad, del

TABLA 2.1

COMPOSICIONES MOLARES TÍPICAS DEL GAS NATURAL DE CAMISEA<sup>1</sup>

RESERVORIO	CUSHIBATAY	SAN MARTIN	CASHIRIARI
Componente	(% molar)	AGUA CALIENTE (% molar)	AGUA CALIENTE (% molar)
- Nitrógeno	0,54	0,55	0,73
- Dióxido de carbono	0,33	0,18	0,27
- Metano	80,48	80,59	83,46
- Etano	9,92	9,80	8,27
- Propano	3,80	3,80	2,98
- Isobutano	0,55	0,57	0,45
- Butano	1,11	1,13	0,83
- Isopentano	0,43	0,45	0,34
- Pentano	0,43	0,44	0,34
- Hexano	0,59	0,62	0,47
- Heptano	0,54	0,56	0,47
- Octano	0,51	0,52	0,51
- Nonano	0,28	0,29	0,27
- Decano	0,18	0,19	0,17
- Undecano	0,11	0,11	0,11
- Dodecano	0,20	0,20	0,34
	100,00	100,00	100,00

mercado o de procesos subsecuentes a los que el gas será sometido. Las especificaciones mas frecuentes están relacionadas a:

- Porcentaje de compuestos de azufre.
- Porcentaje de CO<sub>2</sub>.
- Contenido de agua (Punto de rocío).

"Punto de rocío" máximo de hidrocarburos (algunas veces considerado como procesamiento).

<sup>1</sup> Seminario "Ahorro y Sustitución de la Energía en la Industria". Tema: "Impacto del Proyecto del Gas Natural en la Industria Peruana", realizado el 27 de Noviembre de 1990 en la ciudad de Lima.

- Contenido de sólidos.
- Poder calorífico.

El vapor de agua, aunque por sí solo es clasificado como inerte, al condensarse en líneas o equipos y en presencia de gases ácidos o hidrocarburos puede causar inconvenientes tales como corrosión y la formación de hidratos, con lo cual se reducirá la capacidad de transporte de las líneas. La remoción del agua (deshidratación) es la forma más eficiente de combatir los problemas mencionados.

#### 2.2.2.0. RIQUEZA DEL GAS NATURAL

Un concepto muy utilizado en el procesamiento del gas natural es el referente a su riqueza, que puede ser definida como el contenido máximo de líquidos constituidos por etanos y componentes más pesados, que pueden ser obtenidos del procesamiento primario. Se expresa en galones de líquidos a  $60^{\circ}F$  y  $1 atm$  (condiciones estandar) por mil pies cúbicos estandar (1 000 PCS).

Es común también expresar la riqueza del gas únicamente en términos del porcentaje molar, y en este caso consiste en la suma de los porcentajes de todos los componentes a partir del propano ( $C_3H_8$ ) inclusive. De acuerdo con este criterio, de más fácil utilización que el anterior, un gas es considerado rico si presenta una

riqueza superior al 7%. La riqueza de los gases que se muestran en la tabla 2.1 es 8,72%, 8,88% y 7,28%, respectivamente (Se consideran aquellas cantidades que están en negrita).

#### 2.3.0.0. UNIDADES DE PROCESAMIENTO DE GAS NATURAL (UPGN)

##### 2.3.1.0. PRODUCTOS DE UNA UPGN

Conforme se ha definido anteriormente, del procesamiento del gas natural resulta la recuperación de hidrocarburos líquidos y la obtención de un gas residual. Varios son los productos líquidos que pueden ser obtenidos de una UPGN, tal como se esquematiza en la figura 2.1.

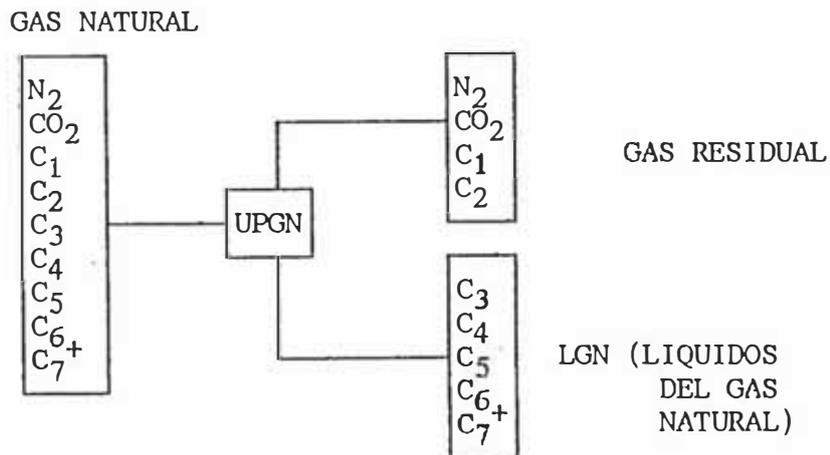


Figura 2.1

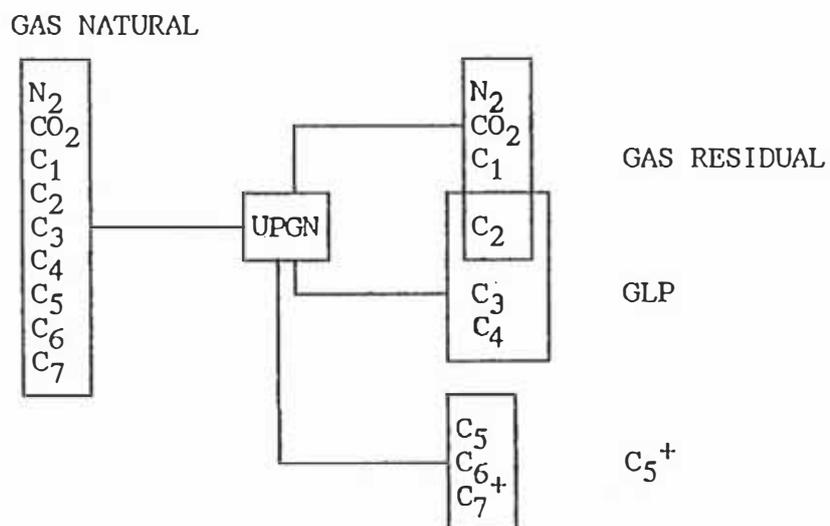
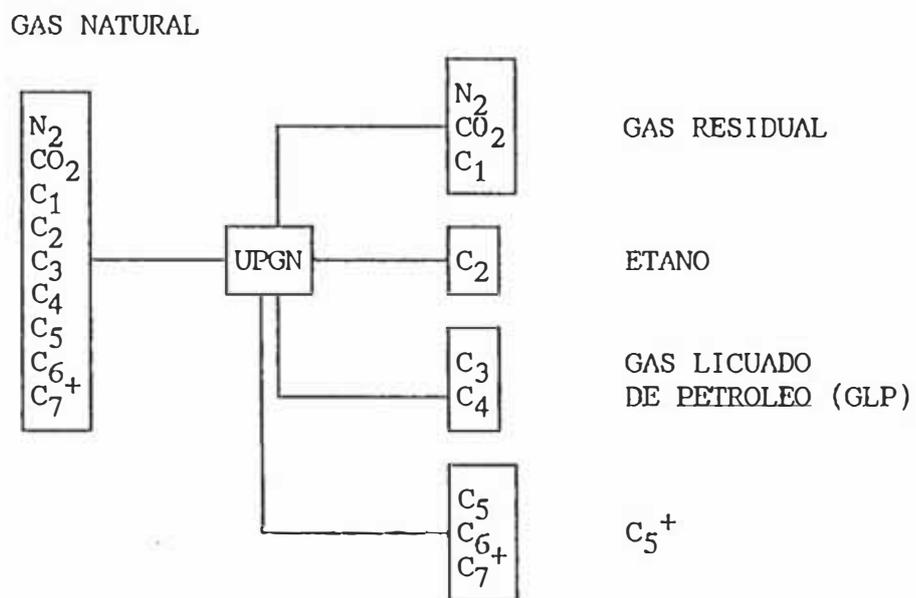
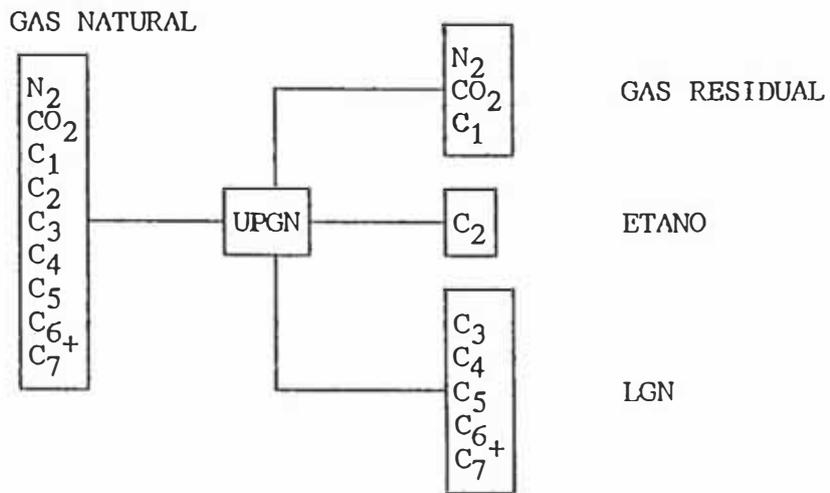


Figura 2.1 (continuación)

La recuperación de líquidos que puede lograrse depende del tipo de proceso utilizado y de la riqueza del gas. Comúnmente se consigue recuperar el 100% de los butanos e hidrocarburos más pesados, 90 a 95% del propano y hasta cerca del 80% del etano, en porcentajes molares. Cabe anotar que la recuperación del etano, ya sea en el gas licuado de petróleo (GLP) o como producto líquido, ocasiona una reducción en el poder calorífico del gas residual obtenido.

#### 2.3.2.0. SELECCION DEL PROCESO

En términos económicos, la selección del mejor proceso a ser utilizado en una UPGN depende básicamente de tres factores, a saber: Composición del gas, presión disponible del gas y recuperaciones de líquidos deseados. Sin embargo, como no existen criterios rígidos que orienten en la selección, es recomendable hacer un estudio técnico y un análisis económico para cada tipo de proceso. El análisis deberá considerar, entre otros, los siguientes factores:

Recuperaciones obtenidas.

- Cantidad, tipo, origen (nacional o importado) y costo de equipos.
- Instrumentación.
- Costos operativos.
- Consumo de servicios.

Son cuatro los principales procesos para la recuperación de hidrocarburos líquidos o el control del punto de rocío del gas natural:

- Refrigeración simple.
- Refrigeración por absorción.
- Expansión Joule-Thomson (J-T).
- Turbo - expansión.

La figura 2.2 establece en función de la riqueza del gas y la recuperación deseada las áreas de aplicación para tres de los procesos indicados (según PETROBRAS). Sin embargo, el estudio comparativo no considera el proceso de absorción, el mismo que está perdiendo terreno en provecho del de turbo-expansión, aún cuando aquel es utilizado en gran número de instalaciones en todo el mundo.

Todos los procesos tienen en común el principio de promover la condensación de los hidrocarburos más pesados por medio de la reducción de la temperatura. El proceso de refrigeración por absorción, no obstante, utiliza la refrigeración como complemento auxiliar para obtener mayores recuperaciones, siendo el aceite de absorción el agente fundamental en la recuperación de los hidrocarburos líquidos. Su aplicación típica es en la recuperación del propano y componentes más pesados, teniendo siempre una recuperación incidental de etano.

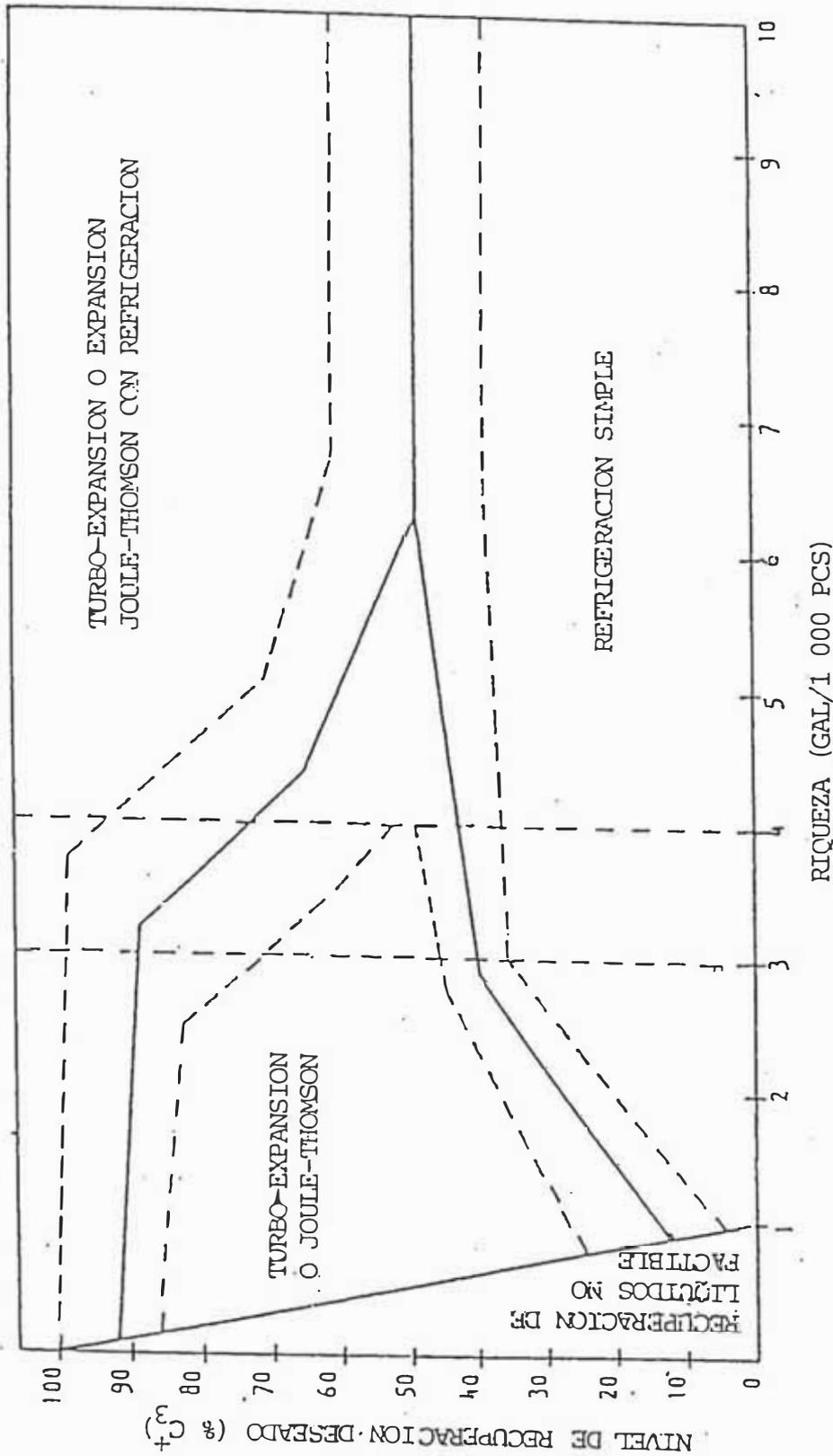


FIGURA 2.2. SELECCION DEL PROCESO DE RECUPERACION DE LGN EN FUNCION DE LA RIQUEZA DEL GAS Y DEL NIVEL DE RECUPERACION DESEADO.

### 2.3.2.1. Proceso de refrigeración simple

Consiste esencialmente en el enfriamiento del gas de modo de promover la condensación del propano y los hidrocarburos más pesados. Este proceso encuentra aplicación cuando el objetivo es recuperar componentes a partir del propano, y no se exige recuperaciones muy elevadas.

El fluido refrigerante más usado es el propano, el cual permite lograr temperaturas de hasta  $-40^{\circ}\text{C}$ . El gas debe estar disponible por lo menos a 45 *Bar* absolutos a fin de que ocurra la condensación deseada a la temperatura de operación. El líquido condensado puede ser separado posteriormente originando GLP y  $\text{C}_5^+$ .

### 2.3.2.2. Proceso de refrigeración por absorción

El proceso de absorción para la recuperación de los componentes pesados del gas se da a través de una absorción física promovida por el contacto del gas con un aceite de absorción. El mecanismo de este proceso es la diferencia de presión 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 la temperatura.

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 o mezcla de hidrocarburos, 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 temperatura y presión 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 27 a 68 Bar, y temperaturas que varían desde la ambiental hasta  $-40^{\circ}\text{C}$ . La refrigeración es obtenida a través de un fluido auxiliar, generalmente el propano.

Las recuperaciones comúnmente obtenidas con este proceso son:

- |                        |                  |
|------------------------|------------------|
| - Etano                | Máximo 50% molar |
| - Propano              | 90 / 95% molar   |
| - Butano y más pesados | 100% molar       |

### 2.3.2.3. Proceso de expansión Joule-Thomson

Como se sabe, un proceso de expansión Joule-Thomson ocurre en una válvula de estrangulación, y por ser instantánea, se puede considerar como un proceso adiabático. Para recuperar hidrocarburos líquidos por este proceso se requiere que el gas tenga una presión suficientemente alta y una temperatura suficientemente baja para que pueda haber condensación.

### 2.3.2.4. 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.

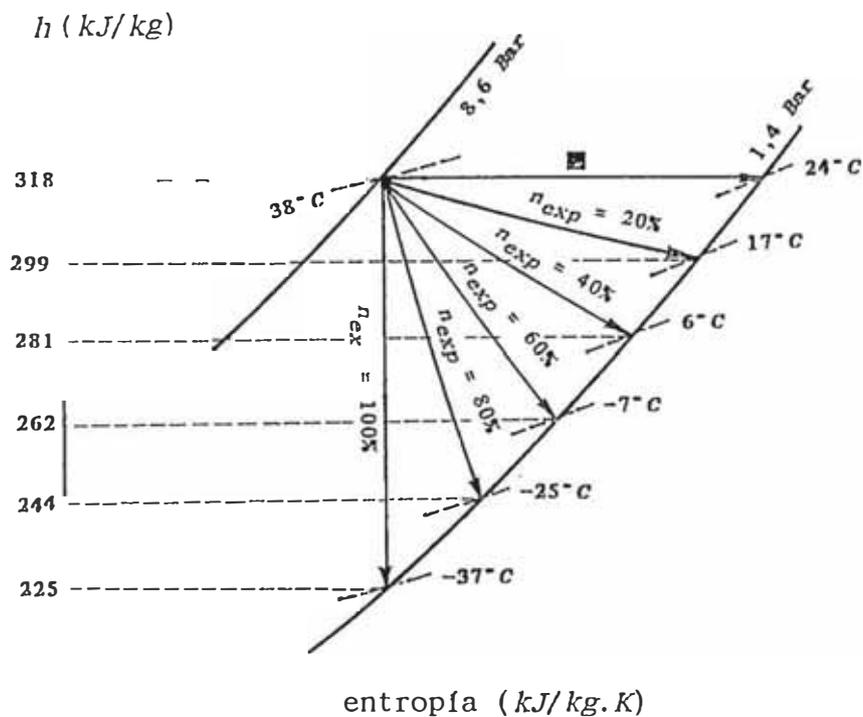
Las recuperaciones que pueden obtenerse en un proceso de turbo-expansión son las siguientes:

- 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 el turbo-expansor. 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.

En la figura 2.3 se muestra esquemáticamente en un diagrama *entalpía - entropía* (*h-s*) los resultados de un proceso de expansión de varios niveles de eficiencia de expansión para el propileno. Nótese que para una misma caída de presión, la turbo-expansión proporciona temperaturas más bajas que la expansión Joule-Thomson, que es equivalente a expandir el gas en una turbina con 0% de eficiencia de expansión.



S

(■) Turbina con eficiencia de 0%, equivalente a una expansión Joule-Thomson.

Figura 2.3. Comparación entre los resultados de una expansión Joule-Thomson y turbo-expansores de varios niveles de eficiencia.

#### 2.3.2.5. Estabilización del condensado

Este proceso consiste en separar los hidrocarburos livianos y producir un condensado suficientemente estable para su almacenamiento y posterior utilización o procesamiento, ya que si dicho condensado fuese directamente a ser almacenado, daría lugar a que las fracciones de gas contenidas en él se vaporicen y se pierdan.

El condensado, normalmente a temperaturas cercanas a las ambientales, es calentado de forma de promover su vaporización parcial, siendo en este caso, introducido en una torre donde ocurre la separación o fraccionamiento.

#### 2.3.2.6. Control del punto de rocío (dew point)

Este proceso no sólo tiene el propósito de lograr la recuperación de los hidrocarburos pesados en el gas, sino que procura solamente evitar la condensación de éstos en las tuberías de transporte. El proceso más utilizado para este fin es el de la refrigeración, el cual consiste simplemente en el enfriamiento del gas hasta una temperatura  $T$  con la consecuente formación de condensado, el cual se somete a un proceso de estabilización. El gas resultante es aún suficientemente rico para ser procesado en una UPGN.

#### 2.4.0.0. DESHIDRATAACION

##### 2.4.1.0. AGUA EN EL GAS NATURAL

En principio, todo gas natural producido, asociado o no asociado, está saturado de vapor de agua, el cual es función de tres parámetros: presión, temperatura y presencia de contaminantes o gases ácidos, que tienen la propiedad de elevar este contenido. Cuanto menor es la presión y mayor la temperatura, mayor será la capacidad del gas de retener el agua en la fase de vapor.

Para fines prácticos, es común utilizar gráficos del tipo mostrado en la figura 2.4 para determinar el contenido de agua de saturación de un flujo gaseoso en función de su presión y temperatura.

El agua contenida en el flujo gaseoso debe ser parcial o totalmente extraída por los siguientes motivos:

- Mantener la eficiencia de las tuberías de transporte, toda vez que el agua condensada en las tuberías causa reducción en el área de transferencia, con aumento de pérdida de carga y reducción del volumen de gas que podría transportarse por los mismos.
- Evitar la formación de un medio ácido corrosivo, resultante por la presencia de agua libre en contacto con los gases ácidos que pueden estar presentes en el gas.

- Impedir la formación de hidratos, que son compuestos sólidos que se originan por la mezcla entre las moléculas de agua y las de los hidrocarburos livianos, compuestos éstos que crecen como cristales, bloqueando líneas, válvulas y equipos, parcial o totalmente.

#### 2.4.2.0. HIDRATOS

La composición del gas tiene efecto fundamental en la formación de hidratos. El metano, etano y el gas sulfhídrico son por excelencia los componentes que promueven su formación.

Naturalmente, al extraer el agua del gas se elimina el problema de la formación de hidratos. Sin embargo, en algunas circunstancias no es posible, o no es interesante procederse a la deshidratación. Para remediar esta situación es frecuente la inyección de compuestos que inhiben la formación de los hidratos (anticongelantes). Tales compuestos, que tienen la función de combinarse con el agua libre, en verdad sólo disminuyen la temperatura a la cual se formarían los hidratos, esto es, causan una depresión en la temperatura de formación de los mismos.

Los puntos más usuales de inyección de inhibidores están en los pozos de producción, en la instalación del reductor de presión, en las líneas de transporte y los

flujos que serán sometidos a refrigeración. Los inhibidores más usados son el metanol ( $\text{CH}_3\text{OH}$ ), etanol ( $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ ), monoetilenglicol (MEG) y dietilenglicol (DEG).

#### 2.4.3.0. DESHIDRATACION POR ABSORCION

Se entiende por absorción cualquier proceso en el cual los constituyentes solubles de los hidrocarburos de un gas son disueltos en un líquido. La deshidratación por absorción requiere que haya contacto entre el gas y la solución del medio absorbente. El contacto puede ser en la línea, como en el caso de la inyección de inhibidores, o en una torre empacada o de platos.

El trietilenglicol (TEG) es el glicol más utilizado para la deshidratación del gas natural a través del contacto en una torre absorbadora, siendo posible determinar especificaciones en el gas para un punto de rocío dado o para una cierta depresión en éste, pudiendo llegar hasta un rango de 1 lb de agua/MMPC de gas ( $16 \text{ mg/m}^3$ ).

#### 2.4.4.0. DESHIDRATACION POR ADSORCION

Se entiende por adsorción cualquier proceso en el que los hidrocarburos constituyentes de un gas son condensados y retenidos en la superficie de un sólido por medio de fuerzas de atracción superficiales.

La adsorción física encuentra aplicación en la deshidratación del gas natural, pudiéndose lograr con este proceso que el flujo tratado tenga un bajo contenido de agua.

Para que un material sea buen adsorbente debe presentar una serie de características, siendo las más importantes las siguientes:

- Area superficial grande, entre 500 a 800  $m^2/g$ .
- Afinidad por el agua.
- Selectividad.
- Elevada resistencia mecánica.
- Pequeña resistencia al flujo de gas.
- Facilidad de reactivación o regeneración.
- Preservación de las características con el tiempo: vida útil.

Entre los materiales que satisfacen los requisitos indicados anteriormente y que son de uso frecuente en el tratamiento del gas natural están los siguientes:

- Sílica-gel.
- Alúmina activada.
- Tamices moleculares.

Sílica-gel.- Antes del descubrimiento del glicol, la sílica-gel fué el adsorbente más utilizado para especificar el contenido de agua en el gas deshidratado listo para su transporte y/o venta, ésto es, de 4 a 7 lb de agua/MMPC de gas.

La sílica-gel es un compuesto esencialmente inerte, que no es afectado ni por los gases ácidos que pudieran estar presentes en el gas natural. Sin embargo, tiene la tendencia de adsorber los hidrocarburos con la consiguiente reducción de su capacidad para adsorber el agua.

Alúmina.- La alúmina activada, de la misma forma que la sílica-gel, tiene la tendencia de adsorber los hidrocarburos pesados del gas natural. Sin embargo, estos hidrocarburos dificultan más la regeneración de la alúmina que la sílica-gel. Esta característica hace que la alúmina sea usada para componentes puros, tales como etileno, propileno, propano; todos no contaminados con hidrocarburos pesados.

La alúmina en comparación con la sílica-gel tiene un menor costo y mayor resistencia mecánica, siendo menos susceptible a la rotura durante el procesamiento.

Tamices moleculares.- Son compuestos metálicos alúmino-silicatos de estructura cristalina, con poros de 3 a 10 Å

(*angstroms*) de diámetro, siendo esta dimensión determinada por el metal, que para la mayoría de las aplicaciones en el procesamiento del gas natural es el sodio.

Con el uso de tamices moleculares se obtienen contenidos de agua en el gas deshidratado inferiores a 1 *ppm*, y por tal razón este adsorbente tiene aplicación típica en los gases que será sometidos a procesos criogénicos.

CAPITULO 3  
**COMPRESORES**

3.1.0.0. TERMODINAMICA DEL PROCESO DE COMPRESION

La teoría elemental de los compresores tiene una precisión prácticamente aceptable, y se basa en la Termodinámica del Gas Ideal, subordinado a la siguiente ecuación:

$$p = \rho RT \quad (3.1)$$

Siendo la presión final del proceso de compresión mayor de 10 *Bar*, hace falta hacer uso de la Ecuación de Estado del Gas Real:

$$p = z \rho RT \quad (3.2)$$

3.1.1.0. ECUACIONES FUNDAMENTALES

La utilización conjunta de la Primera Ley de la Termodinámica y la Ecuación de Estado del Gas Ideal conduce a las siguientes ecuaciones de los procesos de compresión y expansión que transcurren en los compresores:

$$\text{Proceso politrópico: } p v^n = \text{cte} \quad (3.3)$$

$$\text{Proceso adiabático: } p v^k = \text{cte} \quad (3.4)$$

$$\text{Proceso isotérmico: } p v = \text{cte} \quad (3.5)$$

El proceso politrópico es la forma general del proceso termodinámico, y transcurre en los compresores en función de las condiciones exteriores e interiores, con el exponente  $n = 1,15 \dots 1,80$ .

Se llama adiabático al proceso sin transferencia de calor con el medio ambiente. En tal proceso es posible la formación interna de calor a cuenta del trabajo de la fricción del gas y la formación de torbellinos. No se puede conseguir un proceso estrictamente adiabático en los compresores, a causa de la imposibilidad del aislamiento térmico completo del flujo gaseoso con el medio ambiente.

Además de los procesos termodinámicos arriba mencionados se examina el proceso isoentrópico, que se caracteriza por la constancia de la entropía como resultado de la ausencia de intercambio térmico con el medio ambiente y el desprendimiento interior de calor, condicionado por la fricción del gas en el flujo. Evidentemente, en los compresores reales el proceso isoentrópico es imposible.

#### 3.1.2.0. DIAGRAMAS $p-v$ Y $T-s$

Es cómodo representar los procesos indicados gráficamente en las coordenadas  $s$  y  $T$ . Aquí están representadas las variedades principales de los procesos de compresión: politrópico con  $n < k$ , propio de los compresores

refrigerados por agua (Figura 3.1.a); politrópico con  $n > k$ , típico para los turbocompresores (centrífugos y axiales, Figura 3.1.b); isoentrópico ( $s = \text{cte}$ ), Figura 3.1.c) e isotérmico ( $T = \text{cte}$ ), Figura 3.1.d).

Los procesos mostrados en las figuras 3.1.c y 3.1.d son irrealizables en los compresores: El primero porque la formación de calor a cuenta de la fricción interna del gas se manifiesta muy considerablemente; El segundo, a causa de la imposibilidad de fabricar la estructura del sistema de refrigeración del compresor de tal modo que asegure la compresión del gas a temperatura constante. Sin embargo, estos dos procesos se utilizan como procesos de comparación para apreciar la eficiencia energética de los compresores.

En todos los casos, el proceso de compresión viene dado por la línea 1-2, y la línea 2-3 representa el proceso de enfriamiento isobárico del gas comprimido que sale del compresor.

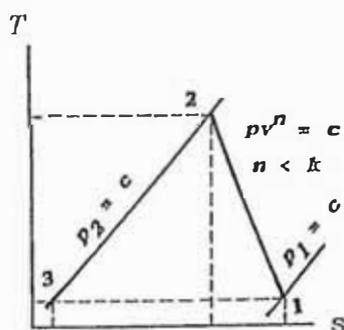


Figura 3.1.a

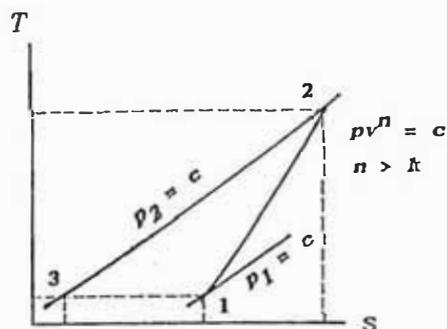


Figura 3.1.b

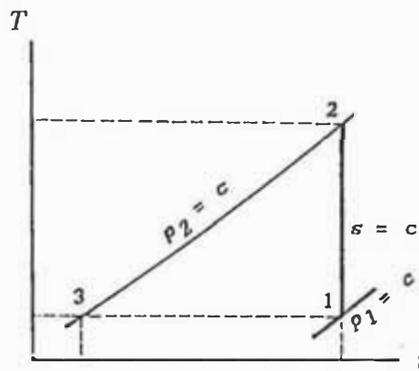


Figura 3.1.c

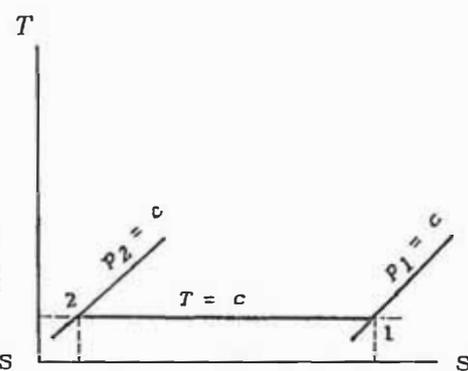


Figura 3.1.d

### 3.1.3.0. ECUACIONES DE ENERGIA PARA PROCESOS DE COMPRESION

El trabajo  $w$  consumido durante el proceso de compresión al comprimir y expulsar 1  $kg$  de masa de gas se expresa por el área del diagrama  $p-v$  limitada por las líneas isobáricas de las presiones inicial  $p_1$  y final  $p_2$ , con la línea politrópica de compresión y el eje de ordenadas.

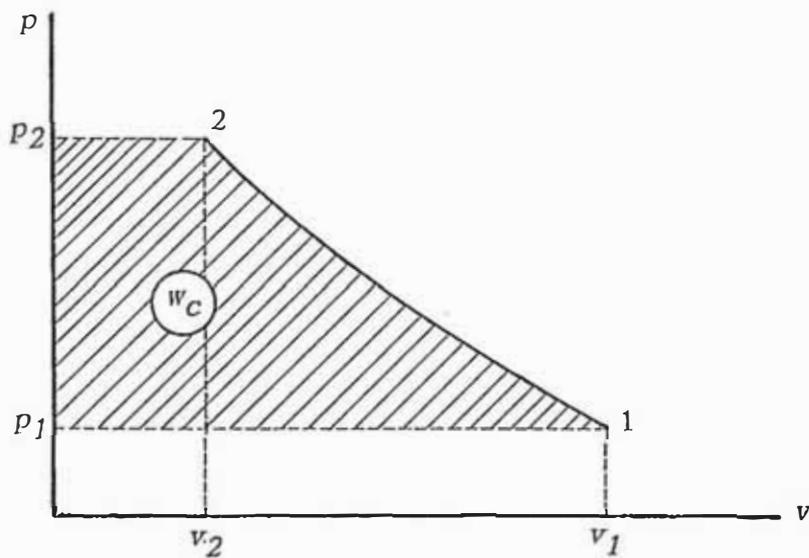


Figura 3.2

Para el proceso con  $n < k$ , y  $n > k$ :

$$w_C = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1] \quad (3.6)$$

$$\text{O también: } w_C = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) \quad (3.7)$$

Para el proceso isoentrópico ( $n = k$ ):

$$w_S = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 [(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1] \quad (3.8)$$

$$\text{O también: } w_S = \frac{k}{k-1} R(T_{2i} - T_1) \quad (3.9)$$

$$= c_{pG}(T_{2i} - T_1) \quad (3.10)$$

Para el proceso isotérmico ( $n = 1$ ):

$$w_t = p_1 v_1 \cdot \ln(p_2/p_1) \quad (3.11)$$

$$\text{O también: } w_t = RT_1 \cdot \ln(p_2/p_1) \quad (3.12)$$

Las correlaciones expuestas desde (3.6) hasta (3.12) permiten determinar el consumo de energía para realizar el proceso de compresión, pero no dan una respuesta clara acerca de la distribución de la energía gastada para variar ciertos parámetros del proceso.

Lo último puede ser cumplido utilizando la Ecuación de Conservación de la Energía: La energía consumida en un proceso de compresión se emplea para cambiar la

entalpía y energía cinética del gas y para cubrir las pérdidas al medio ambiente. Esta ecuación puede ser escrita en la forma más general como la ecuación de balance de la energía del proceso de compresión.

$$w = c_p(T_2 - T_1) + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + g(h_2 - h_1) - q \quad (3.13)$$

#### 3.2.0.0. EFICIENCIAS DE LOS COMPRESORES<sup>1</sup>

Estos parámetros nos dan un concepto de la performance de estas máquinas desde el punto de vista energético.

##### 3.2.1.0. EFICIENCIA MECANICA ( $n_m$ )

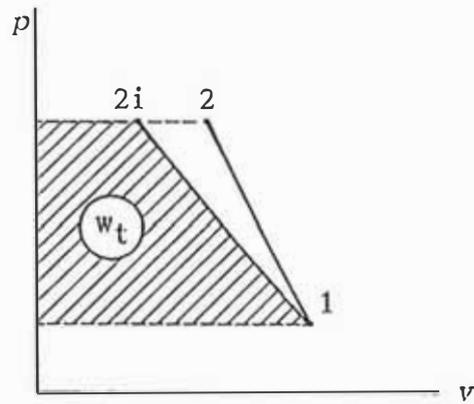
Viene a ser el parámetro que tiene en cuenta el consumo de energía para vencer la fricción mecánica y el accionamiento de los mecanismos auxiliares.

$$n_m = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{eje}} \quad (3.14)$$

##### 3.2.2.0. EFICIENCIA ISOTERMICA ( $n_t$ )

Es aquel parámetro de comparación entre el trabajo realizado isotérmicamente por un compresor y el trabajo realmente realizado por él entre los mismos estados de presión inicial y final.

<sup>1</sup> La denominada *eficiencia volumétrica* se define en el acápite 3.4.1.3.



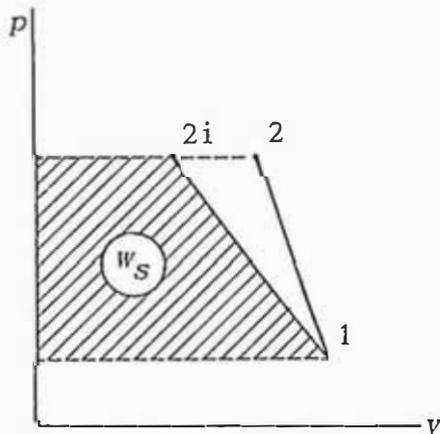
$$n_t = \frac{w_t}{w_c}$$

$$n_t = \frac{w_{1-2i}}{w_{1-2}} \quad (3.15)$$

Figura 3.3

3.2.3.0. EFICIENCIA ISOENTROPICA ( $n_s$ )

Es aquel parámetro de comparación entre el trabajo realizado por un compresor en un proceso adiabático reversible y el trabajo realmente realizado por él entre los mismos estados de presión inicial y final.



$$n_s = \frac{w_s}{w_c}$$

$$n_s = \frac{h_{2i} - h_1}{(h_2 - h_1) - q^1} \quad (3.16)$$

1-2i: Compresión ideal

1-2 : Compresión real

Figura 3.4

1 Si la compresión es adiabática, entonces  $q = 0$ .

## 3.3.0.0. COMPRESION POR ETAPAS

Las presiones creadas por los compresores que funcionan en los esquemas tecnológicos de las industrias son bastante altas. Sin embargo, es difícil obtener una alta presión en una sola etapa de compresión. La causa de esto en los compresores alternativos y rotativos es la elevación excesiva de la temperatura al final del proceso de compresión, condicionada por la imposibilidad de crear una estructura del compresor con una extracción suficientemente intensa del calor del gas comprimido. En los turbocompresores, la causa reside en la inadmisibilidad de altas velocidades en la periferia de los álabes, hechos de material de determinada resistencia, que aseguren la alta presión requerida con un rendimiento suficientemente alto del proceso. Por esta razón, en primer lugar hay que utilizar un enfriamiento del gas lo más intenso posible en el proceso de compresión, y en segundo lugar, efectuar la compresión en las etapas sucesivamente unidas, realizando el descenso de la temperatura del gas en los enfriadores conectados en la corriente entre las etapas.

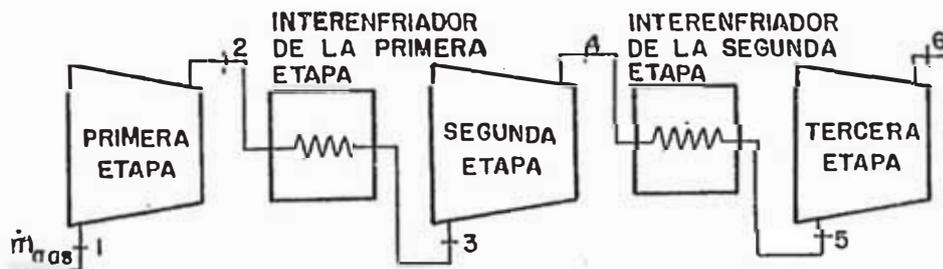


Figura 3.5. Esquema general de un proceso de compresión por etapas.

El empleo de la compresión por etapas produce una gran economía de energía empleada para accionar el compresor. Esto se ve claramente en los diagramas  $p-v$  y  $T-s$  de un compresor de tres etapas (Figura 3.6).

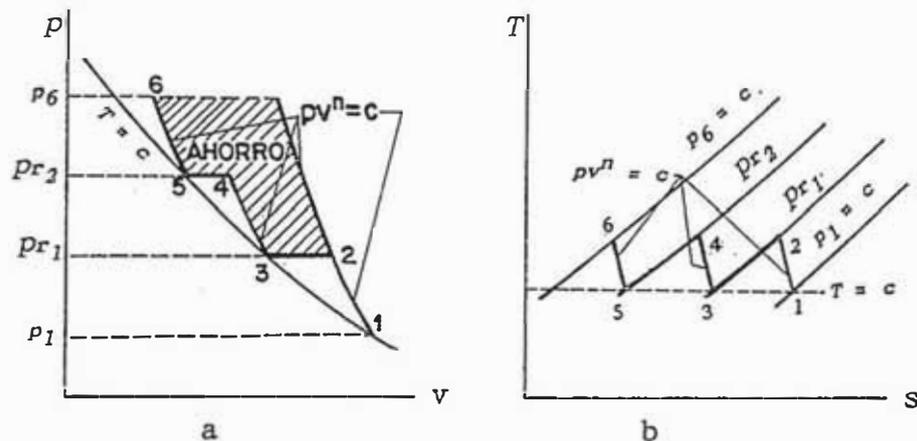


Figura 3.6

### 3.3.1.0. CANTIDAD DE ETAPAS. PRESION INTERMEDIA OPTIMA

En la construcción de compresores se han elaborado normas para determinar el número necesario de etapas: Para los compresores alternativos y rotativos depende de la temperatura de inflamación de los vapores del aceite lubricante; para los turbocompresores depende de la velocidad tangencial admisible según las condiciones de resistencia mecánica de las puntas de los álabes y el mínimo de pérdidas de energía en la cavidad de paso de la máquina.

Si se menosprecian las insignificantes resistencias de gas de los enfriadores y se considera que los rendimientos termodinámicos relativos de las etapas de

compresión son iguales, utilizando el procedimiento matemático del mínimo de una función se puede hallar que el consumo mínimo de energía se asegura cuando los trabajos de compresión de cada etapa son iguales.

$$w_{C_1} = w_{C_2} = w_{C_3} = \dots = w_C/i$$

También, el trabajo de compresión por etapas es mínimo cuando la relación de presiones permanece constante en cada etapa.

Son evidentes las siguientes correlaciones:

$$\left. \begin{aligned} p_2' &= \pi p_1 \\ p_2'' &= \pi p_2' = \pi^2 p_1 \\ p_2''' &= \pi p_2'' = \pi^3 p_1 \\ &\dots\dots\dots \\ p_{fin} &= \pi^i p_1 \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

De aquí se deduce que la relación de presiones óptima para cada etapa de compresión es:

$$\pi_{opt} = \sqrt[i]{p_{fin}/p_1} = \sqrt[i]{\pi_{tot}} \quad (3.18)$$

3.4.0.0. TIPOS DE COMPRESORES

Ségún su diseño, los compresores se subdividen en **alternativos o recíprocantes y de rotor**, y los de álabes

en centrífugos y axiales. Es posible la clasificación de los compresores según sea el genero del gas que se desplaza, del tipo de transmisión y de la aplicación del compresor.

Los valores aproximados de los parámetros principales de los compresores de diferentes tipos aplicados en la industria se exponen en la tabla 3.1.

#### 3.4.1.0. COMPRESORES ALTERNATIVOS

Un esquema de este tipo de compresor con una etapa de compresión y su ciclo termodinámico teórico está representado en la figura 3.7. Durante el movimiento alternativo del pistón se realizan los procesos del ciclo: compresión (1-2), expulsión (2-3), expansión (3-4) y admisión (4-1). Su principio de funcionamiento (desalojamiento del gas por el pistón) permite fabricar unidades con pequeño diámetro y carrera insignificante, que desarrollan alta presión con un caudal relativamente pequeño.

A continuación, veamos el ciclo termodinámico del compresor con ayuda del diagrama  $p-v$ .

Moviéndose del punto muerto inferior (PMI) hacia la izquierda, el pistón comprime el gas que encuentra en el cilindro. La válvula de admisión está cerrada durante

TABLA 3.1. CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS COMPRESORES

TIPO	APLICACION	CAUDAL ( $m^3/min$ )	RELACION DE PRESIONES	VELOCIDAD DE ROTACION DEL EJE (RPM)
DE PISTON	Bombas de vacío Compresores	0.....100 0.....500	1.....50 2,5.....1 000	60.....1 500 100.....3 000
DE ROTOR	Bombas de vacío Sopladores de gas Compresores	0.....100 0.....500 0.....500	1.....50 1,1.....3 3.....12	250.....6 000 300.....15 000 300.....15 000
CENTRIFUGOS	Ventiladores Sopladores de gas Compresores	0.....6 000 0.....5 000 100.....4 000	1.....1,15 1,1.....4 3.....20	300.....3 000 300.....3 000 1 500.....45 000
AXIALES	Ventiladores Compresores	50.....10 000 100.....15 000	1.....1,04 2.....20	750.....10 000 500.....20 000

todo el proceso de compresión, y la válvula de escape está cerrada hasta que la diferencia de presiones entre el cilindro y la tubuladura de presión supere la tensión de los resortes. Cuando ésto ocurra, la válvula de escape se abrirá y el pistón desplazará el gas a la tubería de presión.

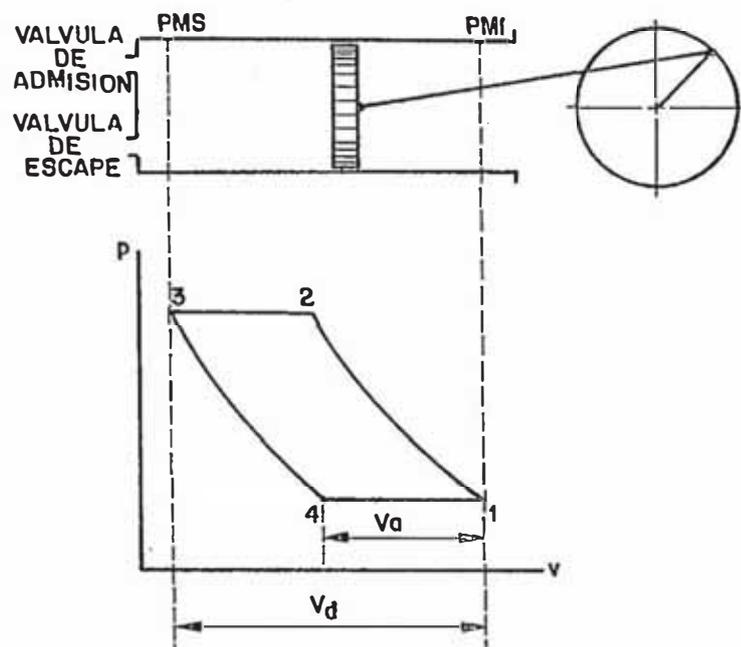


Figura 3.7

#### 3.4.1.1. Procesos de compresión y expansión del gas

Teóricamente, en los compresores alternativos son posibles los procesos termodinámicos indicados en 3.1.1.0. La marcha de los procesos de compresión y expansión dependen considerablemente del intercambio térmico entre el gas comprimido y el medio ambiente, y en gran medida de la hermeticidad del volumen de desplazamiento del cilindro, el cual se determina por la estructura y el estado de las válvulas, prensaestopas y anillos de empaquetadura del pistón.

Los compresores alternativos se diseñan habitualmente con refrigeración por agua del cilindro y su tapa. Con ésto se asegura un intercambio térmico bastante intenso, y los procesos de compresión y expansión son politrópicos con valores medios de los exponentes  $n = 1,35$  y  $1,20$  (para los gases diatómicos).

En estos compresores, el proceso de compresión con refrigeración por aire o por agua a alta temperatura del fluido refrigerante se aproxima al proceso adiabático.

El estudio riguroso de la termodinámica de los compresores en funcionamiento conduce a la conclusión de que los exponentes de ciertos tramos en las líneas de compresión y expansión son desiguales. Esto se explica por la diferencia de las condiciones del intercambio térmico y por la influencia de la falta de hermeticidad en diferentes fases de los procesos.

#### 3.4.1.2. Potencia y eficiencia

El cálculo exacto del trabajo del ciclo del compresor se hace valiéndose de las ecuaciones de Termodinámica de los Gases Reales. El cálculo de los compresores con presión final de compresión de hasta 10 *Bar* valiéndose de las ecuaciones de Termodinámica del Gas Ideal da resultados próximos a los reales. A altas presiones es ab-

solamente necesario tener en cuenta las propiedades reales al calcular el compresor. La exposición ulterior está basada en la teoría del compresor de gas ideal.

Al calcular el trabajo gastado en el eje del compresor se puede menospreciar la influencia del volumen muerto, el cual no ejerce influencia perceptible en el consumo de energía por el compresor, porque el trabajo gastado para comprimir el gas en él regresa en gran medida al eje en el proceso de expansión.

Para calcular la potencia de compresión en una sola etapa nos valemos de la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_C = \frac{n}{n-1} P_1 \dot{V}_a [(P_2/P_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1] \quad (3.19)$$

La potencia al eje del compresor vendrá dado por:

$$\dot{W}_{eje} = \dot{W}_C / \eta_m \quad (3.20)$$

Para los compresores alternativos de diferentes estructuras,  $\eta_m = 0,80 \dots 0,93$ .

El rendimiento isoentrópico depende de la intensidad de la refrigeración del compresor, y se encuentra dentro de los límites de:  $\eta_s = 0,65 \dots 0,85$ .

## 3.4.1.3. Volumen muerto

Los cilindros de los compresores siempre se fabrican con un espacio denominado muerto, holgura o huelgo; ésto es necesario para evitar el golpeteo del pistón contra la tapa al llegar éste al punto muerto superior (PMS) (Figura 3.7). El volumen muerto se aprecia habitualmente en proporciones o porcentaje del volumen de desplazamiento del cilindro.

$$c = V_m/V_d \quad (3.21)$$

En los compresores modernos de una sola etapa, en el caso cuando las válvulas se encuentran en las tapas de los cilindros,  $c = 0,025 \dots 0,06$ . Durante una compresión por etapas las válvulas se sitúan en la superficie lateral del cilindro, y en las etapas de alta presión no se logra hacer un volumen muerto pequeño por razones constructivas. Aquí  $c \approx 0,2$ .

La presencia de volumen muerto lleva al hecho de que la admisión comienza no al inicio de la carrera del pistón hacia atrás, sino al final del proceso de expansión (punto 4 de la figura 3.8). Por tanto, el volumen  $V_a$  realmente admitido por el pistón es menor que el volumen de desplazamiento.

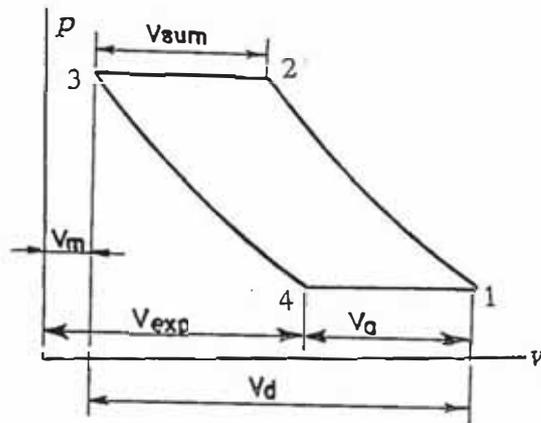


Figura 3.8

La relación del volumen admitido al volumen desplazado por el pistón se denomina eficiencia volumétrica del cilindro de compresión. Sin embargo, en condiciones completamente teóricas, esta eficiencia toma el nombre de eficiencia volumétrica convencional (*evc*).

$$evc = V_a/V_d \quad (3.22)$$

De la figura 3.8 se deduce lo siguiente:

$$\begin{aligned} V_a &= V_d + V_m - V_{exp} \\ &= V_d + cV_d - cV_d \cdot \pi^{1/n} \end{aligned}$$

Llevando la expresión anterior a la ecuación (3.22) se obtiene:

$$evc = 1 - c(\pi^{1/n} - 1) \quad (3.23)$$

Sin embargo, el volumen de gas realmente suministrado por el compresor a condiciones ante la válvula de admisión será menor que  $V_a$ . Esto se debe a tres causas: En primer lugar, por el calentamiento del gas durante la ad-

misión por las superficies calientes de la válvula y las paredes del cilindro; en segundo lugar, por la resistencia que opone el sistema de aspiración, y en tercer lugar, por la hermeticidad incompleta del cilindro del compresor (por las fugas a través de las válvulas del prensaestopas y entre los anillos del pistón y la superficie interior del cilindro). La primera de las causas indicadas se tiene en cuenta por un coeficiente térmico  $\epsilon_t$ , que considera el aumento de la temperatura del gas a consecuencia de su calentamiento al entrar en contacto con la(s) válvula(s) de admisión y las paredes del cilindro.

$$\epsilon_t = T_0/T_1 \quad (3.24)$$

La segunda se tiene en cuenta por un coeficiente de presión ( $\epsilon_p$ ), que considera la caída de la presión durante la admisión del gas.

$$\epsilon_p = P_1/P_0 \quad (3.25)$$

Y la tercera se tiene en cuenta por un coeficiente de fugas ( $\epsilon_f$ ), que considera las fugas debido a la falta de hermeticidad.

$$\epsilon_f = 1 - \dot{m}_f/\dot{m}_a \quad (3.26)$$

Así, el volumen realmente admitido por el compresor es:

$$\dot{V}_a = \epsilon_t \cdot \epsilon_f \cdot \epsilon_p \cdot \text{evc} \cdot \dot{V}_d = \epsilon \cdot \text{evc} \cdot \dot{V}_d \quad (3.27)$$

El volumen suministrado a un compresor de un cilindro viene dado por:

$$\dot{V}_d = V_d \cdot N \cdot j \quad (3.28)$$

El volumen muerto influye sobre el suministro tanto más fuertemente cuanto más alta es la relación de presiones. Por eso, el valor relativo del volumen muerto se elige tanto menor cuanto mayor es la relación de presiones del compresor.

Para los compresores modernos son comunes los siguientes valores para los coeficientes mencionados<sup>1</sup>:

$$e_{vc} = 0,70 \dots 0,90$$

$$\epsilon_t = 0,90 \dots 0,95$$

$$\epsilon_p = 0,95 \dots 0,98$$

$$\epsilon_f = 0,98 \dots 1,00$$

#### 3.4.1.4. Tipos constructivos

Los compresores de múltiples etapas se fabrican en dos variantes principales:

- a) Con pistones diferenciales y varias etapas de compresión en un cilindro.

b) Con etapas de compresión en cilindros separados.

Veamos algunos de ellos.

a.1. Compresor de dos etapas de simple efecto con pistón diferencial.- Lo particular del compresor de este tipo consiste en la disposición de la primera y segunda etapa por un lado del pistón. Esto conduce a que la admisión, como también el suministro, se efectúa en ambas etapas simultáneamente.

En el compresor de este tipo las cavidades de la primera y segunda etapas siempre están separadas por válvulas cerradas, pero hay procesos que transcurren conjuntamente en las cavidades de alguna etapa y de los enfriadores. El enfriador, además de su función principal, hace las veces de recipiente que recibe el gas desde la primera etapa.

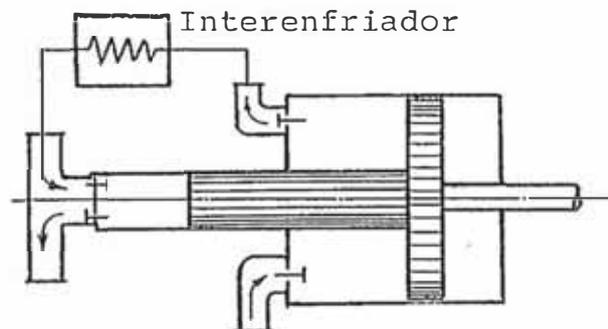


Figura 3.10

a.2. Compresor de dos etapas de doble efecto con pistón diferencial.- En el compresor de este tipo las etapas

de compresión están distribuidas por ambos lados del pistón, y los procesos de compresión en las etapas se realizan a diferentes carreras del pistón, por lo cual los esfuerzos de trabajo sobre las partes rodantes se distribuyen bastante uniformemente.

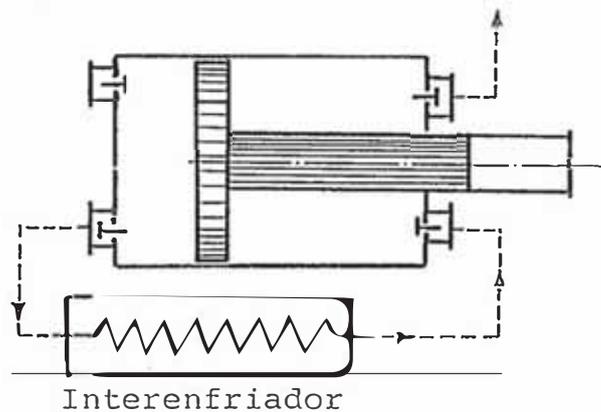


Figura 3.11

- a.3. Compresor de tres etapas con pistón diferencial..- Las etapas de este compresor se combinan de tal manera que cada dos etapas contiguas representan un compresor de dos etapas. A igualdad de trabajos de las etapas separadas, lo que se dicta por las condiciones de eficiencia energética, tal esquema da esfuerzos no uniformes considerables en las partes rodantes. Para disminuir estos esfuerzos y distribuirlos más uniformemente se emplea el esquema del compresor de tres etapas con separación de la primera etapa.

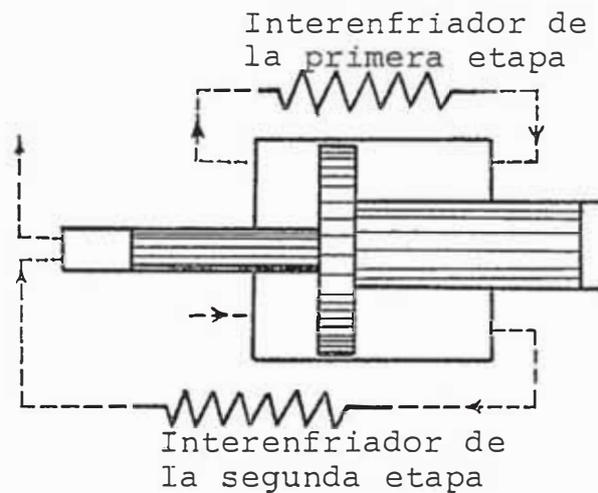


Figura 3.12

a.4. Compresores con pistones diferenciales de diámetro múltiple..- Utilizando el principio de creación de etapas con ayuda del pistón de diámetro múltiple se puede construir un compresor con gran cantidad de etapas. En la figura 3.13 se muestra el esquema de un compresor de seis etapas.

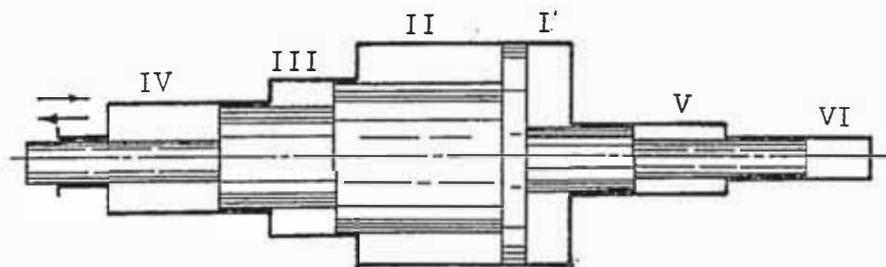


Figura 3.13

Cuando las etapas de presión se encuentran en cilindros aislados, los compresores se fabrican de los siguientes tipos:

- b.1. Sin cruceta con disposición de los cilindros en V (Figura 3.14.a).
- b.2. De cruceta con disposición rectangular de los cilindros (Figura 3.14.b).
- b.3. De cruceta con disposición horizontal opuesta de los cilindros (Figura 3.14.c)<sup>1</sup>

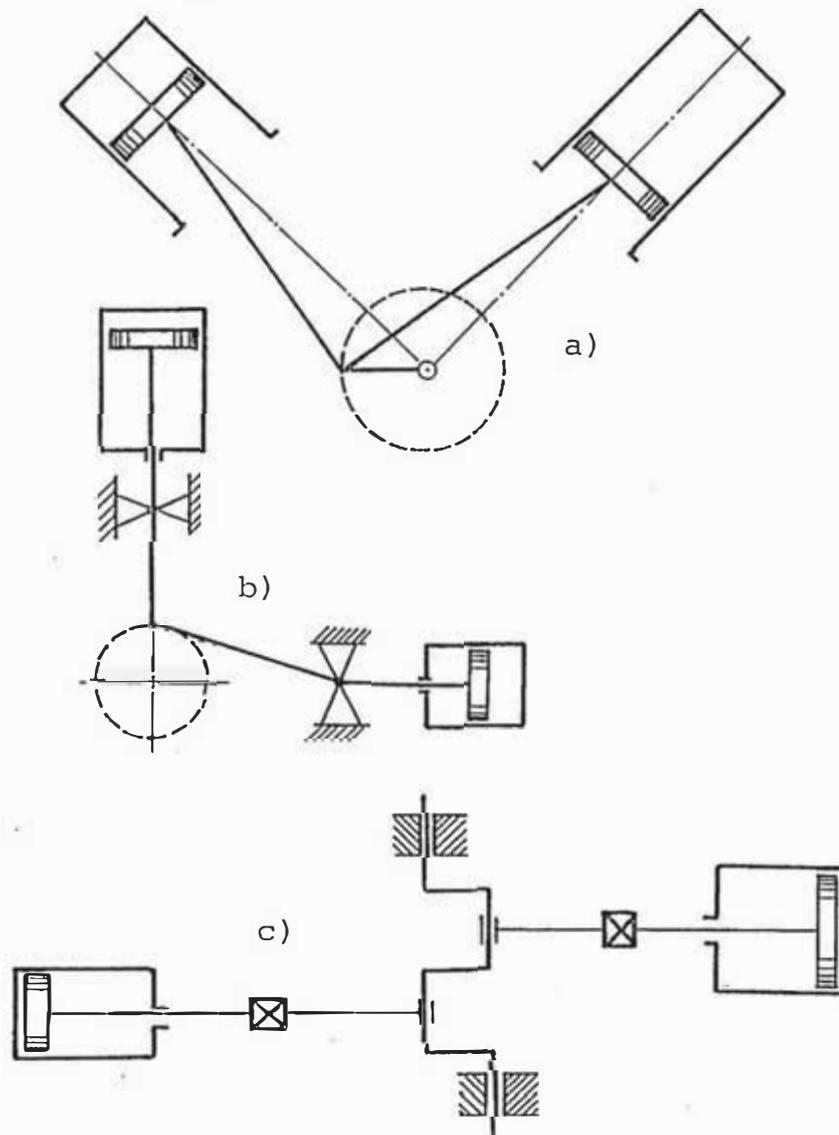


Figura 3.14

<sup>1</sup> Este es el tipo de compresor estudiado en la presente Tesis.

## 3.4.1.5. Diagrama indicado

El diagrama indicado teórico obtenido por el trazado difiere un poco del real. Para comparar, en la figura 3.15 se muestran ambas variedades de diagramas. En el teórico, la línea de aspiración es una isóbara, y en el real se representa como una línea ondulada que tiene un descenso brusco en el momento de la apertura de la válvula de admisión. Lo último se explica por la inercia y adhesión de la placa o del plato de la válvula de admisión al asiento.

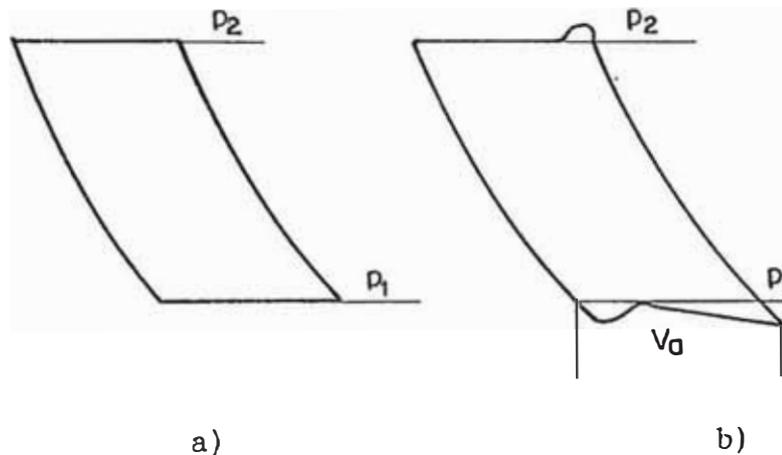


Figura 3.15. Diagramas indicados de un compresor

a - teórico

b - real

## 3.4.1.6. Curvas características

El caudal de un compresor alternativo es proporcional a la frecuencia de rotación de su eje. Por esto, las características teóricas a diferentes frecuencias de rotación se expresarán por una serie de líneas paralelas

al eje de ordenadas. Sin embargo, si el compresor con un  $V_d$  y  $c$  fijados de las primeras etapas funciona para la tubería con presión variable, la relación de presiones será variable.

El punto de operación del compresor se determina como las coordenadas de los puntos de intersección de las curvas características del compresor y el sistema de transporte del gas. En la figura 3.16 se muestra las características reales del compresor para tres diferentes velocidades de rotación  $N_1$ ,  $N_2$  y  $N_3$ .

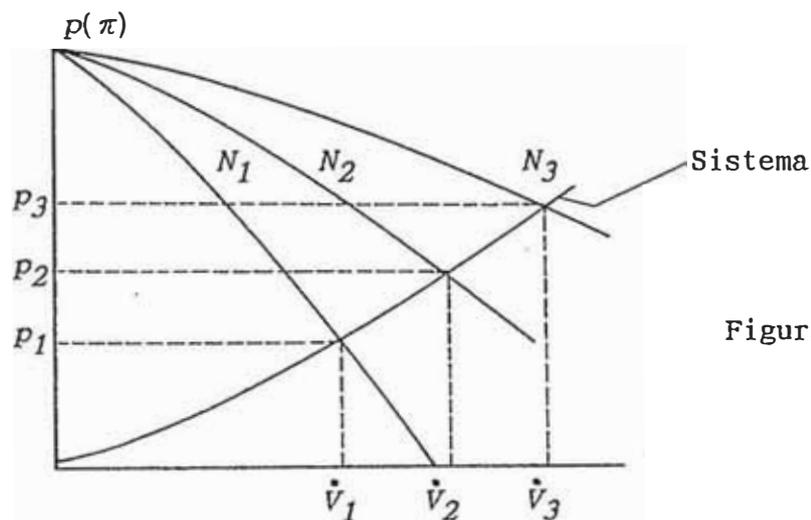


Figura 3.16

#### 3.4.1.7. Regulación del caudal

El flujo de gas en el sistema de tuberías por las condiciones de suministro puede cambiar. Por eso el compresor debe variar el caudal de modo que satisfaga al flujo de gas del sistema. En este caso en la línea debe mantenerse la presión requerida por los consumidores. Tal re-

gulación del caudal se llama la **regulación para presión constante**.

El objetivo de la regulación consiste en actuar sobre el compresor de tal manera que su potencia sea proporcional al caudal de gas suministrado. Como impulso inicial para la regulación habitualmente sirve el cambio de la presión en la línea, que surge al cambiar el flujo de gas para los consumidores. En los buenos sistemas de regulación este cambio de la presión puede ser muy pequeño (décimas y hasta incluso centésimas partes de 1 Bar).

Los principales métodos de regulación de los compresores alternativos son los siguientes:

- a) Cambio de la velocidad de rotación.- Este procedimiento es económico en la explotación, pero requiere de un motor de accionamiento con velocidad variable. El procedimiento se emplea cuando el compresor se acciona desde una turbina a vapor o un motor de combustión interna, en los cuales el cambio de velocidad de rotación se logra con relativa facilidad.

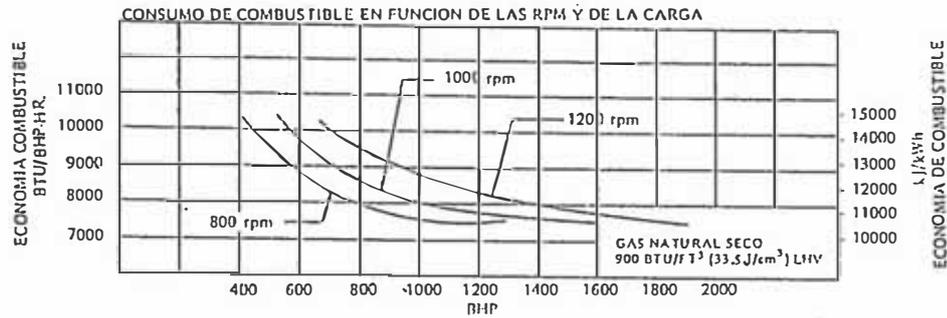


Figura 3.17. Consumo específico de combustible de un motor en función de la carga y la velocidad de rotación del eje (RPM)<sup>1</sup>.

- b) Estrangulación.- Si en el conducto de admisión del compresor se introduce una resistencia complementaria, el compresor disminuye su caudal.

Sea 1-2-3-4 el diagrama indicado sin resistencia de regulación en el tubo de admisión (Figura 3.18). Introduzcamos la resistencia de regulación que disminuye la presión de admisión desde  $p_1$  hasta  $p_1 \text{ reg}$ . En este caso el proceso de expansión se representará por la línea 3-4', y la línea de admisión será 4'1'. Se ve del diagrama que el volumen admitido disminuye desde  $V_a$  hasta  $V_a \text{ reg}$ , y el volumen suministrado desde  $V_{sum}$  hasta  $V_{sum \text{ reg}}$ . Por lo tanto, el caudal del compresor también cambia.

<sup>1</sup> Fuente: Revista Técnica "Ingeniería Química". Manual de Compresores Alternativos - Parte III - Regulación. Diego Alvarez de los Corrales Melgar. Pág 138. Marzo de 1987. Madrid, España.

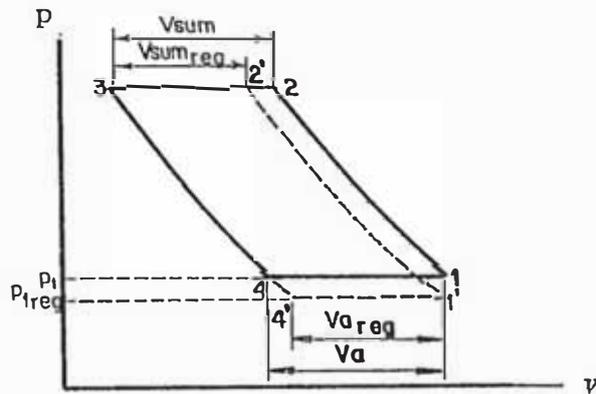


Figura 3.18

c) Separación de las placas de la válvula de admisión.-

Cuando la presión de suministro alcanza un valor predeterminado, un mando automático admite gas de alta presión al mecanismo de descarga de las válvulas de succión, el cual las abre reteniendo sus discos o desmontando los asientos en todos los ciclos de operación hasta que la presión de suministro caiga a un valor menor. El gas inducido durante la carrera de admisión retorna hacia este ramal durante la carrera de retorno, de modo que el volumen suministrado caiga a cero. Este procedimiento de regulación es simple, pero su eficiencia energética es pequeña. El diagrama indicado para este caso se ilustra en la figura 3.19.

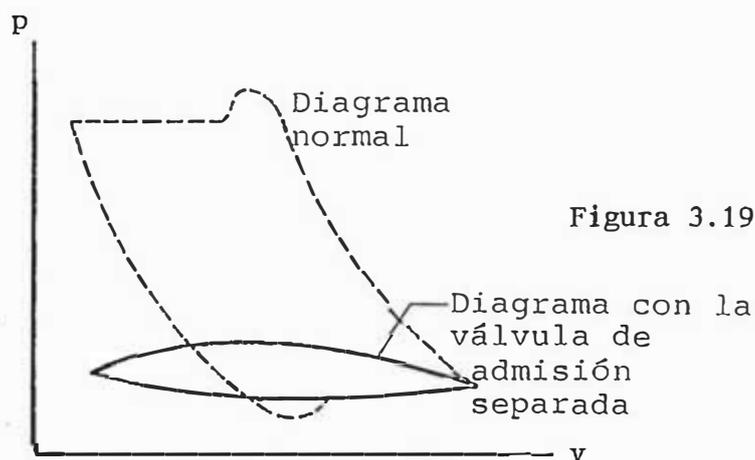


Figura 3.19

- d) Variación del volumen muerto.- De la ecuación (3.29) se ve que, siendo constantes  $V_d$ ,  $N$  y  $\pi$  se puede regular el caudal variando  $V_m$  (Figura 3.20). Para  $V_m$  el volumen de gas admitido es  $V_a$ . Si  $V_m$  aumenta hasta  $V_{m_{reg}} > V_m$ , la línea politrópica de expansión trazada para la nueva posición del origen de coordenadas  $O'$  ocupará la posición 3-4', y así se ve que el  $V_{a_{reg}} < V_a$ . La nueva línea politrópica de compresión 1-2' corresponderá al volumen de gas suministrado  $V_{sum_{reg}} > V_{sum}$ .

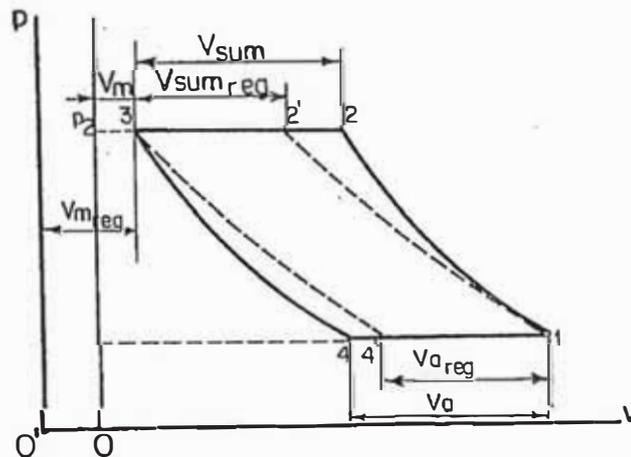


Figura 3.20

Otros procedimientos de regulación.- Además de los procedimientos indicados anteriormente se emplean los siguientes métodos:

- e) Por intermitencia de operación.- Consiste en parar la unidad cuando se hayan alcanzado unas condiciones límite de presión. La máquina volverá a arrancar cuando dicha

presión baje a un valor mínimo preestablecido. Este sistema sólo se utiliza en unidades de baja potencia y donde los arranques y paradas sucesivas no afecten la vida del motor por sobrecalentamiento.

- f) Por la recirculación del gas a la tubería de succión (bypass).
- g) Por el suministro en vacío a través de una válvula automática.

El procedimiento e es económico, pero los otros dos no, y por lo tanto no conviene emplearse.

#### 3.4.1.8. Balance energético del compresor

La prueba del compresor se efectúa para determinar su caudal real, la energía consumida y para formar el balance energético de  $1 \text{ m}^3$  (o  $1 \text{ ft}^3$ ) de gas a condiciones normales. Durante la prueba se trazan los diagramas indicados de todas las etapas del compresor.

Están sujetas a la medición inmediata durante la prueba del compresor la velocidad de rotación del eje, las temperaturas y presiones del gas iniciales y finales en las tubuladuras de entrada y salida, el flujo y temperaturas del agua de refrigeración en la entrada y salida, el

volumen de gas admitido y la potencia suministrada al motor del compresor.

La velocidad de rotación del eje se mide con un tacómetro de precisión o con un cuentarevoluciones y un cronómetro.

La presión inicial se mide con un manómetro diferencial (compresores de aire); la final con un manómetro de Bourdon.

Las temperaturas del gas y del agua se miden con termómetros bimetálicos colocados en las camisas encajadas en las tuberías y llenadas con aceite.

Es cómodo medir el flujo de agua de refrigeración por el método volumétrico con ayuda de tanques graduados.

El caudal de gas aspirado se mide con ayuda de una tobera o diafragma, instalados en el tubo de presión del compresor y en ausencia de una caja de aire. Midiendo la diferencia de presión  $h_{pr}$  en el diafragma se calcula por ésta el caudal.

Para disminuir las pulsaciones de la presión en el flujo de gas, las cuales dificultan la lectura de  $h_{pr}$  en-

tre la tubuladura de salida del compresor y el diafragma de medición se debe intercalar un recipiente amortiguador.

Finalmente, a base de las mediciones realizadas se forma el balance energético del compresor, utilizando el DIAGRAMA DE SANKEY.

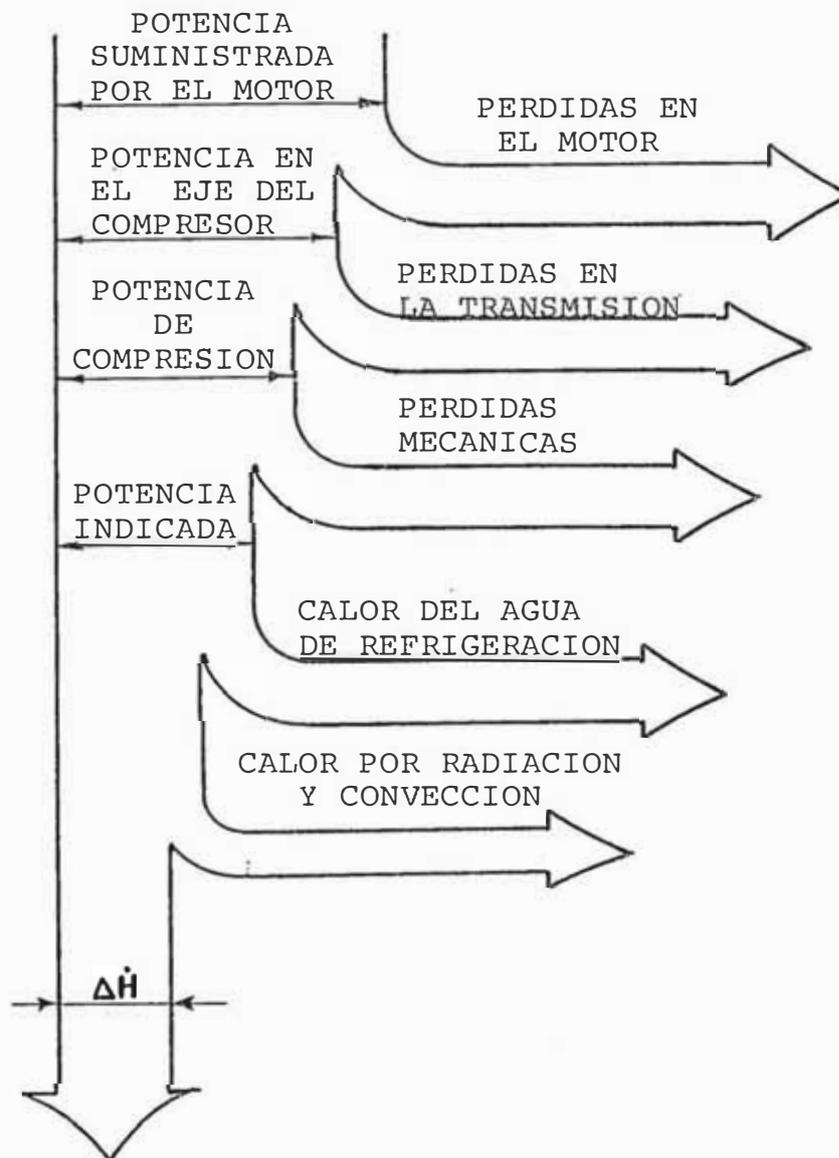


Figura 3.21. Diagrama de Sankey

## 3.4.1.9. Funcionamiento económico

El consumo de energía para la explotación del compresor es el índice principal del funcionamiento económico del mismo. Es cómodo referir este consumo a 1 000  $m^3$  (o  $ft^3$ ) de gas a condiciones normales suministrado por el compresor.

Sea la potencia en el eje del compresor igual a  $W_c$ . Si el compresor admite en un minuto  $Q_{min}$   $m^3$  de gas a condiciones normales, la potencia específica de compresión en  $kW-h/1\ 000\ m^3$  es:

$$W_{esp} = \frac{1\ 000 W_c}{60 Q_{min}} \quad (3.29)$$

## 3.4.1.10. Estructuras de los compresores

En la industria moderna se utilizan compresores alternativos que se diferencian considerablemente por el caudal y la presión. Para satisfacer las demandas de la industria, las fábricas producen compresores de una serie estandarizada de nomenclatura. Esta serie está construída basándose en la unificación de las piezas de los compresores, lo que permite crear máquinas de diferentes caudales y presiones con el empleo de estructuras idénticas de los elementos principales (bastidores, cilindros, ejes, etc.).

Esto abarata considerablemente la producción y rebaja el costo de los compresores.

Los compresores alternativos se fabrican con disposición vertical y horizontal de los cilindros. La primera crea economía de área de la planta de compresión, también la comodidad de explotación y montaje, pero es aplicable solamente en los compresores con una o dos etapas de compresión. Los compresores con pistones diferenciales que realizan compresión multietápica en un bloque de cilindros se fabrican por necesidad horizontales.

Las etapas de compresión pueden realizarse en los cilindros separadamente; en este caso se emplea la disposición en fila de los cilindros con accionamiento desde un cigüeñal común. Se encuentran estructuras con disposición de los cilindros en V (Figura 3.13.a).

Desde el punto de vista constructivo se distinguen los compresores de cruceta y sin cruceta.

En los compresores sin cruceta, el papel de cruceta lo desempeña el propio pistón, que tiene en este caso superficie cilíndrica alargada. Habitualmente son compresores de baja presión con una o dos etapas de compresión. Las estructuras de cruceta se emplean para cualquier presión, pero son características para altas presiones con

compresión multietápica. Esto se explica por los altos valores de las fuerzas transversales, la percepción de las cuales por la superficie del pistón resulta inadmisibile. Ahora veamos brevemente los elementos estructurales de los compresores.

Cilindros.- Los materiales más frecuentemente usados son fierro fundido normal y gris de estructura perlítica con un esfuerzo de tracción entre 270 y 450 MPa. Los requisitos principales del fierro fundido en los cilindros, aparte del esfuerzo suficiente son impermeabilidad perfecta, especialmente en los compresores para refrigeración, resistencia al desgaste y la más alta resistencia posible a la acción del gas a emplear.

La composición química de la fundición gris para cilindros de compresores es por lo general:

C: 2,9 a 3,3%	S: Máximo 0,1%
Si: 1,2 a 1,6%	Cr: 0,2 a 0,35%
Mn: 0,6 a 0,9%	Ni: 0,15 a 0,3%
P: Más de 0,35%	

La dureza Brinell de los cilindros de fierro fundido cae normalmente en el rango de 1 600 a 2 200 MPa.

Pistones.— Cuando se trabaja con compresores multietápicos hay que tener en cuenta que hay que equilibrar las masas alternativas, y con éstas las fuerzas y momentos. Por eso, en las etapas de baja presión, los pistones se fabrican de fundición de aleación ligera o chapa de acero soldada, y en las etapas de alta presión, éstos se fabrican de fierro fundido.

Los pistones deben hacerse de un material con buenas propiedades antifricción, de alto esfuerzo y capaces de producir modelos con buenas propiedades de maquinabilidad. Es también un requisito importante que tengan poca dilatación térmica cuando se trabaja con gases a altas temperaturas, en los cuales se desea también buena conductividad térmica.

Prensaestopas.— Para bajas presiones, éstas se fabrican con estopas blandas. Para presiones de hasta 25 Bar se emplean estopas de algodón y amianto impregnado con unguento de grafito. Para presiones más altas se emplea cordón grafitado de amianto y alambre.

Válvulas.— Son fabricadas principalmente como autoaccionadas, que se abren y cierran en forma automática, debido a la diferencia de presiones que actúa a ambos lados de la válvula.

Las válvulas se clasifican principalmente en los siguientes tipos:

- a) De láminas (Figura 3.22.a).
- b) De discos (Figura 3.22.b).

De estos dos tipos de válvulas, las del tipo de disco son usadas en las operaciones con gas natural. Varios resortes son empleados para amortiguar la apertura de la válvula bajo el impacto de la carga.

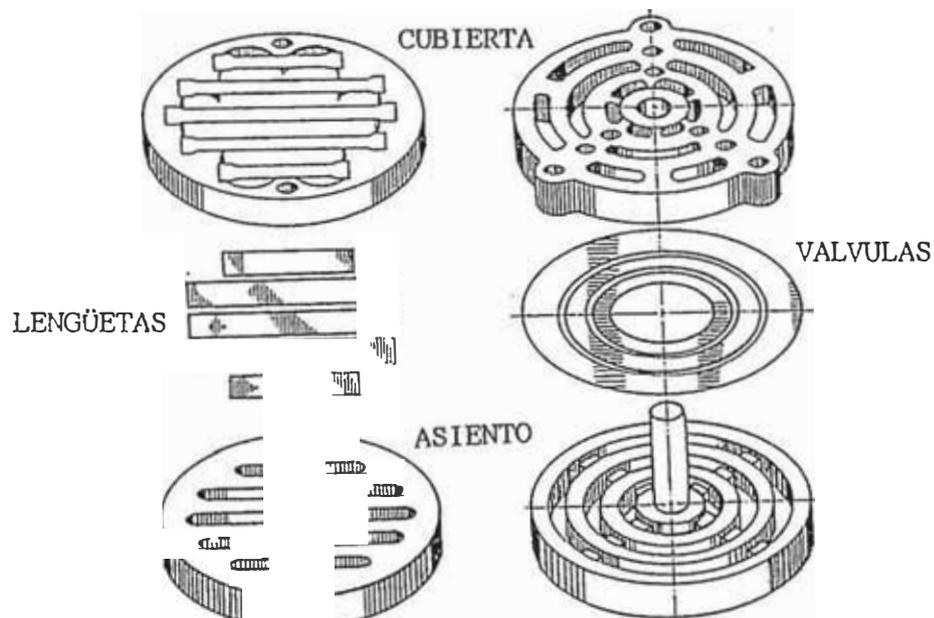


Fig. 3.22.a

Fig. 3.22.b

Anillos.— Mayormente se hacen de fierro fundido perlítico-sorbítico. Para grandes esfuerzos los anillos se hacen por lo común aleados con cromo y molibdeno. La dureza Brinell varía entre 1 700 y 2 100 MPa, o aún más, dependiendo de

la aplicación, material del cilindro, dimensiones de los anillos y método de fundición.

El teflón (PTFE ó politetrafluoruro de etileno) es el material más utilizado en los compresores de gas natural<sup>1</sup>. Se caracteriza por su gran estabilidad química y sus excelentes propiedades mecánicas, sobre todo en lo que a resistencia al desgaste se refiere.

Con el fin de mejorar las propiedades antidesgaste del teflón, éste suele rellenarse con fibra de vidrio, grafito, carbón, bisulfuro de molibdeno o bronce, con ello se consigue aumentar la conductividad térmica, así como reducir la dilatación térmica.

Como propiedades más importantes de los aros de teflón hay que destacar las siguientes:

- a) Puede usarse en un rango de temperatura entre  $- 269^{\circ}C$  y  $200^{\circ}C$ .
- b) Es inactivo casi a todos los productos químicos.
- c) No es absorbente ni higroscópico.
- d) Alto valor al impacto.
- e) Bajo coeficiente de fricción.
- f) No inflamable.
- g) No daña los cilindros.

---

<sup>1</sup> Recuerde el lector que la presente Tesis estudia este tipo de compresores.

- h) Mejora las propiedades físicas añadiéndole ciertos productos de relleno.
- i) Es fácil de montar, dado que no se requiere de un ajuste de acabado.
- j) Ligero y fácil de manejar.

Vástagos.— Ha de tenerse presente que este elemento ha de soportar todos los esfuerzos que genera el pistón, así como las fuerzas de inercia alternativas.

El vástago se fabrica con un material muy anticorrosivo con alta resistencia a la fatiga. En su movimiento de vaivén, éste frota una cierta superficie del mismo contra la empaquetadura del cilindro, quedando aquel sometido a una alta fricción que se acentuará en las etapas de alta presión del gas. En dicha zona puede aplicarse una capa de calmonoy (aleación de alto contenido de Cr y Ni) para mejorar la vida de dicha zona. Esto hace que el material del vástago posea muy buenas propiedades antidesgaste<sup>1</sup>.

Empaquetaduras.— Evitan la fuga del gas en la zona donde el vástago penetra en el cilindro. Para formarlas se emplean los mismos materiales que para los anillos, y además se emplean los anillos de asbesto suave impregnados de caucho para servicios de baja presión. Las pérdidas de gas

---

<sup>1</sup> Véase el apéndice I, sección 2, acápite 7 y sección 15, acápite 3.

varían dependiendo del tipo de gas, presión, capacidad y situación de desgaste de la empaquetadura.

#### 3.4.1.11. Mantenimiento de los compresores

El suministro inadecuado o inseguro de gas resulta ser un impedimento para la operación segura y económica de los elementos que trabajan con dicho gas. Un programa de mantenimiento específico para compresores conducirá a la obtención de la máxima eficiencia del compresor, y eliminará periodos de paradas innecesarios. Muchos compresores que se instalan en lugares inaccesibles son prácticamente olvidados hasta que aparecen los problemas.

Localización.— Para un buen mantenimiento debe seleccionarse un local limpio y bien iluminado, con suficiente espacio para acomodar las piezas que sea necesario dismantelar. Los dibujos y croquis de la cimentación muestran los espacios necesarios para dar servicio. Los costos de mantenimiento y materiales se reducen al seguir dichas recomendaciones.

Cimentación.— Para la operación y mantenimiento satisfactorios de un compresor es necesario que éste tenga una cimentación adecuada. Una cimentación diseñada sin suficiente masa y superficie para rodamientos causará vibraciones en el compresor que pueden producir rotura en las

tuberías de descarga, las de succión y las de agua, además de un excesivo desgaste en las partes del compresor.

Filtros de gas y tuberías de succión.— Cada compresor deberá estar equipado con un filtro de gas el cual deberá ser del tipo más eficiente para el servicio adecuado. El filtro deberá estar instalado de tal modo que suministre adecuadamente gas fresco, limpio y libre de ácidos.

En algunas instalaciones será necesario colocar los filtros retirados del compresor; ésto debido a condiciones desfavorables dentro del área del compresor. Debe tenerse la precaución de instalar la tubería de succión al compresor. Esta debe ser hermética, libre de polvo, astillas y escamas, de sección correcta y longitud adecuada hasta la succión del compresor.

Localización y capacidad de los tanques de compresión.— Con frecuencia se considera a éstos como accesorio de los compresores, y para muchas aplicaciones no son correctamente instalados o adecuadamente dimensionados. Estos tanques absorben las pulsaciones en las líneas de admisión y descarga del compresor, y uniformizan el flujo de gas en las líneas de servicio. Sirven además como almacén de gas comprimido, debiendo tenerse cuidado con las demandas súbitas momentáneas respecto a la capacidad del compresor. Otra de sus funciones es la de precipitar la

humedad que pueda condensarse en el depósito y prevenir que ésta sea llevada al sistema de distribución del gas.

Se recomienda que el tanque de compresión esté lo más cerca posible al compresor de tal modo que la línea de descarga tenga longitud mínima, reduciendo así la caída de presión entre el tanque y el compresor.

Arranque de un compresor.- Antes de arrancar un compresor nuevo o reparado, se debe verificar el sistema de lubricación, comprobando el de las partes indicadas por el fabricante. Para los compresores refrigerados por agua hay que comprobar que no haya fugas en la circulación del agua que pasa a través de todas las partes que requieran de refrigeración.

Después de haber hecho trabajar al compresor sin carga durante 1 o 2 horas, con paradas periódicas para verificar cualquier calentamiento de chumaceras o de algunas otras piezas de trabajo, se debe aplicar parcialmente la carga y aumentar en forma gradual carga y presión. El periodo de asentamiento deberá consumirse en un tiempo mínimo de 4 horas, el mismo que no debe efectuarse con carga fuerte.

Después de las pruebas iniciales, el compresor satisface a sí mismo su mantenimiento, suministrando gas

limpio con suficiente alimentación de agua de refrigeración y suministrándose la lubricación adecuada.

Al tenerse un compresor refrigerado por agua, agua en exceso causará exceso de condensado y desgaste en el cilindro, ya que un cilindro frío no se lubricará adecuadamente, y porque la lubricación se vería afectada al necesitarse un exceso de potencia, subiéndose además los costos de mantenimiento y operación.

Lubricación.— La comprobación más importante en un compresor es su sistema de lubricación. La unidad debe conservarse bien lubricada, verificando el nivel de aceite por lo menos cada 24 horas de operación. Se deben usar solamente grasas y lubricantes recomendados por el fabricante del compresor. El aceite utilizado debe contener poco carbono y azufre, y debe usarse un inhibidor contra la oxidación.

El tiempo para efectuar los cambios de aceite están regulados por las condiciones locales, y se determinan por la decoloración y las condiciones físicas del aceite. Al hacer los cambios de aceite, es conveniente quitar las tapas del compresor y observar el interior del cárter para limpiarlo con un trapo limpio. Nunca se debe usar objetos mecánicos. Si no es posible ver el interior, se debe utilizar un aceite de buen grado para quitar

cualquier partícula que esté asentada en el piso del cárter.

**Válvulas.**— En los compresores alternativos, las válvulas deben estar en las mejores condiciones de operación. Las válvulas con fugas o en mal estado causan pérdidas en el gas neto suministrado. Con frecuencia el calentamiento de las válvulas causa sobrecarga en el motor. Por lo tanto, es muy importante verificar las válvulas periódicamente, y estar seguro de que siempre estén en buenas condiciones de operación.

El periodo para comprobación del estado de las válvulas depende de varias condiciones, tales como eficiencia del filtro de gas, contenido de carbono en el aceite usado, y en general, de las condiciones del compresor. Si el filtro es eficiente y revisado regularmente, no se tendrá exceso de polvo en el gas ni se tendrán alojadas partículas extrañas en las válvulas. Al usar un aceite de bajo contenido en carbono se reducirá al mínimo el mantenimiento de las válvulas.

Es fácil localizar la válvula o válvulas defectuosas cuando se tienen problemas con ellas. Generalmente el primer síntoma se manifiesta por la disminución en la entrega de gas y por el calentamiento alrededor de los compartimientos de la válvula. Si en las válvulas de succión

hay fugas, se escuchará un ruido bien definido en el filtro cuando el compresor está con carga.

Cuando una válvula se ha sobrecalentado, será necesario reemplazar todas las placas o discos de la válvula y sus resortes, ya que el exceso de temperatura reduce la vida de estas piezas, y el calor puede ocasionar rotura de las mismas, siendo ésto peligroso para el compresor.

Anillos del pistón.- Los anillos también pueden ser una causa en la pérdida de la eficiencia de un compresor. Cuando los anillos están correctamente lubricados, su desgaste es lento, pero con el tiempo sufren desgaste eventual, aumentando los espacios entre anillo y pistón hasta el punto en que su funcionamiento no resulte adecuado. Una manera de comprobar los anillos consiste en poner gas a presión en la parte superior del pistón y escuchar o sentir el paso del gas entre el piston y los anillos.

Si se tiene el caso de que está pasando exceso de gas, deberá quitarse el pistón y comprobar el huelgo entre las paredes de éste y del cilindro, para así determinar qué piezas será necesario cambiar.

Cojinetes.- Los cojinetes de la manivela de los compresores son del tipo usado en automóviles, de cuerpo de acero

y metal babbit fundido. El ruido en las chumaceras en las que se inserta babbit es corregido colocando partes nuevas de babbit. Si el gorrón de la manivela sufre algún desperfecto, deberá insertarse babbit hasta conseguir el ajuste deseado. En chumaceras de babbit pueden adaptarse cuñas para corregir los huelgos necesarios para el giro.

Nunca debe limarse una parte donde se vayan a colocar insertos de precisión, y no deben colocarse nuevos insertos en un lugar que haya sido limado, pues en estas condiciones el cojinete no estará en buenas condiciones de operación.

Interenfriadores y postenfriadores.- Estas son partes muy importantes del compresor que con frecuencia se descuidan al grado que su trabajo se vuelve muy deficiente. Casi todo su mantenimiento es muy simple; Consiste en el adecuado drenado de las trampas o compartimientos de la humedad. Cualquier tipo de enfriador es un condensador, y si no se drena regularmente el condensado, podrá pasar agua hasta los cilindros de alta presión en el caso de un interenfriador o hasta las tuberías de gas en el caso de un postenfriador. El drenado debe efectuarse regularmente según las condiciones existentes de humedad. La manera más segura de drenar es mediante trampas de drenaje automático que se instalan en el interenfriador y postenfriador.

Limpieza.- Un aspecto muy importante en el mantenimiento de un compresor es conservar limpias sus superficies exteriores. El polvo con aceite forma un aislamiento que estorba la disipación de calor a la atmósfera. Esto es importante sobre todo para compresores refrigerados por aire en los cuales toda la disipación de calor es a través del cilindro y de las superficies que rodean su cabeza. El mantener limpio un compresor paga dividendos, porque se tendrá buena apariencia, además de reducir los costos de operación y mantenimiento.

Descarga.- Algunos sistemas comunes de descarga son: Válvulas de succión en la descarga, equipos con estrangulación en la succión, descargadores centrífugos y sistemas de desviación. Casi todos estos controles son operados mediante interruptores de presión, solenoides y válvulas de tres vías accionadas por el solenoide. Otra manera de operar los equipos de descarga es mediante un piloto neumático, del cual se tienen varios tipos en el mercado.

Empaquetaduras.- Los compresores de doble efecto tienen empaquetaduras en los vástagos de los pistones para evitar el paso del aceite, así como también lo tienen en la cabeza del cilindro, los cuales requieren inspección periódica. Las empaquetaduras que detienen el paso del aceite a través del vástago están constituidos por un juego de anillos de arrastre. Si se tiene algún desper-

fecto en el vástago, éste lo arruinara. Nunca debe ponerse anillos de arrastre nuevos sobre vástagos mellados, rayados o gastados, debiendo mejor instalarse un vástago nuevo.

#### 3.4.2.0. COMPRESORES ROTATIVOS

Los más difundidos son los compresores de paletas deslizantes. Ultimamente hallan aplicación los compresores de tornillo.

##### 3.4.2.1. Compresores de paletas deslizantes

El esquema de un compresor de este tipo se encuentra en la figura 3.23. Al girar el rotor (1), situado ex-céntricamente en el cuerpo (2), las paletas (3) forman los espacios cerrados (4), que trasladan el gas de la cavidad de admisión a la cavidad de escape. Con ésto se efectúa la compresión del gas. Tal esquema del compresor, teniendo buen equilibrio de las masas en movimiento, permite comunicar al rotor una alta velocidad de rotación y unir la máquina directamente con el motor eléctrico.

Al funcionar este compresor se desprende una gran cantidad de calor a causa de la fricción. Por esta razón, para relaciones de presión mayores que 1,5, el cuerpo del compresor se fabrica con refrigeración por agua.

Estos compresores pueden utilizarse para admitir gases y vapores de los espacios con presión menor que la atmosférica. En tales casos el compresor es una bomba de vacío. El vacío creado por las bombas de vacío de paletas deslizantes alcanza el 95%.

El caudal del compresor de paletas deslizantes depende de sus dimensiones geométricas y de la velocidad de rotación.

Los productos de las eficiencias de los compresores de paletas deslizantes se encuentran dentro de los límites de:  $n_t \cdot n_m = 0,5 \dots 0,6$ ;  $n_s \cdot n_m = 0,6 \dots 0,7$ .

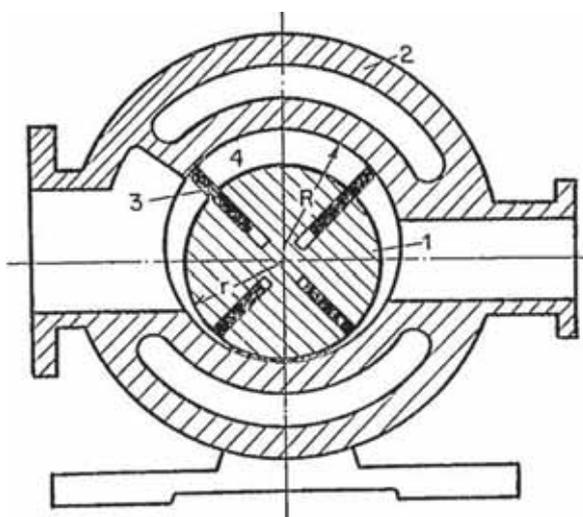


Figura 3.23

#### 3.4.2.2. Compresores de tornillo

El principio de funcionamiento de un compresor de tornillo con dos tornillos se aclara en la figura 3.24.

Las piezas de trabajo principales del compresor son los tornillos de perfil especial; la disposición recíproca de éstos está fijada estrictamente por las ruedas dentadas que se encuentran en engrane, encajadas sobre los ejes. El huelgo en el engranaje en estas ruedas dentadas sincronizadoras es menor que en los tornillos, por lo cual la fricción en los últimos está excluida. El tornillo con cavidades es el órgano distributivo de cierre, por eso la potencia transmitida por las ruedas dentadas sincronizadoras no es grande. Por consiguiente, su desgaste es pequeño. Este detalle es muy importante debido a la necesidad de conservar huelgos suficientes en el par de tornillos.

Al girar los tornillos, como resultado de la entrada periódica de las cabezas de los dientes de los tornillos en las cavidades se realizan sucesivamente los procesos de admisión, compresión y expulsión.

Los compresores de tornillo se fabrican con refrigeración por agua del cuerpo y refrigeración interna de los tornillos.

Los huelgos interiores del par de tornillos varían entre 0,1 *mm* y 0,4 *mm*. No hay fricción mecánica. Por eso, estos compresores funcionan sin lubricación en los tornillos, y el gas suministrado no se ensucia con los vapores de aceite.

Los productos de las eficiencias mencionados en 3.4.2.1. son algo más altos, principalmente a causa de la ausencia de fricción mecánica en el par de tornillos.

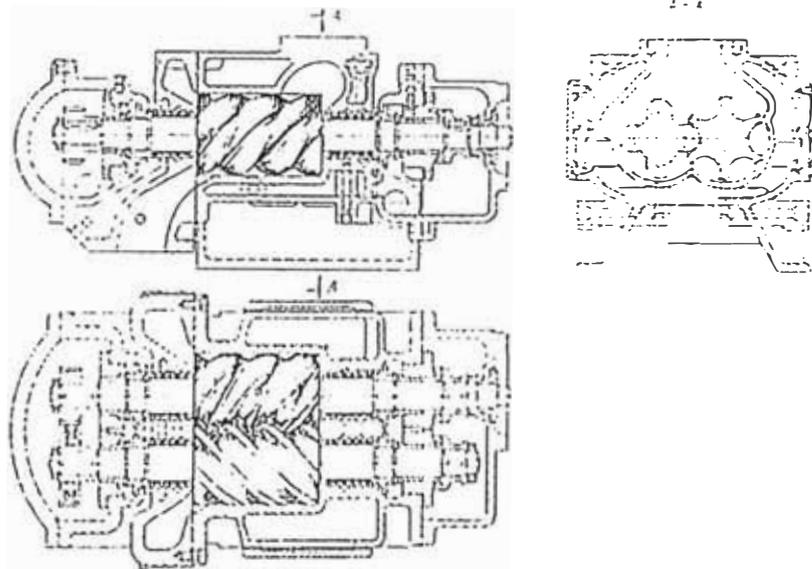


Figura 3.24

#### 3.4.3.0. TURBOCOMPRESORES

##### 3.4.3.1. Compresor centrífugo

Esta turbomáquina funciona análogamente a una bomba centrífuga. Su eje se une con el eje del motor de accionamiento (motor eléctrico o turbina a vapor) directamente por intermedio de una transmisión mecánica que aumenta la velocidad de rotación del eje del compresor, con lo que se obtiene la reducción de las dimensiones de la unidad, se reduce su masa y también su costo.

El compresor centrífugo consiste fundamentalmente de una carcasa inmóvil que contiene en su interior el rodete, mas el conducto anular de descarga (difusor). Puede verse un esquema del rodete de un compresor centrífugo en la figura 3.25.a, el cual puede ser de una o dos caras, tal como se ve en las figuras 3.25.b y 3.25.c, pero la teoría fundamental es la misma para ambos.

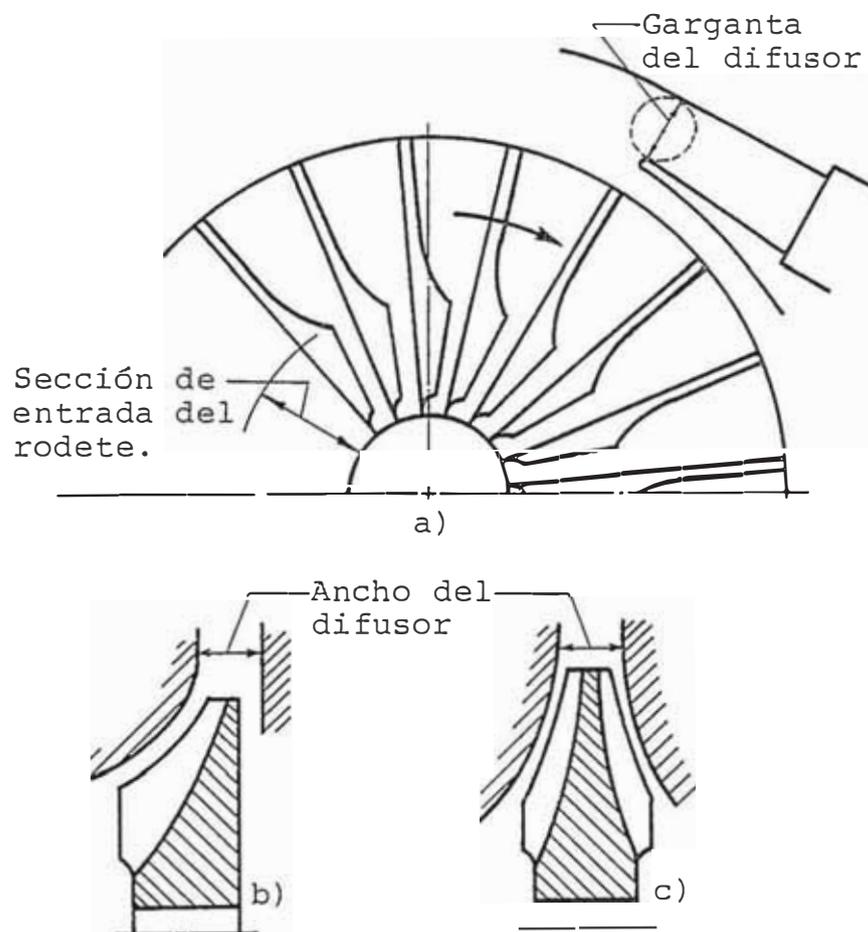


Figura 3.25

El gas es admitido al interior de la sección de entrada del rodete, y los álabes de ésta le hacen girar a gran velocidad. La práctica normal es diseñar el compresor de

modo que aproximadamente la mitad del aumento de presión tenga lugar en el rodete, y la otra mitad en el difusor.

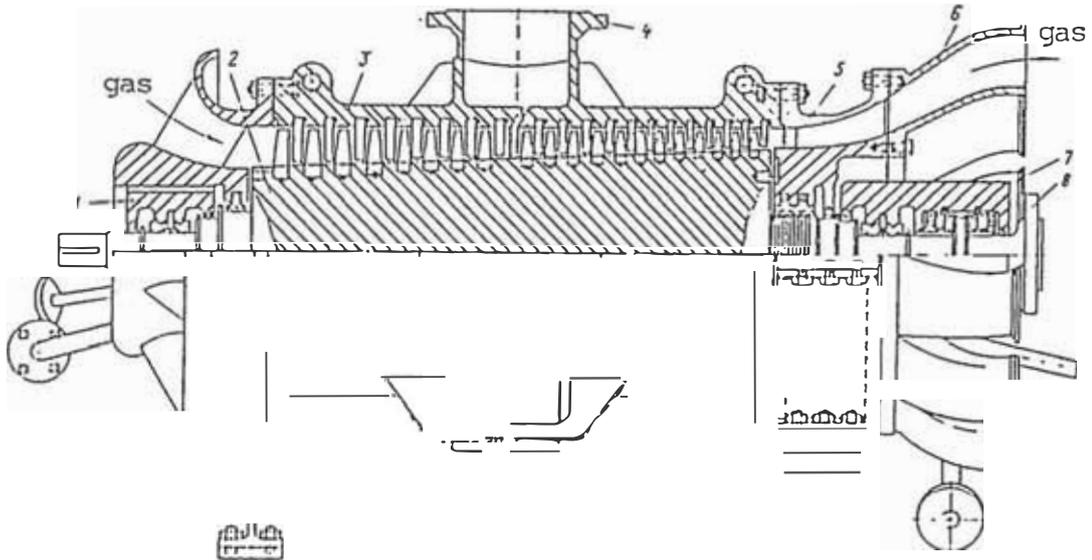
Es interesante observar que normalmente se usan álabes rectos. Si se utilizasen álabes curvos, tenderían a estirarse bajo la acción de la fuerza centrífuga, apareciendo en ellas unas fuerzas flectoras indeseables. La elección de álabes rectos es lo que determina en gran medida la división del aumento de presión aproximadamente por igual entre el rodete y el difusor.

#### 3.4.3.2. Compresor axial

Su construcción consta de un rotor macizo con varios rodetes que llevan los álabes móviles, y un estator que lleva los álabes fijos.

En el compresor axial el principio básico de la aceleración del fluido motor seguida de una difusión que convierte la energía cinética adquirida en un aumento de presión se lleva a cabo en una serie de escalones o etapas, y puede estudiarse considerando el paso del gas a través de uno cualquiera de ellos. El gas se aspira a la tubuladura de admisión, y moviéndose en dirección axial se comprime sucesivamente en las etapas del compresor. Por la tubuladura de escape el gas se desaloja a la tubería que conduce éste a los consumidores.

Los compresores axiales son accionados por motores eléctricos, turbinas a vapor y a gas.



1- Cojinete de apoyo; 2- Tambor; 3- Cuerpo; 4- Tubuladura de toma intermedia; 5- Difusor; 6- Bridas de reducción; 7- Cojinete de empuje axial; 8- Brida del embrague rígido.

Figura 3.26. Compresor axial

#### 3.5.0.0. PLANTAS DE COMPRESION DE GAS NATURAL (PCGN)

Una PCGN es toda instalación localizada en tierra (baterías) o en alta mar (plataformas marinas), cuya finalidad es comprimir el gas producido por los reservorios aledaños para los siguientes fines:

- a) Generar el ascenso del petróleo en aquellos reservorios que producen gas asociado y/o petróleo.

- b) Inyectarlo a dichos pozos para conservar su presión.
  
- c) Venderlo a aquellas plantas procesadoras de gas para su posterior venta como combustible de uso doméstico, para procesos industriales o para generar energía eléctrica en centrales termoeléctricas.

Los elementos constituyentes de toda PCGN son los siguientes:

- 1.- Separador de gas, cuya finalidad es separar los líquidos del gas natural (LGN) del gas puro.
  
- 2.- Filtros de gas, que lo liberan de aquellas partículas extrañas que podrían generar problemas en la unidad de compresión.
  
- 3.- Válvulas de diafragma, para estrangular el gas en caso que éste se suministre a una presión por encima de la presión de trabajo.
  
- 4.- Restregadores (scrubbers), que condensan los LGN que se hubieran generado después de la estrangulación por la válvula de diafragma.
  
- 5.- Unidad de compresión, que será la máquina que comprimirá el gas para su uso posterior en los casos mencionados arriba. Está comprobado que toda PCGN en el

mundo entero utiliza la compresión por etapas para alcanzar sus fines.

- 6.- Interenfriadores y postenfriadores, que refrigeran el gas que pasa por las múltiples etapas de compresión o para enfriar el agua de refrigeración de toda la unidad.
- 7.- Válvulas de seguridad, que alivian a la línea de gas de probables sobrepresiones producidas por una alta descarga en cada una de las etapas de compresión. Generalmente son reguladas a una presión de 10% a 15% mayor que la presión de descarga normal.
- 8.- Múltiple de tuberías, que distribuyen el flujo de gas de alta presión a la instalación para su posterior inyección a los pozos o para su distribución a las tuberías que transportarán el gas en el caso que éste se venda.
- 9.- Tuberías, que transportan el gas hacia los puntos de consumo.

#### 3.5.1.0. BREVE DESCRIPCION DE LA PCGN SITUADA EN LA PLATAFORMA PN-1

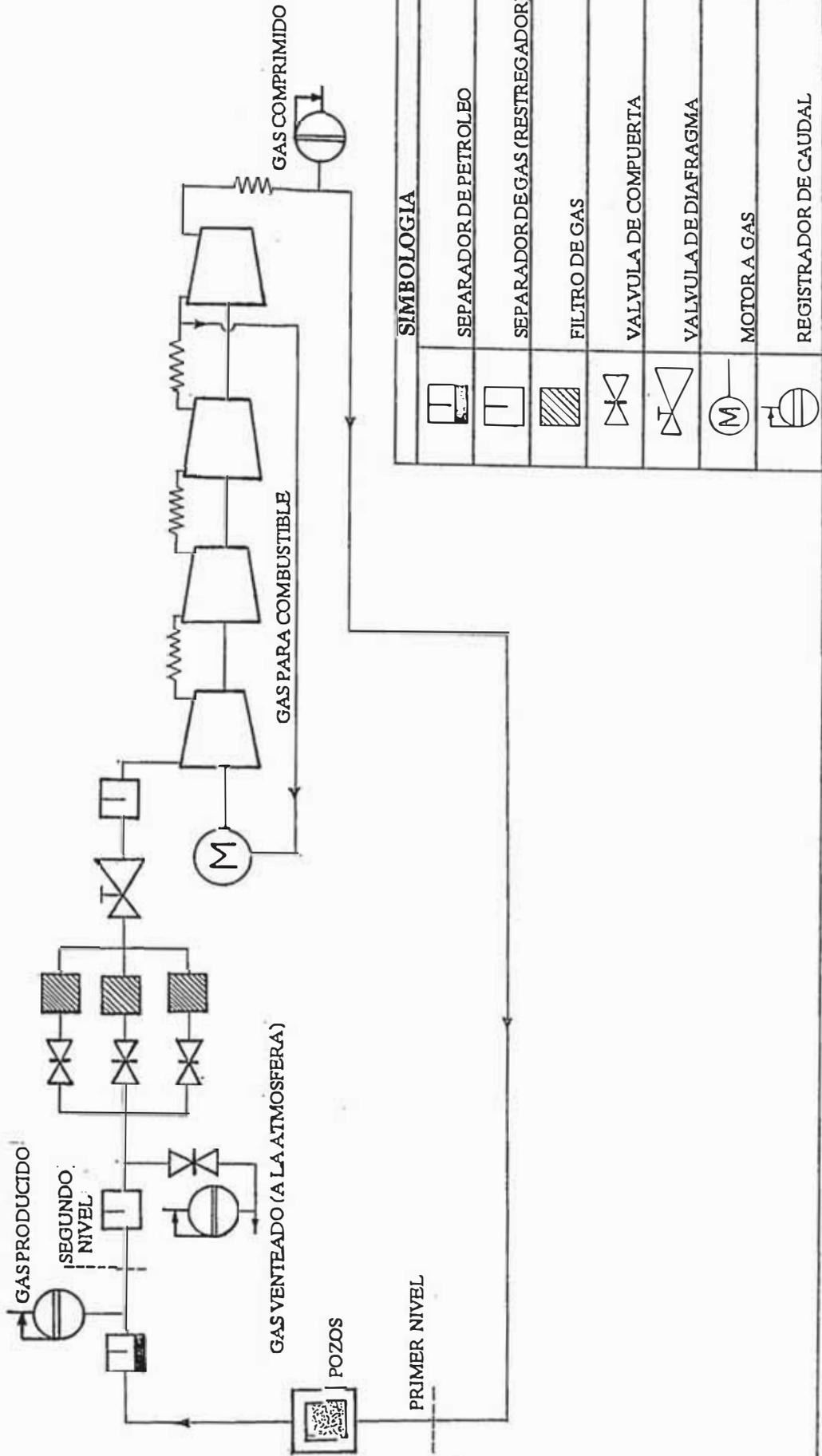
El proceso de compresión de gas natural en esta plataforma se lleva a cabo del siguiente modo:

- 1.- El gas asociado proviene de los pozos, e ingresa al tanque separador de petróleo, cuya función es separar el gas natural del petróleo. El gas separado es medido en el registrador del caudal de gas producido, cuya presión fluctúa entre 25 y 35 *psig* (2,736 y 3,425 *Bar abs.*).
- 2.- El gas separado se conduce hacia un segundo tanque separador de gas situado en el segundo nivel, cuya finalidad es separar los líquidos del gas natural (LGN) del gas propiamente dicho.
- 3.- Hay un flujo de gas que no podrá ingresar al compresor; éste es el denominado "gas excedente", el cual desafortunadamente se libera a la atmósfera (ventea).
- 4.- Este gas casi seco pasa por un filtro de gas<sup>1</sup>, que lo limpia de cualquier partícula extraña.
- 5.- El gas es estrangulado en una válvula de diafragma hasta una presión que varía entre 10 y 20 *psig* (1,702 y 2,391 *Bar abs.*), que es el rango de presiones de admisión del gas en el compresor.

<sup>1</sup> Los otros dos filtros están de reserva.

- 6.- Durante el estrangulamiento se pueden haber condensado algunos LGN. Por lo tanto, hay un tanque separador de gas más antes que el gas ingrese al compresor.
- 7.- El gas ingresa al compresor, y el proceso de compresión continúa según el esquema de principio que se muestra en la figura 3.28. En la figura 3.27 se muestra un diagrama de flujo simplificado.
- 8.- Antes que el gas ingrese a la cuarta etapa de compresión, se extrae un pequeño caudal de gas (aproximadamente el 10% del caudal de gas comprimido) para accionar el motor. La mínima presión requerida para el gas en este caso es 35 *Bar abs.*
- 9.- Finalmente, luego que el gas pasa por el postenfriador pasa por un sistema de múltiples, el cual reparte el gas comprimido, y lo inyecta a cada uno de los pozos para producir petróleo. Actualmente, la presión final del gas (en el momento de la inyección) llega hasta 900 *psig* (63 *Bar abs.* en el mejor de los casos).

FIGURA 3.27. DIAGRAMA DE FLUJO DEL GAS NATURAL EN LA PLATAFORMA PN-1



## CAPITULO 4

# EVALUACION TECNICA

### 4.0.0.0. GENERALIDADES

El presente capítulo tiene por objetivo determinar los beneficios que se obtendrán gracias a la regulación en la relación de volumen muerto de la primera etapa de compresión del compresor estudiado, la cual permitirá disminuir el caudal de gas venteado utilizando para ello relaciones presentadas en el capítulo 3 y otras relaciones deducidas en el presente capítulo. Para ésto trabajaremos con los datos de presiones y temperaturas tomados in situ el día 28 de Noviembre de 1 991<sup>1</sup> en la plataforma PN-1 y el reporte de los volúmenes de gas procesados el mismo día. También, en base a los reportes mensuales de gas comprimido y venteado entre los años 1 986 y 1 991 en dicha plataforma nos daremos cuenta de la importancia del presente estudio.

### 4.1.0.0. CAUSAS DE LA CAIDA DEL RENDIMIENTO DE UNA PCGN

Podemos enunciar dichas causas del siguiente modo:

- 1.- Caída de la eficiencia volumétrica de la(s) unidad(es) de compresión, la cual (como veremos más adelante) se

<sup>1</sup> En la tabla 4.1 y 4.2 se puede apreciar que los datos tomados en ese día tienen bastante estabilidad.

traduce en la disminución de la capacidad de producción de la planta.

- 2.- La siguiente causa es la caída de la eficiencia mecánica de la(s) unidad(es), debido al desgaste por fricción y fatiga que sufren sus elementos principales: Los pistones, las bielas y los anillos básicamente, tanto del motor como del compresor, y que obligan a disminuir la velocidad de rotación del cigüeñal del motor, trayendo como consecuencia la caída de la producción en dicha PCGN.
- 3.- Envejecimiento de la superficie interna de las tuberías de flujo de gas por la condensación de los líquidos que contienen. Estos líquidos causan corrosión, haciendo que el rozamiento entre el gas y las paredes de las tuberías aumente, reduciendo la presión del gas, o cuando en ellas se forman hidratos (incrustaciones de hielo), bloqueando así el flujo del gas debido a la reducción del diámetro de paso.
- 4.- El aislamiento que se da en la superficie externa de los tubos aleteados del radiador, por los cuales el gas se refrigera en su paso por éste, causando una refrigeración insuficiente del gas. La causa principal radica por la condensación de la humedad ambiental sobre dichos tubos, los cuales hacen que se formen sulfatos sobre sus superficies.

5.- El resbalamiento que se produce entre las poleas y las fajas que accionan al radiador, haciendo que la velocidad de rotación de su eje disminuya, disminuyendo así el caudal de aire de refrigeración, trayendo como consecuencia que el gas ingrese más caliente a los demás cilindros, y que la presión final del gas sea menor que la esperada.

#### 4.2.0.0. CAUSAS DEL VENTEO DE GAS NATURAL EN LAS UNIDADES DE COMPRESION DE UNA PCGN

Este indeseable fenómeno se produce fundamentalmente por la falta de capacidad de compresión de las unidades de compresión, ya sea por baja eficiencia volumétrica o por una parada repentina de la unidad, que puede ser por una anomalía del motor o del compresor.

Toda planta de producción de gas asociado o no asociado puede tener tres (03) tipos de compresores: De ventas, de levantamiento artificial de petróleo (gas lift) y de inyección.

Cuando un compresor de gas lift para, es práctica común pasar un compresor de inyección al sistema de levantamiento artificial de petróleo, teniendo que ventearse el gas que el compresor parado deja de comprimir inevitablemente. Evidentemente baja la inyección, pero se está pri-

vilegiando la producción diaria en perjuicio del mantenimiento de la presión del pozo.

Un venteo adicional se produce por rotura o reparación de líneas. También se ventea gas desde plataformas que no tienen compresor o líneas de recolección, ya sea porque son antieconómicos o por no estar contemplados dentro de los programas operativos.

También se ventea gas porque inesperadamente los reservorios producen más gas que lo normalmente esperado, habiendo así un exceso de gas que desafortunadamente es venteado, y porque los pozos se encuentran sobrepresurizados por acción del gas, retardando la producción de petróleo. En este caso se procede a abrir la válvula de alivio del pozo, venteando el gas acumulado hasta que de éste salga petróleo.

#### 4.3.0.0. INFLUENCIA DEL VENDEO DE GAS NATURAL EN LA ATMOSFERA

##### 4.3.1.0. CONTAMINACION ATMOSFERICA

Es un fenómeno natural o provocado, intencionalmente o no, que incide en la composición normal físico-química y biológica de la atmósfera, haciéndola hostil a las actividades humanas en sus múltiples facetas y a la vida misma.

Al respecto, la Organización Mundial de la Salud señala: *"Contaminación del aire ocurre cuando uno o muchos contaminantes están presentes en tales cantidades y por tales periodos en el aire ambiental, que son nocivos a los seres humanos, animales, plantas, bienes inmuebles, y contribuyen a dañar o causar molestias al bienestar y uso de bienes en grado medible"*.

#### 4.3.2.0. HIDROCARBUROS NO COMBUSTIONADOS

Esta denominación sitúa en el campo de la contaminación atmosférica a un grupo extenso de la familia química formada por compuestos de hidrógeno y carbono en combinaciones variadas, que incluyen también átomos de oxígeno, nitrógeno y halógenos.

No combustionados significa que estos hidrocarburos se han liberado a la atmósfera (venteado) sin haber alterado su composición molecular, pese a haber participado previamente en procesos físicos u operaciones químicas.

Numerosos hidrocarburos invisibles concitan atención porque su presencia en el aire es revelada por olores característicos, cuyos efectos inmediatos se traducen en molestias.

De acuerdo con las enmiendas de 1970, la Ley del Medio Ambiente de los Estados Unidos de América (NEPA) pu-

blicó en el Registro Federal los estándares de calidad del aire ambiental, en la cual señala que la concentración máxima de hidrocarburos permisible en un turno de 3 horas de trabajo (entre las 06:00 h y 09:00 h) es del orden de 160  $\mu\text{g}/\text{m}^3$  de aire atmosférico (0,24 ppm).

Finalmente, en cuanto al gas natural se refiere, por ser éste un compuesto químico cuya densidad es menor que la del aire atmosférico (aproximadamente  $0,83 \text{ kg}/\text{m}^3$ ), actúa negativamente sobre la capa de ozono, ya que se comporta como un aerosol<sup>1</sup>.

El expendio de gasolina es otra fuente importante que contribuye a la presencia de hidrógeno y carbono no combustionados en el aire, y lo es en mayor proporción en países donde no existe reglamentación al respecto.

#### 4.4.0.0. PARAMETROS REQUERIDOS PARA EL PLANTEAMIENTO DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION

A continuación se presentan los parámetros que se emplearán para determinar la mejor solución de aprovechamiento del gas natural venteado.

---

<sup>1</sup> Con el fin de enfatizar los efectos nocivos que las sustancias químicas causan sobre la capa de ozono, se invita al lector a leer el artículo periodístico que se muestra en el apéndice G y la referencia bibliográfica N° 11.

- INDICE POLITROPICO DE COMPRESION

Su determinación es necesaria para poder calcular la potencia de compresión de cada etapa de compresión (ecuación (3.23)). Aplicaremos las siguientes ecuaciones utilizadas en la Termodinámica de los Gases Reales:

- Ecuación de un proceso politrópico:  $pv^n = \text{cte}$
- Ecuación de Estado del Gas Real:  $pv = zRT$

Combinando estas ecuaciones adecuadamente para los procesos de entrada y salida del gas en cada etapa de compresión, obtenemos la siguiente expresión:

$$n = \left[ 1 - \frac{\ln[(T_2/T_1) \cdot (z_2/z_1)]}{\ln(p_2/p_1)} \right]^{-1} \quad (4.1)$$

- FLUJO MASICO DE GAS

Aplicando la Ecuación de Estado del Gas Real determinamos:

$$\dot{m} = \frac{p_1 \dot{V}_a}{z_1 RT_1} \quad (4.2)$$

- POTENCIA DE COMPRESION DE CADA ETAPA DE COMPRESION

Conociendo  $n$ , aplicaremos la ecuación (3.23). Más adelante veremos que este cálculo es necesario para po-

der calcular el coeficiente de suministro de gas ( $\epsilon$ ) en cada cilindro.

- CAUDAL DE GAS DESPLAZADO

$$\dot{V}_d = \frac{1}{4}\pi NS(2D^2 - d^2) \text{ (m}^3/\text{min)} \quad (4.3)$$

- RELACION DE PRESIONES ( $\pi$ )

Despejemos  $\pi$  de las relaciones (3.23) y (3.27), y así obtenemos:

$$\pi = \left[ 1 + \frac{1}{c} \left( 1 - \frac{\dot{V}_a}{\epsilon \dot{V}_d} \right) \right]^n \quad (4.4)$$

Despejando  $V_a$  de la relación (4.4), y sustituyéndola en la ecuación anterior, obtenemos:

$$\pi = \left[ 1 + \frac{1}{c} \left( 1 - \frac{\dot{m}Z_1 RT_1}{\epsilon p_1 \dot{V}_d} \right) \right]^n \quad (4.5)$$

- CAIDA DE PRESION DEL GAS ENTRE ETAPAS DE COMPRESION<sup>1</sup>

Se realizará este cálculo para determinar la presión final con la cual llegará el gas al ser inyectado a los pozos para cada una de las alternativas de solución propuestas en el presente trabajo.

<sup>1</sup> En el apéndice E se muestran los pasos a seguir para determinar la caída de presión del gas en cada tramo de su recorrido por su circuito.

- PRESION FINAL DEL GAS

Esta presión vendrá dada por la diferencia entre la presión de descarga en la última etapa de compresión y la caída de presión en el postenfriador .

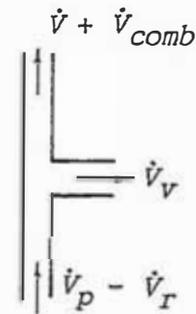
$$P_f = P_{u.e} - \Delta P_{pe} \text{ (Bar)} \quad (4.6)$$

- CAUDAL DE GAS VENDEADO

En el esquema adjunto se muestra la distribución de los caudales de gas empleados en la plataforma, del cual realizamos el balance correspondiente, obteniendo el caudal de gas venteado.

$$\dot{V}_{ingreso} = \dot{V}_{salida}$$

$$\dot{V}_p - \dot{V}_r = \dot{V}_v + \dot{V} + \dot{V}_{comb}$$



$$\dot{V}_v = \dot{V}_p - (\dot{V}_r + \dot{V} + \dot{V}_{comb}) \quad (4.7)$$

- DETERMINACION DE LA MEJOR RELACION DE VOLUMEN MUERTO ( $c_2$ ) PARA INCREMENTAR EL CAUDAL DE GAS ASPIRADO. CONDICIONES NECESARIAS PARA OBTENER DICHO CAUDAL

Presentaremos a continuación dos (02) maneras de determinar  $c_2$  para cada caudal de gas.

1 Se desprecian las caídas de presión que tienen lugar en los tramos rectilíneos de tuberías, codos, cambios bruscos de dirección, válvulas y accesorios.

- a) Asumiendo el índice politrópico de compresión y la potencia de compresión constantes

Igualemos la relación de presiones ( $\pi$ ) de las ecuaciones (3.19) y (3.23), y así expresaremos la relación de volumen muerto ( $c$ ) en función del caudal de gas aspirado ( $V_a$ ), obteniendo la siguiente expresión:

$$c = \frac{1 - \dot{V}_a / \epsilon \dot{V}_d}{\left[ \frac{n-1}{n} \frac{\dot{W}_c}{P_1 \dot{V}_a} + 1 \right]^{\frac{1}{n-1}} - 1} \quad (4.8)$$

Finalmente, por tanteos se determina  $c$  para cada caudal en las condiciones de admisión.

- b) Asumiendo la relación de presiones constante

Utilizando las relaciones (4.4) o (4.5) se determina la relación de presiones que le corresponderá a las condiciones de admisión predeterminadas. Para el presente trabajo se debe asumir necesariamente un índice politrópico de compresión y una temperatura de descarga en el cilindro; el primero debe ser recalculado por medio de la relación (4.1).

Por ser el cilindro a regular de doble efecto, trabajaremos con la relación de volumen muerto promedio respectiva, la cual se muestra en la relación (4.9).

$$c = \frac{1}{2}(c_{ext} + c_{int})^1 \quad (4.9)$$

Sin embargo, siendo éste un criterio de cálculo, se debe determinar su error relativo, para lo cual relacionaremos el volumen muerto que determina este criterio y el procedimiento de cálculo verdadero.

$$V_m = c \cdot V_d = \frac{1}{4}\pi c S(2D^2 - d^2) \quad (1)$$

$$V_{m_v} = \frac{1}{4}\pi S[c_e D^2 + c_i(D^2 - d^2)] \quad (2)$$

$$e_{rel} = \left( \frac{V_{m_v} - V_m}{V_{m_v}} \right) \quad (3)$$

Al dividir (1) ÷ (2) y efectuar operaciones en (3) se obtiene:

$$e_{rel} = \frac{\frac{1}{2}(c_e - c_i)(d/D)^2}{c_e + c_i[1 - (d/D)^2]} \quad (4.10)$$

Tomando los datos del apéndice A calcularemos los errores que se cometen al aplicar este criterio para cada una de las etapas de compresión.

ETAPA	ERROR RELATIVO
1	$7,364 \cdot 10^{-5}$
2	$-2,555 \cdot 10^{-4}$
3	$9,604 \cdot 10^{-4}$
4	$9,597 \cdot 10^{-3}$

Los resultados demuestran que el criterio asumido es bastante preciso.

<sup>1</sup> Se invita al lector a recurrir al apéndice A para una mejor comprensión de estas acepciones.

PASOS A SEGUIR EN LA DETERMINACION DE  $c_2$ 

Para los cálculos que se muestran a continuación, tomaremos los datos de volúmenes de gas procesados<sup>1</sup> en la plataforma PN-1 obtenidos del reporte del día 28 de Noviembre de 1991<sup>2</sup> debido al funcionamiento de la unidad COG 042 (en *MCF* (miles de pies cúbicos) y  $m^3$  a las condiciones de 1 atm (1,013 Bar) y 60°F (16°C)) y el promedio de los datos de presión y temperatura tomados el mismo día, cuyos valores se muestran en la tabla 4.2.

	<u>MCF</u>	$m^3$
Gas producido	5 733	162 340
Gas comprimido	3 864	109 416
Gas reciclado en la producción	866	24 522
Gas venteado	617	17 471

El caudal de gas usado como combustible para hacer funcionar el motor de la unidad de compresión ubicada en dicha plataforma es aproximadamente el 10% del caudal de gas comprimido (dato del fabricante):

$$10\%(3\ 864) = 386,4\ MCF = 10\ 941,6\ m^3$$

Así, el caudal de gas que ingresa al compresor en las condiciones dadas antes es:

1 Estos datos fueron proporcionados por la Superintendencia de Producción de la Empresa "Petróleos del Mar (PETROMAR), los mismos que poseen un error promedio de 0,2% y uno máximo de 0,5%.

2 Este fué el día de máxima producción de gas registrada en la plataforma PN-1 durante todo el año.

$$\dot{V} = 109\,416 + 10\,914,6 = 120\,357,6 \text{ m}^3/\text{día}$$

$$\dot{V} = 83,58 \text{ m}^3/\text{min}$$

El caudal del gas a las condiciones de admisión del compresor será:

$$\dot{V}_a = \left(\frac{P_0}{P_1}\right) \cdot \left(\frac{z_1}{z_0}\right) \cdot \left(\frac{T_1}{T_0}\right) \dot{V}$$

$$\dot{V}_a = \left(\frac{1,013}{2,348}\right) \left(\frac{0,990\,7}{0,996\,2}\right) \left(\frac{278}{288,5}\right) 83,58$$

$$\dot{V}_a = 34,55 \text{ m}^3/\text{min} = 0,576 \text{ m}^3/\text{s}$$

Seguidamente, se aplicarán las relaciones (3.19), (4.1), (4.4), (4.5) y la tabla 4.3 para calcular los coeficientes de suminsitro de gas en cada cilindro para cada velocidad de rotación del cigüeñal y condiciones de admisión. Se debe resaltar que los valores de estos coeficientes son constantes para cada condición de admisión.

A continuación, mediante tanteos se determina  $c_2$  para cada caudal de gas ensayado a las condiciones de admisión hasta que el caudal de gas venteado sea cero. Luego, se determina  $c_e'$  despejándola de la relación (4.8).

$$c_e' = 2c_2 - c_i \quad (4.11)$$

Sin embargo, esta regulación se puede ver limitada por el rango de holguras recomendada por el fabricante del

compresor. En este caso se determinará dicha holgura aplicando la relación (4.12).

$$f = c_e'.S \quad (4.12)$$

Esta holgura debe caer necesariamente en el rango recomendado por el fabricante; en caso contrario, no se garantiza lo que pudiera ocurrir en el compresor.

Para el presente trabajo, la regulación de la relación de volumen muerto de la primera etapa de compresión, la cual puede ir acompañada de una regulación en la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor y hasta una estrangulación, puede traer los siguientes beneficios:

a) Incremento en la producción de petróleo

El caudal de gas comprimido adicional que se obtenga se empleará para incrementar la producción de petróleo en un día de trabajo. Esta producción dependerá de la presión de inyección del gas, del tiempo de ascenso del mismo y de la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor. A continuación deduciremos la expresión que nos permitirá determinar el incremento de producción de petróleo en función de las magnitudes expresadas arriba.

<u>Barriles de petróleo</u>	<u>Caudal de gas</u>	<u>Velocidad de rotación</u>	<u>Presión de inyección</u>	<u>Tiempo de ascenso</u>
$B_1$	$\dot{V}_1$	$N_1$	$P_1$	$t_1$
$B_2$	$\dot{V}_2$	$N_2$	$P_2$	$t_2$

A continuación relacionaremos cada una de las magnitudes citadas según la teoría que les compete.

1) Barriles de petróleo vs caudal de gas

Según sea la magnitud del caudal de gas inyectado ( $\dot{V}$ ) se podrá producir  $B$  barriles de petróleo. Si asumimos que cada ciclo de producción tiene una duración constante, entonces se cumplirá lo siguiente:

$$B \propto \dot{V} \quad (a)$$

2) Barriles de petróleo vs velocidad de rotación

Se sabe que  $V = kN$ , siendo  $k = V_d$ . En (a) se probó que  $B \propto V$ . Así entonces, se concluye lo siguiente:

$$B \propto N \quad (b)$$

3) Barriles de petróleo vs presión de inyección

Para relacionar estas magnitudes debemos recordar el siguiente concepto: TRABAJO DE UN FLUJO, cuya definición matemática es:

$$\dot{W} = pA \cdot v \quad (*)$$

Sin embargo, este trabajo se transforma en energía cinética para el desplazamiento del flujo. Entonces tendremos:

$$\dot{W} = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 \quad (**)$$

Igualando (\*) y (\*\*), pero aplicándolas al flujo másico de petróleo ( $\dot{m}_p$ ), obtenemos:

$$\dot{m}_p = 2pA/v$$

$$\rho_p Q_p = 2pA/v \quad \Rightarrow \quad Q_p = (2A/\rho_p v) p$$

Según la teoría de producción de petróleo por el método de levantamiento artificial,  $v$  es la velocidad media de ascenso del petróleo (velocidad constante)<sup>1</sup>. Por lo tanto, después de convertir  $Q_p$  a  $bpd$  se obtiene lo siguiente:

$$B \propto p \quad (c)$$

<sup>1</sup> Se sugiere al lector tener en cuenta esta premisa.

4) Barriles de petróleo vs tiempo de ascenso

Finalmente, se sabe que:

$$Q_p = Av = A(h/t)$$

Siendo el área de flujo y la altura de ascenso constantes, y transformando  $Q_p$  a *bpd* obtendremos lo siguiente:

$$B \propto 1/t \quad (d)$$

Así, relacionando (a), (b), (c) y (d) adecuadamente, obtendremos la siguiente expresión para las condiciones antes y después de la regulación:

$$B_2 = \left(\frac{V_2}{V_1}\right) \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \left(\frac{t_1}{t_2}\right) B_1 \quad (1)$$

Además, la fuerza suministrada por la presión del gas durante su inyección debe ser capaz de hacer que una columna de petróleo ascienda a velocidad constante. Así entonces, aplicaremos la ecuación de la Cantidad de Movimiento Lineal para determinar una relación entre los tiempos de ascenso del gas antes y después de la regulación propuesta. En la página siguiente se muestra la figura 4.1, la cual sustentará la fórmula que se busca deducir.

$$\Sigma F_y = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho v dv + \int_{sc} \rho v (v \cdot dA) \quad (\text{flujo permanente})$$

$$\Sigma F_y = \rho v \int (v \cdot dA)$$

Antes de la regulación:

$$p_1 A - p_g A - W_p = \rho v_1 (v_1 - v_g) A \quad (*)$$

Como el peso de la columna de petróleo ( $W_p$ ) en cada ciclo de producción es mucho menor que la fuerza que la asciende, y el gas no asociado está prácticamente quieto la mayor parte del tiempo de producción, la expresión (\*) quedará de la siguiente manera:

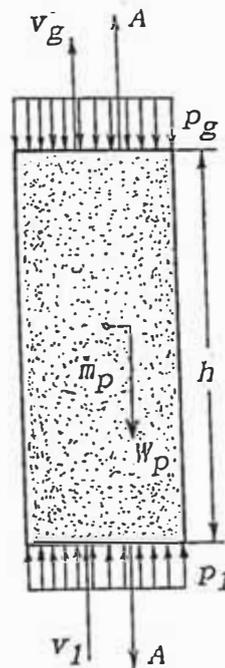


Figura 4.1

$$(p_1 - p_g) A = \rho v_1^2 A$$

Con la premisa expresada con 1 en la página 127, hacemos:  $v_1 = h/t_1$ . Luego:

$$(p_1 - p_g) = \rho (h/t_1)^2$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{\rho}{p_1 - p_g}} h \quad (2)$$

Análogamente, después de la regulación:

$$t_2 = \sqrt{\frac{\rho}{p_2 - p_g}} h \quad (3)$$

Al dividir las relaciones (2) y (3) tenemos lo siguiente:

$$\frac{t_1}{t_2} = \sqrt{\frac{p_2 - p_g}{p_1 - p_g}} \quad (4)$$

Finalmente, llevando (4) a (1) obtenemos la relación que nos permitirá determinar la nueva producción de petróleo para cada caudal logrado luego de la regulación de la relación de volumen muerto.

$$B_2 = B_1 \left( \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \right) \left( \frac{p_2}{p_1} \right) \left( \frac{N_2}{N_1} \right) \sqrt{\frac{p_2 - p_g}{p_1 - p_g}} \quad (4.13)$$

Finalmente, aplicamos esta relación, y obtenemos la nueva producción de petróleo para las nuevas condiciones de suministro de gas.

#### b) Incremento del caudal de gas de ventas

Antes de concretar dicho incremento, el cliente debe ser consultado al respecto, puesto que se deben hacer las pruebas del caso en el compresor situado en la plataforma marina, en el compresor (o compresores) situado(s) en Tierra y en la(s) instalación(es) en la(s)

cual(es) el gas es usado por el cliente. Si hay déficit en la oferta de la empresa que vende el gas, el aumento del caudal de gas -gracias a la regulación en cualquiera de las formas que se pueda realizar- será beneficioso, y en este caso el cliente no debería rechazar la propuesta de incremento del caudal de gas, ya que el uso que le pueda dar a éste podría satisfacer su demanda de gas.

#### 4.5.0.0. ALTERNATIVAS DE SOLUCION PROPUESTAS PARA EL APROVECHAMIENTO DEL GAS NATURAL QUE SE DEJARIA DE VENTEAR

El aprovechamiento del gas natural venteado dependerá de que se mejore su uso en los fines para los cuales se produce. Para ésto es indispensable contar con los instrumentos adecuados que permitan controlar los parámetros de operación de las unidades, los mismos que deben encontrarse debidamente calibrados (termómetros, manómetros y discos registradores de caudal de gas principalmente), que se cuente con repuestos nuevos y legítimos, y que además se cumplan los programas de mantenimiento de la unidad en general. Veamos a continuación cómo se propone aprovechar el gas natural venteado<sup>1</sup>. Para el presente trabajo tomaremos como ejemplo solamente los compresores de levantamiento artificial de petróleo (gas lift).

<sup>1</sup> Para el presente trabajo se eligió el compresor de la plataforma PN-1 (COG 042), por registrarse grandes volúmenes diarios de gas venteado. Además, por carencia de datos no se puede proponer una solución para los compresores de gas de ventas.

Actualmente, las unidades de compresión que operan para este fin lo hacen con una velocidad de rotación de su cigüeñal de 800 *RPM*, ésto para alargar un poco más la vida útil de sus elementos<sup>2</sup>, debido a un menor esfuerzo de fatiga que se presenta. Aquí se proponen tres (03) alternativas que pueden traer consigo la disminución del caudal de gas venteado en beneficio del incremento en la producción de petróleo.

4.5.1.0. ALTERNATIVA A.- REGULACION SIMULTANEA DE LA RELACION DE VOLUMEN MUERTO DEL CILINDRO DE LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION, DE LA VELOCIDAD DE ROTACION DEL CIGÜEÑAL DEL COMPRESOR Y ESTRANGULACION DEL GAS

Se debe empezar diciendo que la estrangulación se deberá ejecutar si la temperatura de admisión del gas en la admisión es baja para un caudal de gas producido determinado con el fin de que la relación de presiones en cada una de las etapas de compresión se mantenga dentro de los rangos obtenidos por el fabricante durante sus ensayos previos. En este caso será necesario regular el manómetro que porta la válvula de diafragma hasta la presión determinada antes de ejecutar la regulación.

Como se recuerda, en la página 121 se habló acerca de calcular  $c_2$  asumiendo  $n$  y  $\dot{W}_c$  constantes, pero en las tablas 4.9 y 4.10 se puede apreciar que esta asunción no

---

<sup>2</sup> Desafortunadamente, éstos fueron desechados anteriormente, y fueron "puestos en operación" nuevamente mediante tratamientos.

funciona, ya que se va arrastrando a las demás etapas de compresión, obteniendo en varios casos relaciones de presiones menores que la unidad (1), lo cual es inadmisibles en un compresor. Luego, la mejor asunción es la de la relación de presiones constante, tal como se aprecia en las tablas 4.5 y 4.8.

Para ejecutar esta alternativa es indispensable contar con los suministros nuevos y legítimos necesarios para brindarle a la unidad el servicio adecuado que permita alcanzar los objetivos deseados al incrementar la velocidad de rotación del cigüeñal hasta 900 *RPM*. No se garantiza la eficacia de la presente alternativa si se ejecuta con repuestos ilegítimos o anteriormente desechados. (En la tabla 5.1 se muestra la lista de los artículos necesarios para implementar esta alternativa). Dada la imposibilidad que se tuvo para realizar mediciones para dicha velocidad, se tomaron como datos los tomados por el fabricante durante el periodo de prueba del compresor (tabla 4.4). Luego de utilizar las ecuaciones pertinentes y realizar los cálculos para  $N = 900 \text{ RPM}$ , cuidando que la presión de descarga en la cuarta etapa de compresión no exceda la presión máxima de trabajo de su cilindro, se concluye que la presión que debe tener el gas en la admisión es 11 *psig* = 1,771 *Bar* absolutos, y mediante interpolación se determinaron los coeficientes de suministro para cada cilindro, cuyos valores se muestran a continuación.

ETAPA	COEFICIENTE DE SUMINISTRO ( $\epsilon$ )
1	0,916
2	0,960
3	0,872 7
4	0,730 4

Y así, de la tabla 4.5 se determina la relación de volumen muerto a la cual se debe regular el extremo exterior del cilindro de la primera etapa de compresión desde  $c_{1e} = 14,8\%$  hasta  $c_{2e} = 7,28\%$ , correspondiéndole una holgura  $f = 10,16 \text{ mm} = 0,4''^1$  y, según la relación 4.10, un error relativo del orden de  $-0,14\%$ . De la tabla 4.6 se determina que el nuevo caudal de gas comprimido a las nuevas condiciones de admisión sería  $49,875 \text{ m}^3/\text{min}$  (un incremento en el caudal de  $8,54\%$ ), y la producción de petróleo gracias a esta regulación sería  $968 \text{ bpd}$ , y el incremento porcentual respectivo sería:

$$\Delta B_{\%} = \frac{\Delta B}{B_1} \cdot 100\% = \left( \frac{B_2}{B_1} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (4.14)$$

$$\Delta B_{\%} = \left( \frac{968}{218} - 1 \right) \cdot 100\% = 344,5\%$$

Y el consiguiente caudal de gas aprovechado para tal fin expresado en condiciones standard es:

$$(617 - 254) \text{ mcf/d} = 363 \text{ mcf/d} = 7,14 \text{ m}^3/\text{min}$$

<sup>1</sup> Véase la restricción dada por el fabricante en el apéndice A.

RESUMEN.- Las acciones a tomar para implementar esta alternativa son las siguientes:

- a) Regular la relación de volumen muerto del extremo exterior del cilindro de la primera etapa de compresión desde 14,8% hasta 7,28%, representando una holgura en dicho extremo de 10,16 *mm*.
- b) Tener ya disponibles los repuestos y elementos requeridos para brindar a la unidad el servicio de reparación requerido.
- c) Estrangular la presión del gas en la admisión hasta 11 *psig* = 1,771 *Bar* absolutos.
- d) Aumentar la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor desde  $N_1 = 800$  *RPM* hasta  $N_2 = 900$  *RPM*.

#### 4.5.2.0. ALTERNATIVA B.- EJECUCION DE LAS REGULACIONES PROPUESTAS EN LA ALTERNATIVA A EN DOS ETAPAS

PRIMERA ETAPA: REGULACION DE LA RELACION DE VOLUMEN MUERTO DEL CILINDRO DE LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESION

Esta etapa consiste en ejecutar la regulación de volumen muerto propuesta en el caso anterior, manteniendo constante la velocidad de rotación del cigüeñal, para así aumentar el caudal de gas aspirado, cuidando que las válvulas de inyección de gas de los pozos siempre se abran, y

que la presión de inyección sea suficiente para generar el ascenso del petróleo sin sacrificar su producción. La finalidad de esta etapa es lograr que el incremento de producción financie el presupuesto de reparación para la unidad en estudio, la misma que se muestra en la tabla 5.1. A continuación se muestran los valores de los coeficientes de suministro para cada cilindro a 800 RPM.

COEFICIENTES DE SUMINSITRO DE GAS DE CADA ETAPA (CILINDRO)

VELOCIDAD DE ROTACION: 800 RPM				
ETAPA	$\dot{V}_a$ ( $m^3/min$ )	$\dot{V}_d$ ( $m^3/min$ )	$\dot{W}_c$ (kW)	$\epsilon$
1°	34,550	59,745	191,00	0,805 8
2°	10,113	14,744	161,86	0,830 5
3°	3,522	6,128	99,38	0,648 7
4°	1,628	2,042	43,97	0,852 4

Con la restricción del fabricante respecto a la regulación del cilindro de la primera etapa de compresión y los resultados obtenidos en las tablas 4.10 y 4.11 elegimos  $c_{2e} = 7,28\%$  (coincidentalmente la misma que para la alternativa A), con la cual se lograría que el nuevo caudal de gas a comprimir a las mismas condiciones de admisión sería  $37,96 m^3/min$  (un incremento de 9,88%) y una producción de petróleo de 240 bpd, y el incremento porcentual en la producción para esta alternativa sería:

$$\Delta B_1 = \left( \frac{240}{218} - 1 \right) \cdot 100\% = 10,09\%$$

Y el consiguiente caudal de gas aprovechado expresado en condiciones standard es:

$$(617 - 198) \text{ mcf/d} = 419 \text{ mcf/d} = 8,24 \text{ m}^3/\text{min}$$

#### SEGUNDA ETAPA: REGULACION DE LA VELOCIDAD DE ROTACION DEL CIGÜEÑAL DEL COMPRESOR Y ESTRANGULACION DEL GAS

Con la condición de tener lo requerido en 4.5.1.1, podremos incrementar la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor, de 800 a 900 *RPM*, manteniendo la relación de volumen muerto de la primera etapa de compresión que se propuso en la primera etapa de esta alternativa.

Si la temperatura de admisión del gas y el caudal de gas aspirado son los mismos, se deberá regular la presión de admisión del gas del mismo modo que se hizo en la alternativa A: 11 *psig* = 1,771 *Bar* absolutos. Al reemplazar valores en la relación (4.13), y tomando de la tabla 4.6 la nueva presión de inyección que se obtendría si el compresor operara con elementos nuevos, la nueva producción de petróleo sería<sup>1</sup>:

$$B_3 = 240 \left( \frac{152,623}{60,244} \right) \left( \frac{4 \ 194}{4 \ 244} \right) \left( \frac{900}{800} \right) \cdot \sqrt{\frac{152,623 - 2,736}{60,242 - 2,736}}$$

$$B_3 = 1 \ 091 \text{ bpd}$$

<sup>1</sup> En la tabla 4.12 (página 156) se muestra cuál sería la producción de petróleo para cada holgura del extremo exterior del cilindro N° 1.

Así, el incremento porcentual en la producción de petróleo respecto al logrado en la primera etapa de solución sería:

$$\Delta B_2\% = \left(\frac{1\ 091}{240} - 1\right) \cdot 100\% = 354,58\%$$

Finalmente, el incremento en la producción de petróleo para la solución propuesta mediante esta alternativa al culminar su aplicación sería:

$$\Delta B\% = \left(\frac{1\ 091}{218} - 1\right) \cdot 100\% \approx 400\%$$

**RESUMEN.**— Las acciones a tomar para implementar esta alternativa son las siguientes:

- a) Regular la relación de volumen muerto del extremo exterior del cilindro de la primera etapa de compresión desde 14,8% hasta 7,28%.
- b) Al lograr el financiamiento del presupuesto requerido y contar con los suministros necesarios, después de realizar el servicio de reparación requerido, se debe estrangular la presión de admisión del gas hasta 11 *psig* = 1,771 *Bar* absolutos, y aumentar la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor desde 800 *RPM* hasta 900 *RPM*.

4.5.3.0. ALTERNATIVA C. - COMBINACION DE LAS ALTERNATIVAS A Y B

Sabiendo que la alternativa B genera incremento de producción en su primera etapa de aplicación, se ofrece aplicar la presente alternativa si es que se desea alcanzar el nivel de producción final de la alternativa B en el corto plazo. He aquí el procedimiento a seguir.

- a) Regular solamente la relación de volumen muerto del extremo exterior del cilindro de la primera etapa de compresión desde  $c_{1e} = 14,8\%$  hasta  $c_{2e} = 7,28\%$  para lograr el incremento de producción mostrado en la primera etapa de la alternativa B. Se propone mantener esta regulación durante 60 días, tiempo en el cual debe haberse logrado adquirir los suministros necesarios con recursos externos.
- b) Ejecutar la reparación de la unidad durante una (01) semana.
- c) Regular la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor hasta 900 RPM y estrangular la presión del gas en la admisión hasta  $11 \text{ psig} = 1,771 \text{ Bar}$  absolutos, con el cual se logrará incrementar la producción de petróleo hasta  $1\ 091 \text{ bpd}$ .

Finalmente, no se garantiza la eficacia de la presente alternativa si se ejecuta con repuestos ilegítimos o desechados anteriormente.

#### 4.6.0.0. ANALISIS DE SENSIBILIDAD DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCION PROPUESTAS

La finalidad del presente análisis es fijar de qué manera debe controlarse la presión de admisión del gas para mantener el mismo nivel de presión final.

Según la relación (4.5), se puede apreciar que la relación de presiones en la primera etapa de compresión puede variar, además que por variar la relación de volumen muerto promedio, si varían las condiciones de admisión del gas<sup>1</sup> ( $p_1$  y  $T_1$ ) y el flujo de masa del mismo.

En la tabla 4.4 podemos deducir que, según los ensayos realizados por el fabricante del compresor, la relación de presiones en cada etapa de compresión se mantiene entre 3 y 4. En los gráficos 4.11 al 4.14, según las tendencias de las curvas obtenidas se puede deducir que si se desea mantener los niveles de presión establecidos debe hacerse lo siguiente:

- Si la temperatura de admisión del gas aumenta<sup>2</sup>, se deberá aumentar la presión de suministro.

---

1 Consecuentemente variarán  $z_1$  y  $\epsilon$ .

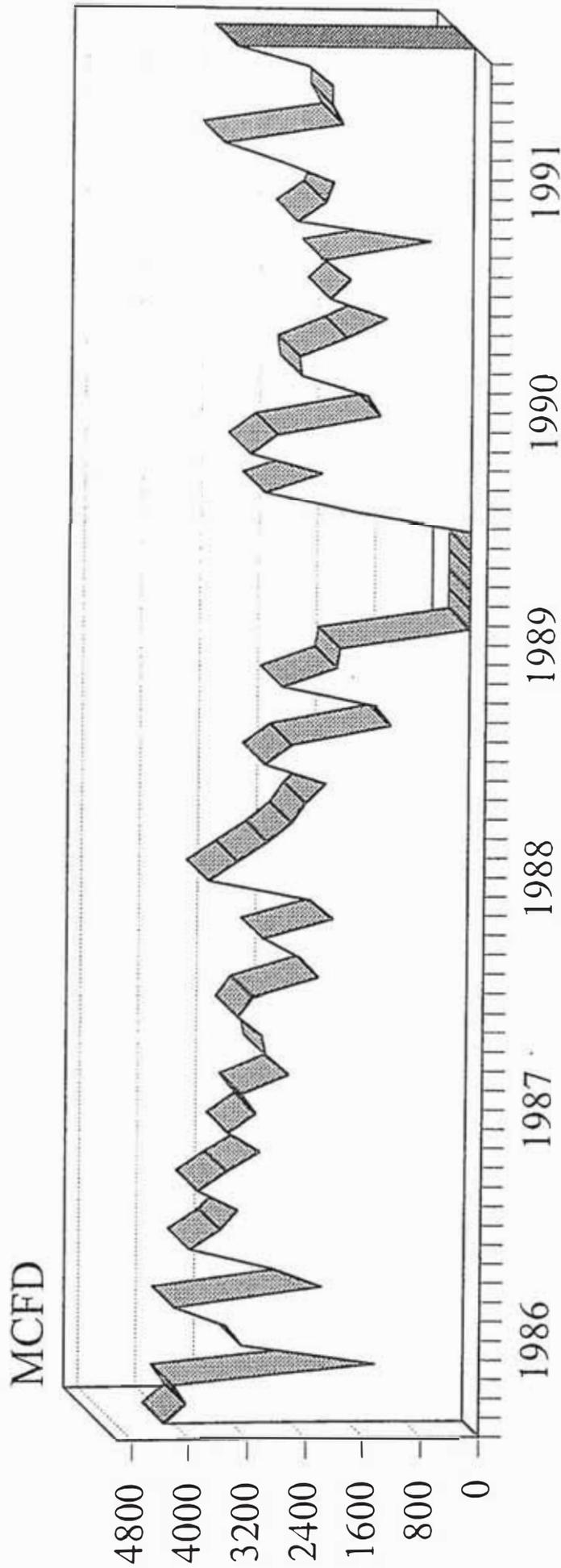
2 Esto generalmente se debe al aumento de la temperatura ambiental, la cual ocasiona el calentamiento del gas no asociado, debido a la transferencia de calor del agua del mar hacia éste.

- Si el flujo de masa de gas aumenta, también se deberá aumentar la presión de suministro.

En las tablas 4.13 a 4.16 se muestran los resultados del análisis de sensibilidad realizado para el compresor estudiado con la relación de volumen muerto del extremo exterior de la primera etapa de compresión regulada hasta 7,28%, con la temperatura de admisión del gas y el flujo de masa de las mismas variables.

# GRAFICO 4.1. CAUDAL DE GAS COMPRIMIDO ENTRE 1986 Y 1991

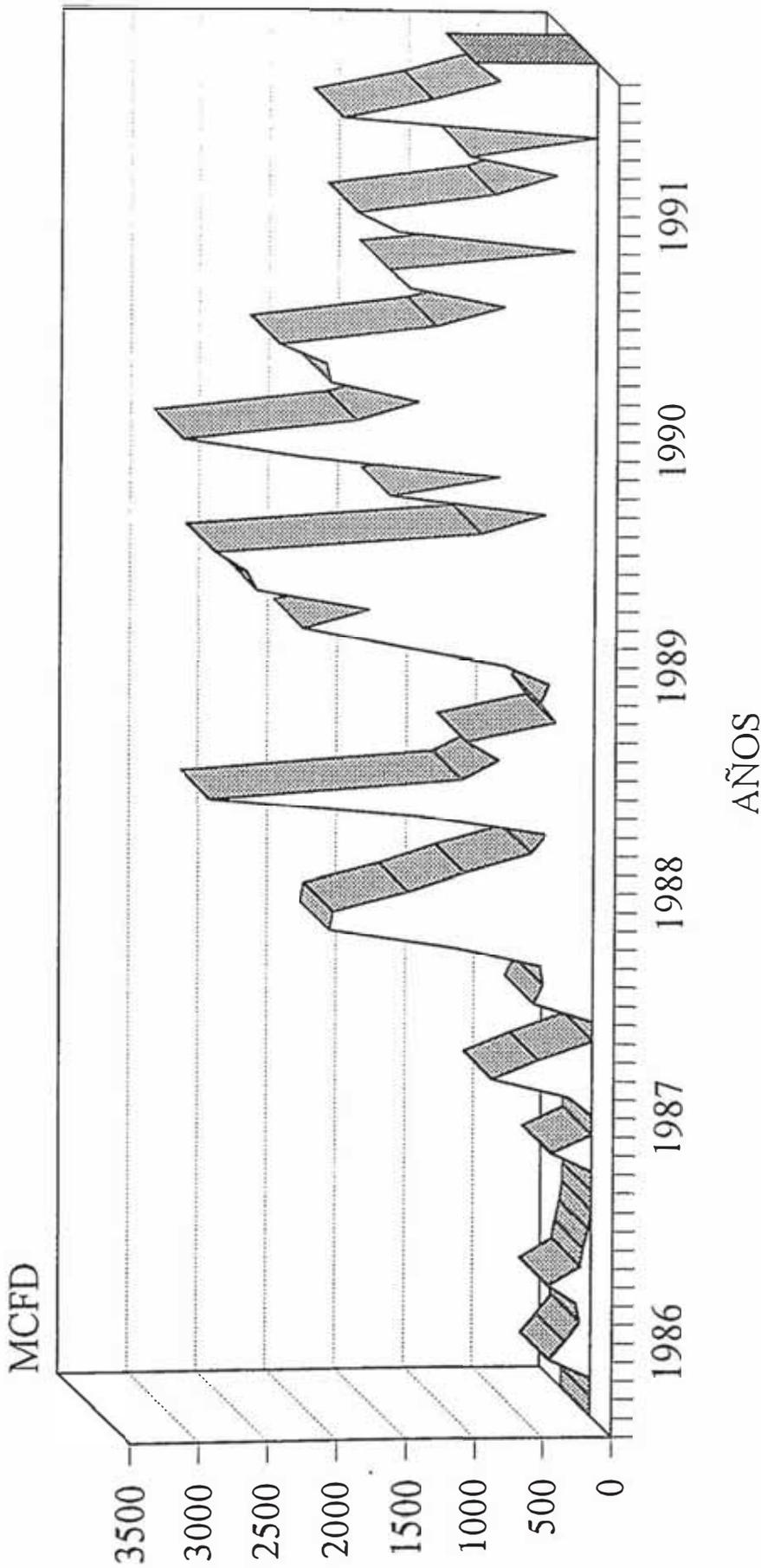
UNIDAD DE COMPRESION COG 042



Nota: Cada marca en el eje X representa un mes transcurrido

# GRAFICO 4.2. CAUDAL DE GAS VENTEAADO ENTRE 1986 Y 1991

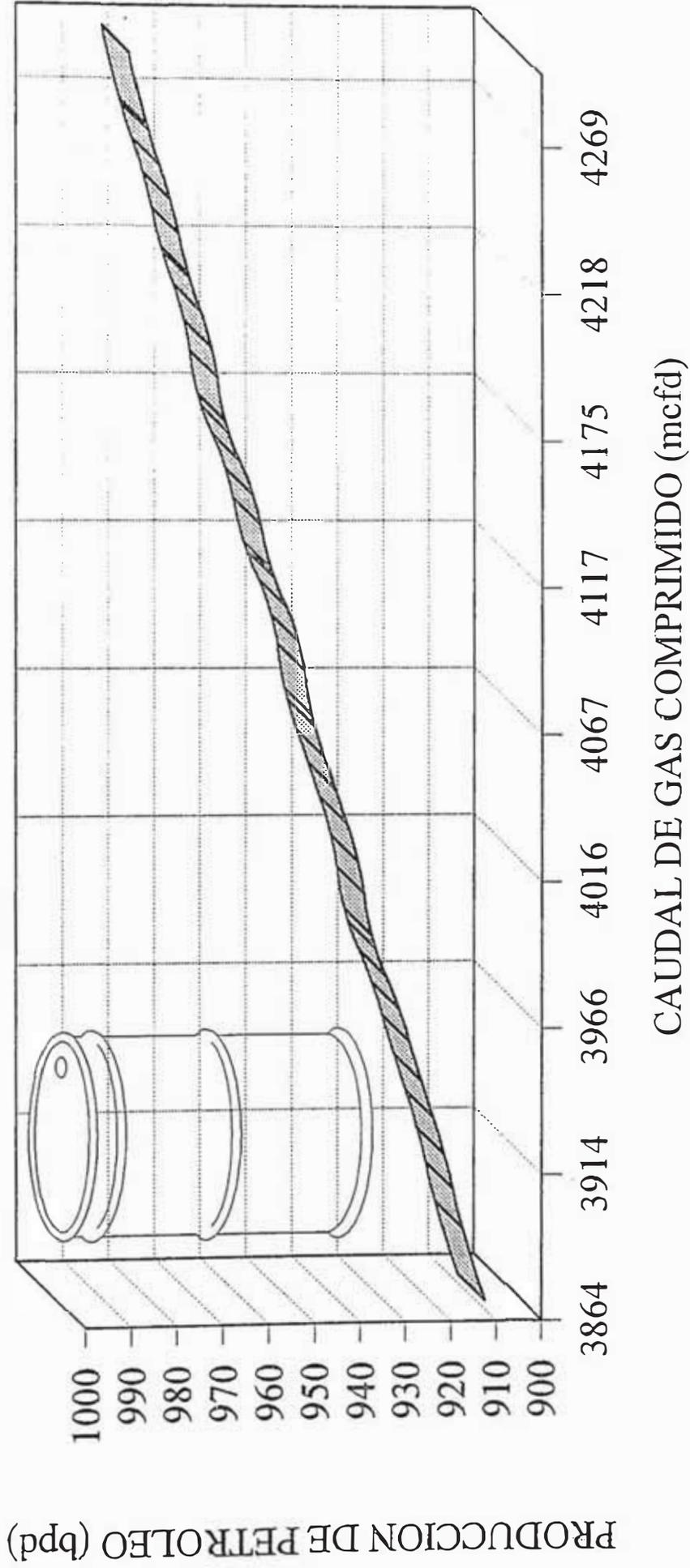
UNIDAD DE COMPRESION COG 042



Nota: Cada marca en el eje X representa un mes transcurrido

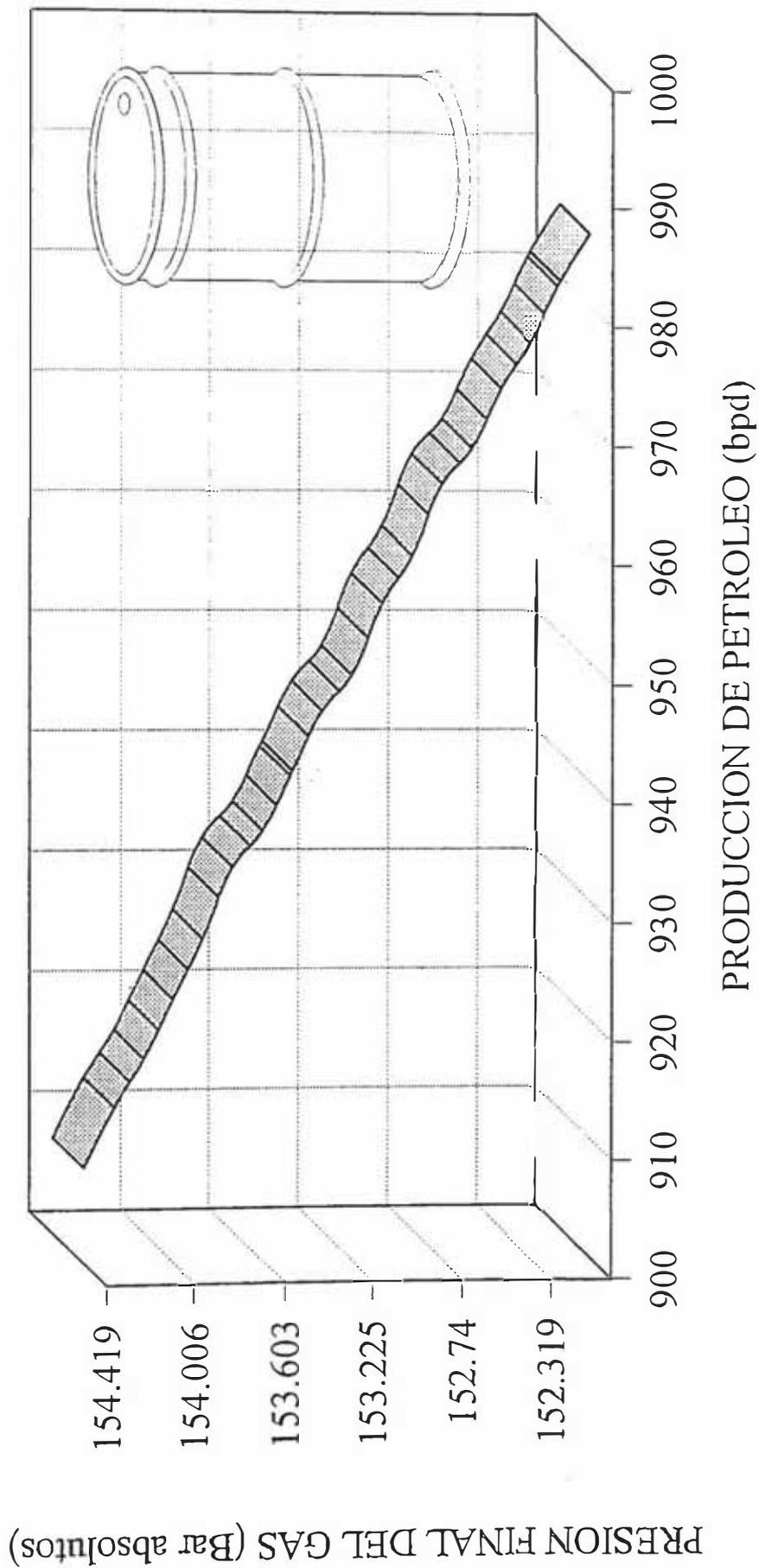
# GRAFICO 4.3. CAUDAL DE GAS COMPRIMIDO VS PRODUCCION DE PETROLEO

Alternativa A - Unidad COG 042



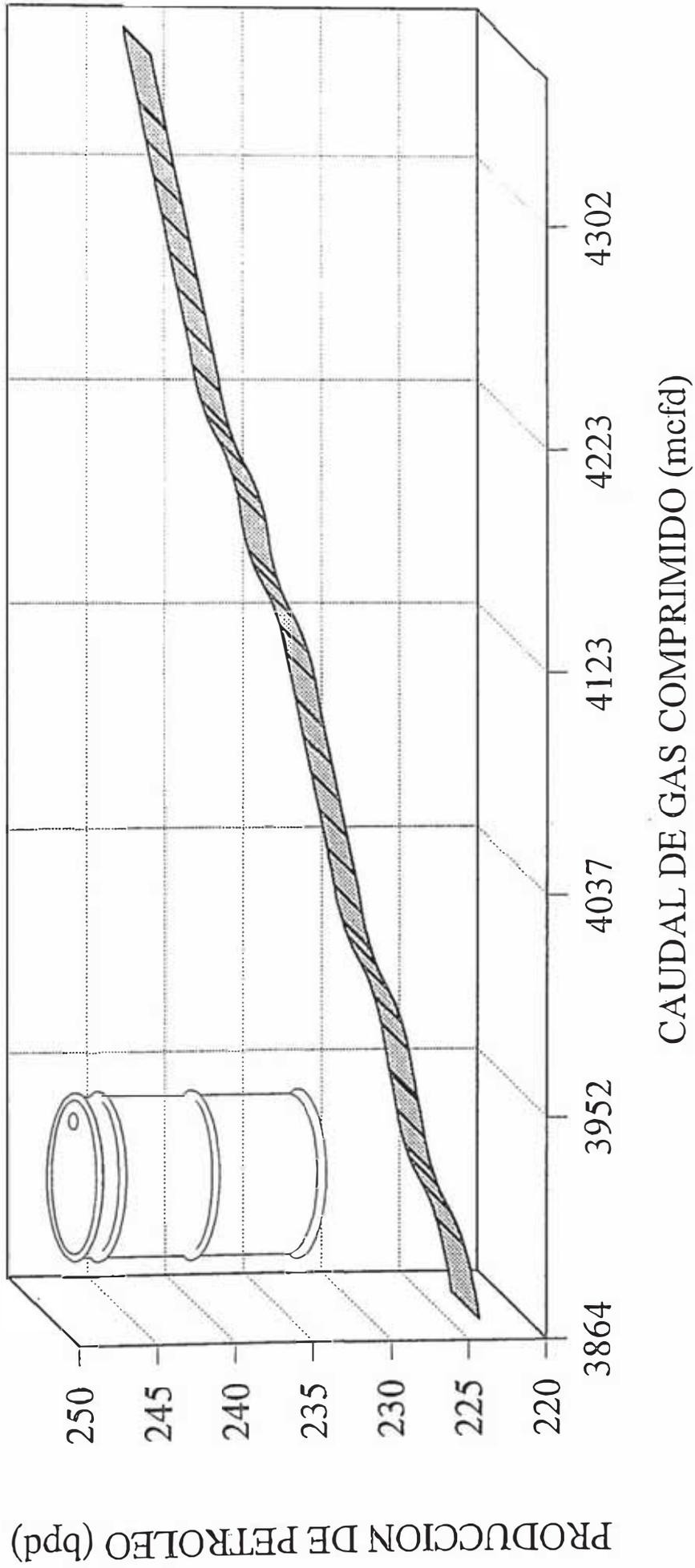
# GRAFICO 4.4. PRESION FINAL DEL GAS VS PRODUCCION DE PETROLEO

Alternativa A - Unidad COG 042



# GRAFICO 4.5. CAUDAL DE GAS COMPRIMIDO VS PRODUCCION DE PETROLEO

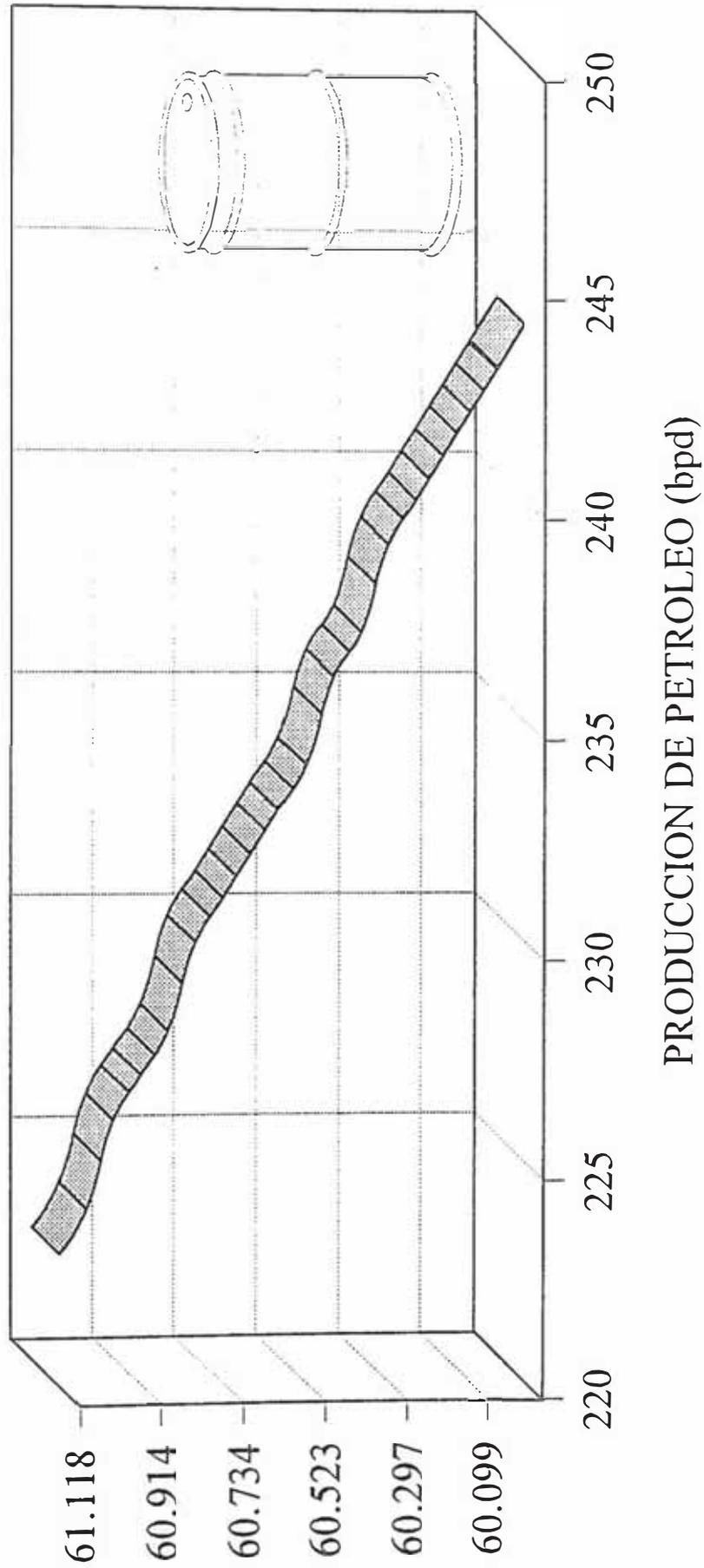
Alternativas B y C: Primera etapa - Unidad COG 042



# GRAFICO 4.6. PRESION FINAL DEL GAS VS PRODUCCION DE PETROLEO

Alternativas B y C: Primera etapa - Unidad COG 042

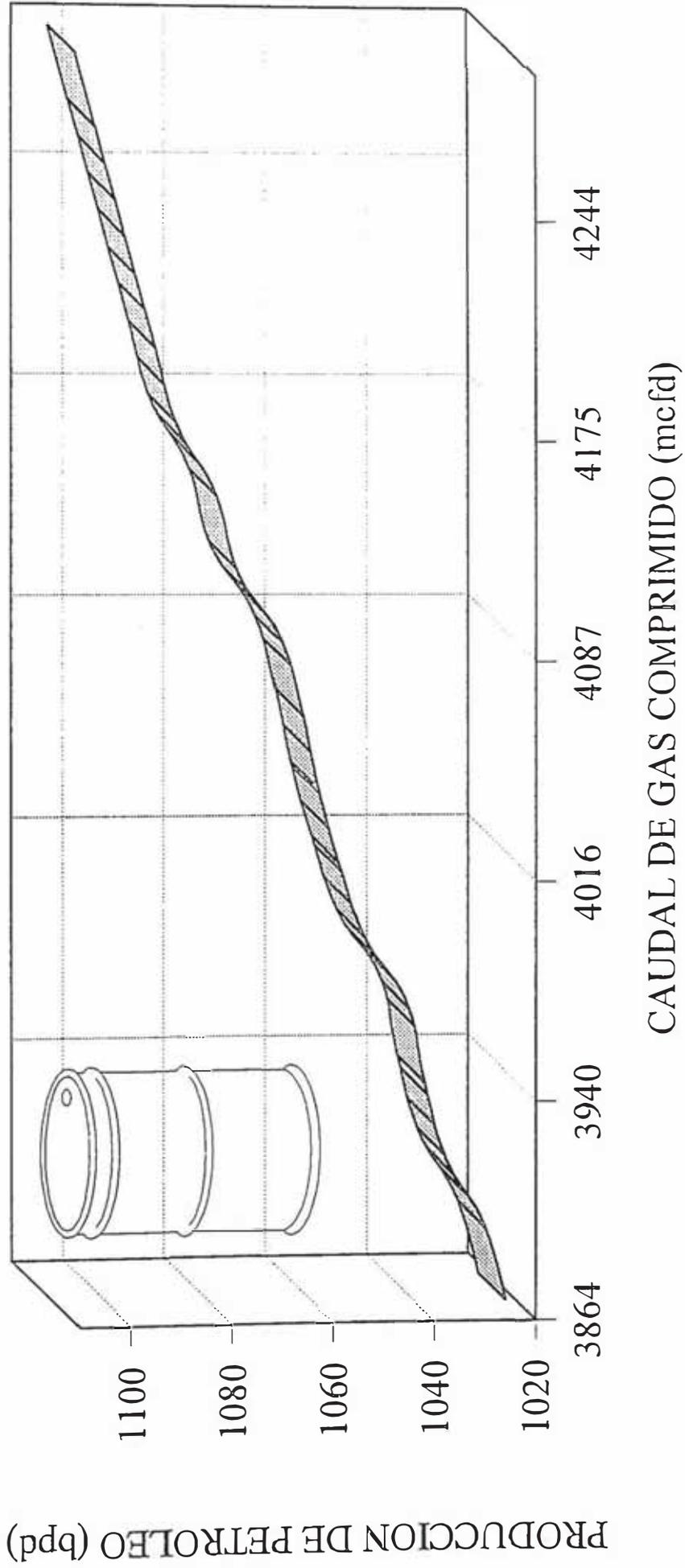
PRESION FINAL DEL GAS (Bar absolutos)



PRODUCCION DE PETROLEO (bpd)

# GRAFICO 4.7. CAUDAL DE GAS COMPRIMIDO VS PRODUCCION DE PETROLEO

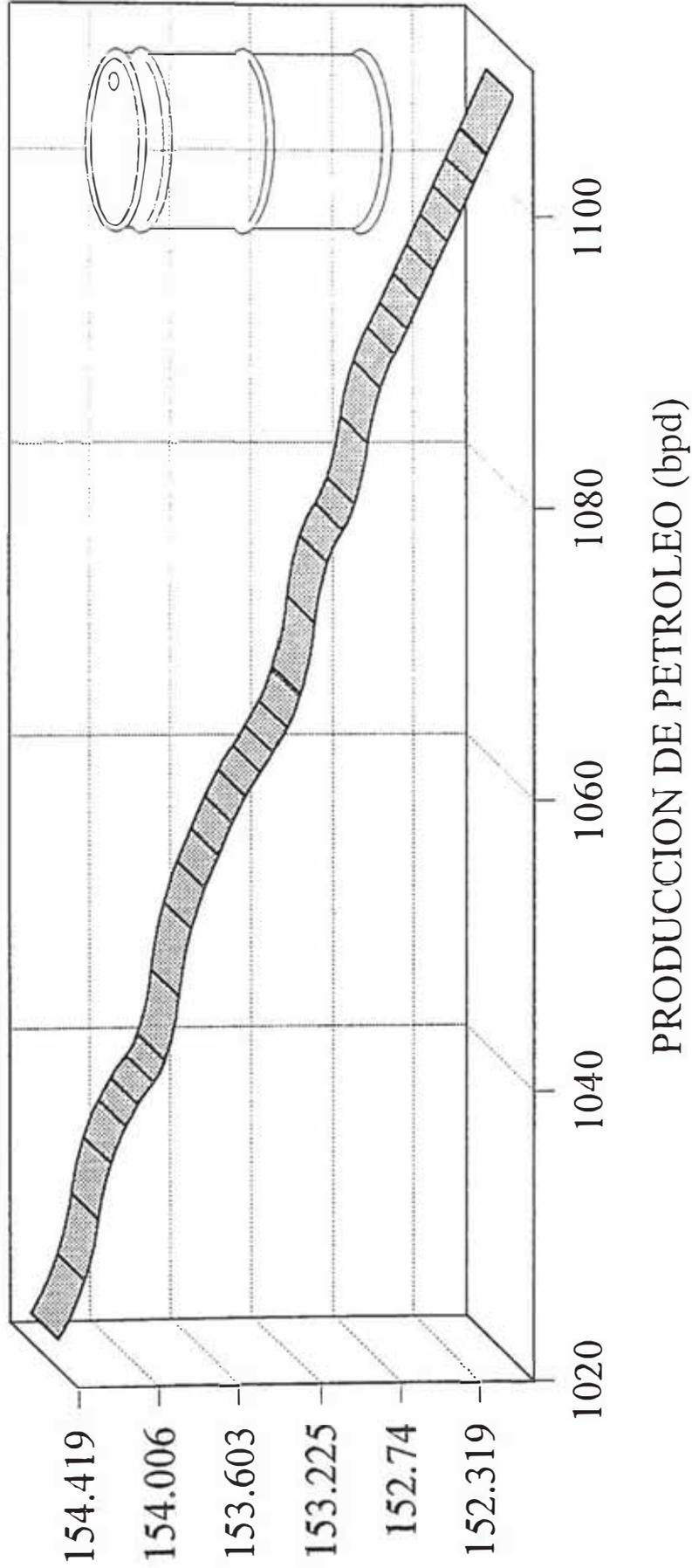
Alternativas B y C: Segunda etapa - Unidad COG 042



# GRAFICO 4.8. PRESION FINAL DEL GAS VS PRODUCCION DE PETROLEO

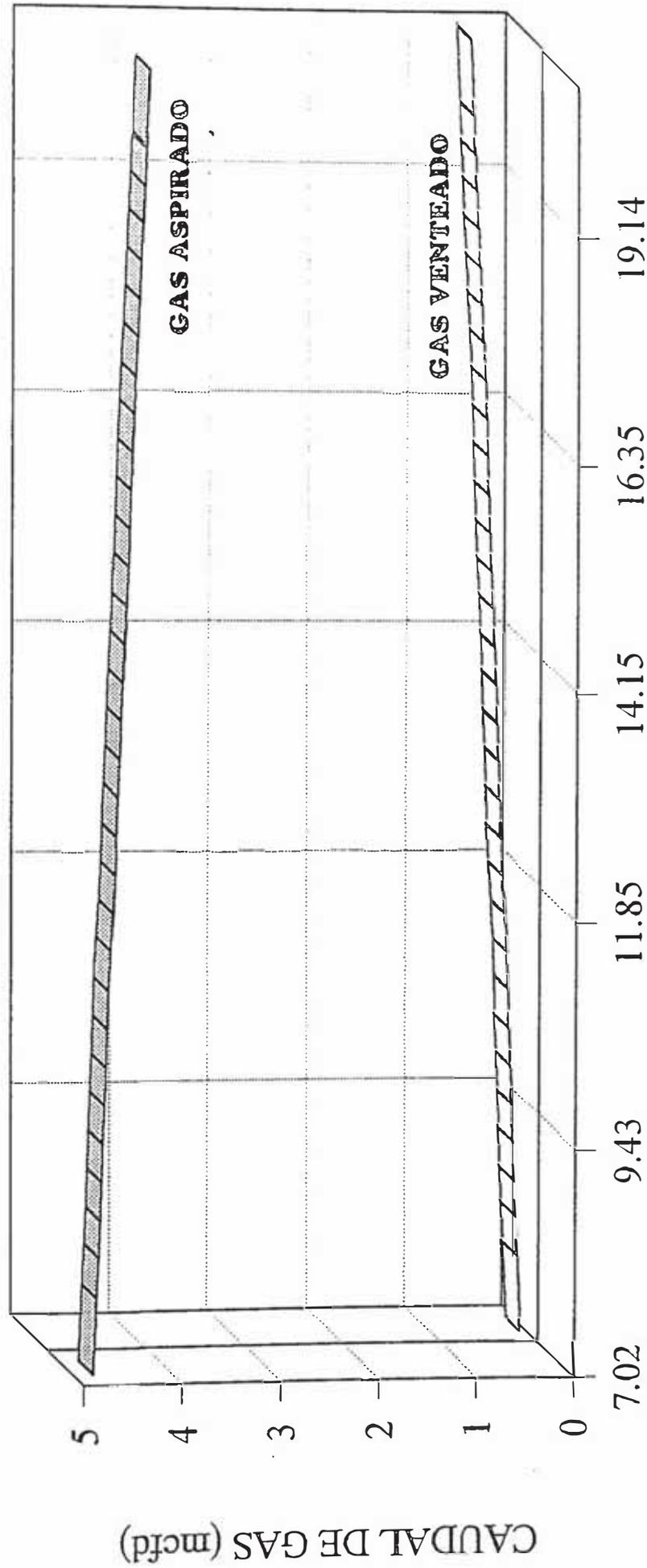
Alternativas B y C: Segunda etapa - Unidad COG 042

PRESION FINAL DEL GAS (Bar absolutos)



# GRAFICO 4.9. CAUDALES DE GAS VS HOLGURA DEL EXTREMO EXTERIOR DEL PRIMER CILINDRO

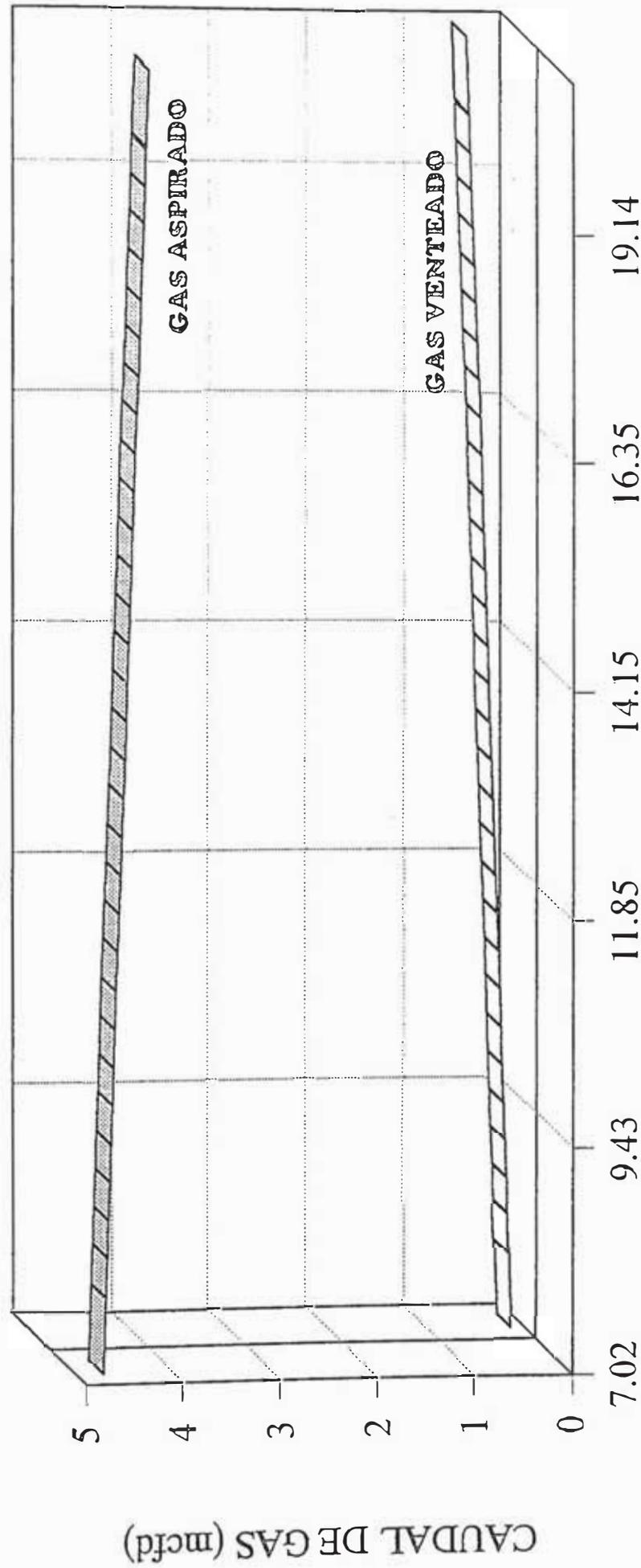
Regulación a 800 RPM - Unidad COG 042



HOLGURA DEL EXTREMO EXTERIOR DEL PRIMER CILINDRO (mm)

# GRAFICO 4.10. CAUDALES DE GAS VS HOLGURA DEL EXTREMO EXTERIOR DEL PRIMER CILINDRO

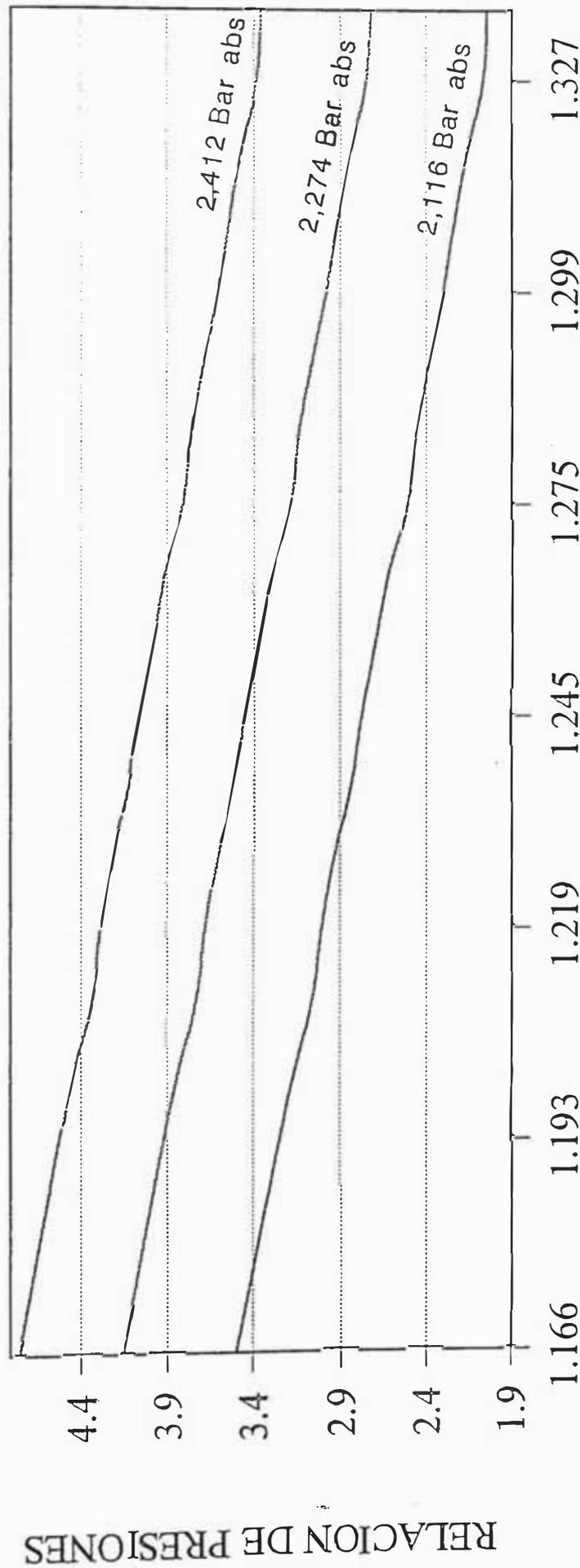
Regulación a 900 RPM - Unidad COG 042



HOLGURA DEL EXTREMO EXTERIOR DEL PRIMER CILINDRO (mm)

# GRAFICO 4.11. RELACION DE PRESIONES VS FLUJO DE MASA DE GAS

Regulación a 800 RPM - Unidad COG 042

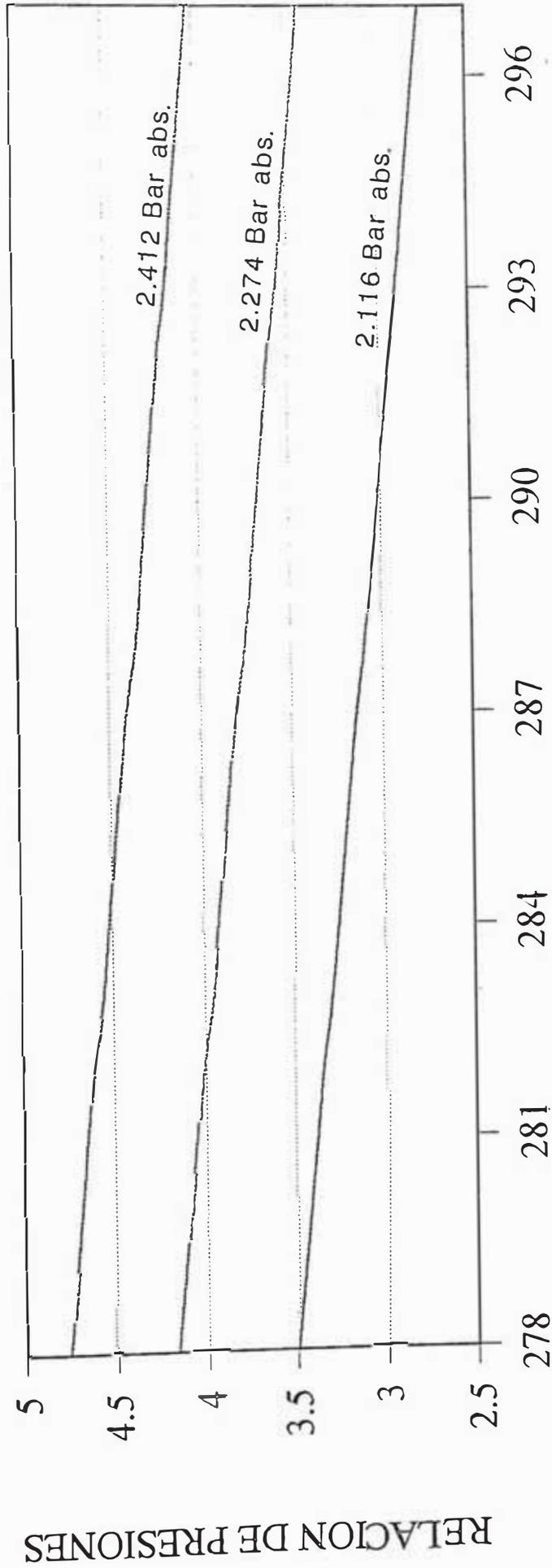


FLUJO DE MASA DE GAS (kg/s)

Nota: El análisis fue hecho para T = 278 K y f = 10,16 mm

# GRAFICO 4.12. RELACION DE PRESIONES VS TEMPERATURA DE ADMISION DEL GAS

Regulación a 800 RPM - Unidad COG 042

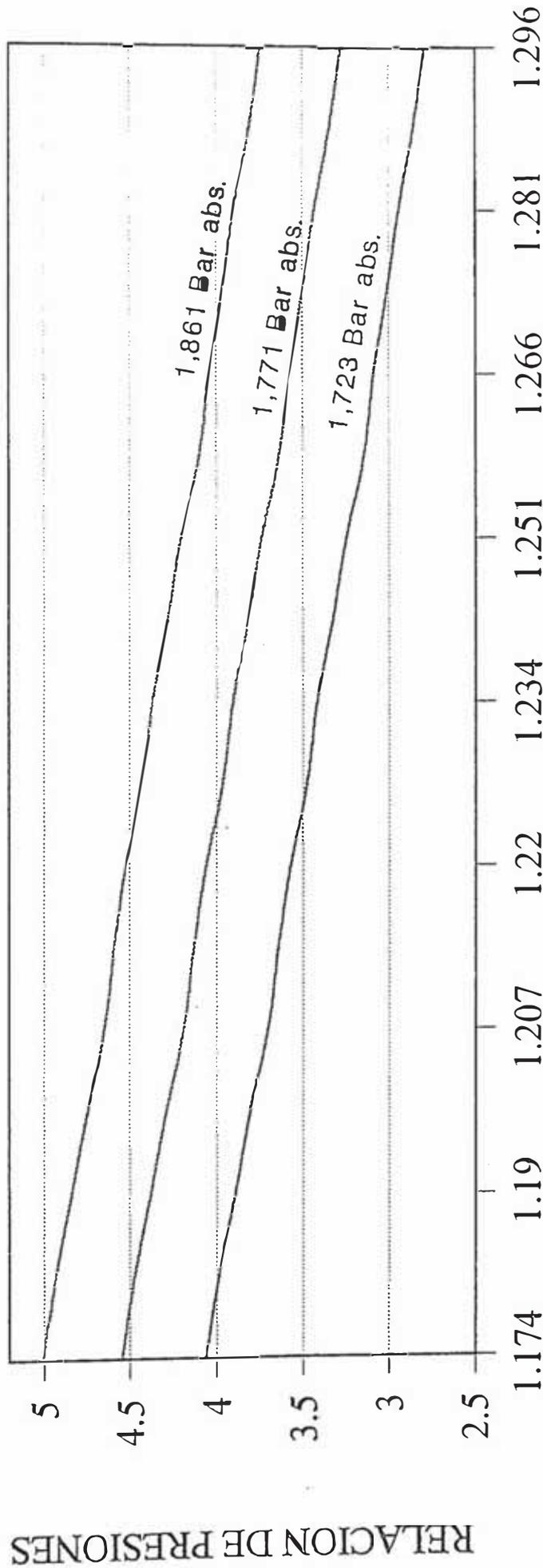


TEMPERATURA DE ADMISION DEL GAS (K)

Nota: El análisis fue hecho para  $m = 1,166$  kg/s y  $f = 10,16$  mm

# GRAFICO 4.13. RELACION DE PRESIONES VS FLUJO DE MASA DE GAS

Regulación a 900 RPM - Unidad COG 042

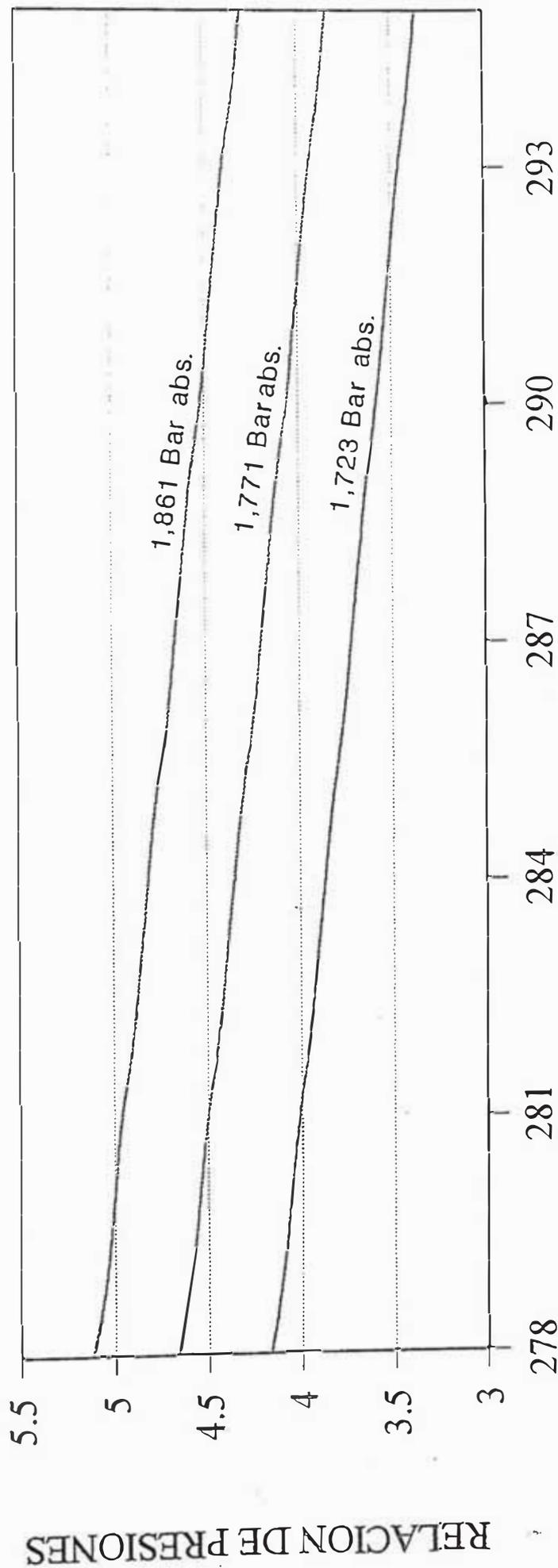


FLUJO DE MASA DE GAS (kg/s)

Nota: El análisis fue hecho para  $T = 278\text{ K}$  y  $f = 10,16\text{ mm}$

# GRAFICO 4.14. RELACION DE PRESION DE PRESIONES VS TEMPERATURA DE ADMISION DEL GAS

Regulación a 900 RPM - Unidad COG 042



TEMPERATURA DE ADMISION DEL GAS (K)

Nota: El análisis fue hecho para  $m = 1,166 \text{ kg/s}$  y  $f = 10,16 \text{ mm}$

## CAPITULO 5

# EVALUACION ECONOMICA

### 5.0.0.0. GENERALIDADES

El presente capítulo tiene por objeto determinar cuál de las tres (03) alternativas de solución propuestas técnicamente en el presente trabajo es económicamente la mejor, para poder financiar la adquisición de los repuestos y elementos de trabajo para la unidad de compresión estudiada, y así implementar la alternativa que traerá consigo su respectivo incremento en la producción de petróleo. Para dichos cálculos haremos tres (03) tipos de estimaciones: pesimista, razonable y optimista, y consideraremos un año comercial (360 *días*). Una vez elegida la mejor alternativa, se calculará su rentabilidad para un periodo de 10 años (un año antes que la unidad de compresión requiera su primera reparación general (overhaul)).

#### 5.1.0.0. PRESUPUESTO REQUERIDO PARA LA REPARACION DE LA UNIDAD DE COMPRESION COG 042<sup>1</sup>

En la tabla 5.1 se muestra el presupuesto mínimo requerido para financiar la reparación de la unidad de compresión en estudio. En base a este presupuesto determinaremos, según sea el caso, si conviene financiarlo mediante recursos externos o recursos propios.

#### 5.2.0.0. ANALISIS ECONOMICO PARA CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS

Debemos tener en cuenta que los ingresos por unidad de producción de cada combustible son<sup>2</sup>:

- 1 barril de petróleo crudo ( <i>bb1</i> )	US \$16,21
- 1 000 <i>ft</i> <sup>3</sup> (1 <i>MCF</i> ) de gas natural a condiciones standard	US \$1,57

Para determinar la alternativa económica más conveniente se aplicará el método del análisis de equilibrio

.....  
 1 Los precios de cada uno de los items del presupuesto mostrado fueron tomados de la cotización suministrada por los proveedores ganadores de las siguientes licitaciones públicas celebradas en la Empresa "Petróleos del Mar" (PETROMAR):

LIP COM 016-91, para adquirir repuestos de compresores "Ingersoll Rand", cuya buena pro fué otorgada el día 27 de Marzo de 1 991.

LIP-COM 021-91, para adquirir repuestos de motores "Fairbanks Morse" (MEP), cuya buena pro fué otorgada el día 3 de Abril de 1 991.

2 El precio internacional actual de cada unidad de combustible producido es:

- 1 *bb1* de petróleo: US \$17,00.  
 - 1 *MCF* de gas natural: US \$2,80.

de alternativas, haciendo tres (03) tipos de estimaciones: pesimista, razonable y optimista. También se resume cuáles son las pérdidas que se tendrá que absorber por la aplicación de cada alternativa de solución propuesta.<sup>1</sup>

#### 5.2.1.0. ESTIMACION PESIMISTA

Para la presente estimación se tomarán los siguientes porcentajes de agotamiento de los combustibles:

Combustible	<u>Porcentaje</u> anual	Indice diario
Petróleo	7,13%	$2,054 \cdot 10^{-4}$
Gas natural	0,10%	$2,78 \cdot 10^{-6}$

Actualmente, el costo anual de mantenimiento de la unidad es muy alto: 85 540 US\$/año, debido al empleo de repuestos de segunda calidad, y que por la baja confiabilidad que poseen, obligan a ejecutar programas de mantenimiento costosos; por lo tanto, se asumirá que dicho costo será el mismo, a pesar de las condiciones exigentes a las cuales podría operar la unidad. A continuación se evaluará cada una de las alternativas técnicamente propuestas según esta estimación.

<sup>1</sup> En las estimaciones razonable y optimista se omite el resumen que se muestra en cada alternativa de la estimación pesimista.

## 5.2.1.1. Alternativa A

Sabiendo que dicha alternativa se deberá ejecutar siempre que se disponga de los repuestos y elementos necesarios, y que la empresa propietaria de la unidad se encuentra atravesando una difícil situación económica, con cuyos ingresos puede apenas satisfacer sus necesidades más apremiantes, se hace necesario disponer de un crédito externo para poder financiar dicho presupuesto. En la tabla 5.2 se muestra cuál sería el flujo de caja gracias al cual se podría cancelar el crédito otorgado a partir de la llegada de los ingresos en la producción de petróleo, con un interés anual de 17%<sup>1</sup>. Elegiremos como crédito a solicitar el siguiente monto: US \$90 000, por ser éste un monto comercial. A continuación se calcularán las pérdidas que debe absorber la empresa para lograr implementar la alternativa y los beneficios obtenidos por este concepto. Las pérdidas en esta alternativa se resumen de la siguiente manera:

- 1) Pérdidas por reparación de la unidad de compresión y regulación, las cuales se subdividen en:
  - Pérdidas por producción de petróleo.
  - Pérdidas por venteo de gas.

---

<sup>1</sup> Esa es la tasa de interés actual a los préstamos en moneda extranjera.

- 2) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general, las cuales se subdividen del mismo modo que en el caso anterior.
- 3) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación.

A continuación se procede a la cuantificación de cada una de la pérdidas mencionadas.

- 1) Pérdidas por reparación de la unidad y regulación

Esta pérdida viene dada por el tiempo que la unidad de compresión permaneció parada. Si se toma como tiempo razonable de reparación de la unidad 1 semana<sup>1</sup> = 7 días, las pérdidas se reparten según se manifestó anteriormente.

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = 218.7.16,21 = \text{US } \$24\ 736,46$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_1} = 5\ 733.7.1,57 = \text{US } \$63\ 005,67$$

---

<sup>1</sup> Se incluye el tiempo de pruebas a realizar.

- 2) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general

Normalmente, el tiempo total de paradas por este concepto representa el 5% del tiempo operativo anual, es decir, 18 *días*. Así, las pérdidas por este concepto al cabo de 10 años (total = 180 *días*) será:

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_2} = 5\,733.180.1,57 = \text{US } \$1\,620\,145,80$$

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_2} = 968.180.16,21 = \text{US } \$2\,824\,430,40$$

- 3) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

Ya que se totalizarán estas pérdidas considerando la tasa de agotamiento del gas ( $r_g$ ) de una serie uniforme, se utilizará entonces la siguiente expresión:

$$P = \dot{V}_v \left[ \frac{1 - (1 - r_g)^t}{r_g} \right] \cdot 1,57 \quad (5.1)$$

siendo  $t$  el tiempo que transcurre en *días*.

Cuando el compresor se encuentre operando en forma continua, como se vió en la tabla 4.5, se ventearán 254 *mcf*d de gas. Si asumimos que dicho tiempo de aplicación es  $t$ , las pérdidas por este concepto serán:

$$P_{v_3} = 254 \left[ \frac{1 - (1 - 2,78 \cdot 10^{-6})^t - 7}{2,78 \cdot 10^{-6}} \right] \cdot 1,57$$

$$P_{v_3} = \text{US } \$ 143\ 446\ 043,10(1 - 0,999\ 997\ 22^{t-7})$$

Por tanto, sumando todas las pérdidas, el monto de las pérdidas que tendría que absorber la empresa con esta alternativa es:

$$P_A = \text{US } \$ [143\ 446\ 043,10(1 - 0,999\ 997\ 22^{t-7}) + 4\ 532\ 318,33]$$

#### 4) Ingresos que se lograrán

Para este caso se sustituirán los términos homólogos de la relación (5.1), obteniendo la siguiente relación:

$$P = B_{fin} \left[ \frac{1 - (1 - r_p)^t}{r_p} \right] \cdot 16,21 \quad (5.2)$$

siendo  $r_p$  la tasa de agotamiento del petróleo.

Sabiendo que el tiempo operativo durante el año se considera el 95% del año operativo, los ingresos por el incremento en la producción de petróleo serán:

$$I_A = 0,95 \left\{ \frac{968[1 - (1 - 2,054 \cdot 10^{-4})^{t-7}]}{2,054 \cdot 10^{-4}} - 218(t-7) \right\} \cdot 16,21$$

$$I_A = 16,21 \cdot 0,95 [4\,712\,755,6(1 - 0,999\,794\,6^{t-7}) - 218(t-7)]$$

#### 5) Costo de inversión de la alternativa A ( $C_A$ )

En la tabla 5.2 podemos apreciar que el crédito solicitado se recuperará al cabo de 15 días. Así, el monto que tendría que pagar la empresa por el crédito solicitado en el 15° día sería:

$$M = 90\,000(1 + 0,17)^{15/360} = \text{US } \$90\,590,70 \quad (1)$$

Pero si lo hiciese diariamente, el monto de cada cuota ( $C$ ) que tendría que pagar hasta el 15° día sería:

$$C = 90\,000 \cdot \text{frc} = 90\,000 \left[ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right]$$

Para  $i = 17\%$  anual = 0,043 62% diario, y  $n = 15$  días, el monto de cada cuota sería US\$ 6 020,97. Por tanto, hasta el 15° día la empresa habría pagado:

$$M = \text{US } \$6\,020,97 \cdot 15 = \text{US } \$90\,314,55 \quad (2)$$

Comparando (1) con (2), se concluye que conviene pagar la inversión en 15 cuotas diarias de US \$ 6 020,97 cada una. Así entonces, el costo de inversión de esta alternativa es:  $C_A = \text{US } \$90\,314,55$ .

Finalmente, el beneficio neto que se lograría mediante la aplicación de la presente alternativa en un horizonte pesimista sería:

$$\begin{aligned} B_A &= I_A - P_A - C_A \\ &= 16,21 \cdot 0,95 [k_1(1 - i_1^{t-7}) - 218(t-7)] - k_2 \cdot (1 - i_2^{t-7}) - k_3 \end{aligned}$$

La ecuación anterior es válida para  $t > 7$  días

$$\text{Siendo: } k_1 = 4\,622\,632,88$$

$$k_2 = 143\,446\,043,10$$

$$k_3 = 1\,800\,277,92$$

$$i_1 = 0,999\,794,6$$

$$i_2 = 0,999\,997,22$$

## 5.2.1.2. ALTERNATIVA B

Por lo visto en la tabla 4.11, para esta alternativa también se obtiene incremento en la producción de petróleo. Por la sencillez de la acción a tomar y los resultados inmediatos que trae, se deduce que con esta alternativa se puede lograr el financiamiento del presupuesto presentado con recursos propios, los cuales provendrán del incremento de producción logrado en la primera etapa de su aplicación. Seguidamente se determinará el tiempo mínimo de aplicación para la primera etapa de solución de esta alternativa. Las pérdidas para esta alternativa se resumen del siguiente modo:

- 1) Pérdidas por venteo de gas en los 242 días.
- 2) Pérdidas por parada durante la regulación de la relación de volumen muerto, las cuales se subdividen en:
  - Pérdidas por producción de petróleo.
  - Pérdidas por venteo de gas.
- 3) Pérdidas por reparación de la unidad, las cuales se subdividen del mismo modo que el caso anterior.
- 4) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general.

5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación.

A continuación se calculará el tiempo mínimo requerido para financiar el presupuesto presentado en la tabla 5.1 con recursos propios.

- Ingreso diario adicional por el incremento en la producción de petróleo

$$I = (240 - 218) \cdot 16,21 = 356,62 \text{ US } \$/\text{día}$$

Con el presupuesto presentado en la tabla 5.1 se determinará el tiempo mínimo ( $t_{\text{mín}}$ ) que debe ser aplicada la primera etapa de la presente alternativa.

$$t_{\text{mín}} = \frac{86\,035,40}{356,62} = 242 \text{ días}$$

Quiere decir que recién después de 242 días se podrá proceder a reparar la unidad, puesto que en ese lapso se puede financiar el presupuesto. A continuación determinaremos las pérdidas que debe absorber la empresa por aplicar la presente alternativa.

## 1) Pérdidas por venteo de gas en los 242 días

Según la tabla 4.10, el caudal de gas que se ventearía vía la primera etapa de solución es 197 *mcf/d*, representando la siguiente pérdida:

$$P_{v_1} = 198.242.1,57 = \text{US } \$75\,228,12$$

## 2) Pérdidas por parada durante la regulación de la relación de volumen muerto

Asumiremos que el tiempo de regulación y pruebas posteriores se ejecutan en un turno de trabajo (12 *horas*).

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = (218/24).12.16,21 = \text{US } \$1\,766,89$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_2} = (5\,733/24).12.1,57 = \text{US } \$4\,500,41$$

## 3) Pérdidas por reparación de la unidad

Se puede deducir que estas pérdidas son de la misma naturaleza que la alternativa A, sólo que en este caso se produce más petróleo. Para esta alternativa

también consideraremos 7 días de trabajo, incluido el tiempo de pruebas.

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_2} = 240.7.16,21 - \text{US } \$27\ 232,80$$

- Pérdidas por venteo de gas

Al aumentar la velocidad de rotación del cigüeñal del compresor y estrangular el gas en la admisión, en la alternativa A vimos que el caudal de gas venteado era 254 *mcf/d*. Por lo tanto, en la segunda etapa de la presente alternativa el caudal de gas venteado será el mismo hasta el final del tiempo de aplicación de esta alternativa.

$$P_{v_3} = 5\ 733.7.1,57 = \text{US } \$63\ 005,67$$

4) Pérdidas durante paradas de mantenimiento y reparaciones en general

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_4} = \text{US } \$1\ 619\ 724,90$$

- Pérdidas por producción de petróleo

Para los primeros 242 días de trabajo, el tiempo por paradas de mantenimiento es:  $5\%(242) \approx \approx 12$  días, quedando 168 días<sup>1</sup>. Así, el monto de las pérdidas por producción de petróleo en este caso es:

$$P_{p_3} = (12.240 + 168.1\ 091).16,21$$

$$P_{p_3} = \text{US } \$3\ 017\ 783,28$$

En consecuencia, el monto de las pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general es:

$$P_{v_4} + P_{p_3} = \text{US } \$ (1\ 619\ 724,90 + 3\ 017\ 783,28)$$

$$= \text{US } \$ 4\ 637\ 908,18$$

5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

El lector puede deducir que las pérdidas que se registran por este concepto son de la misma naturaleza

<sup>1</sup> Recuérdese que se estimó 180 días como tiempo total de paradas por mantenimiento para los 10 años de proyección del presente trabajo.

como se determinó para la alternativa A, sólo que éstas se contabilizarán a partir del día 249.

$$P_{v_5} = 143\,446\,043(1 - 0,999\,997\,22^{t-249})$$

Finalmente, el monto de las pérdidas producidas por la implementación de la presente alternativa es:

$$P_B = \text{US } \$[143\,446\,043(1 - 0,999\,997\,22^{t-249}) - 4\,809\,242,07]$$

#### 6) Ingresos que se lograrán

Vendrán dados por el incremento de producción logrado después de los 249 días de aplicación de la primera etapa. Los ingresos de los primeros 242 días servirán para financiar el presupuesto de adquisición de los suministros solamente.

$$I_B = 0,95 \cdot 16,21 \left[ 1,091 \left( \frac{1 - 0,999\,794\,6^{t-249}}{2,054 \cdot 10^{-4}} \right) - 218 \cdot (t - 249) \right]$$

$$I_B = 16,21 \cdot 0,95 [5\,311\,587,15(1 - 0,999\,918\,54^{t-249}) - 218(t - 249)]$$

7) Costo de inversión de la alternativa B ( $C_B$ )

Por lo expuesto en el párrafo anterior, se concluye que:  $C_B = \text{US } \$86\,035,40$

Finalmente, teniendo en cuenta lo expuesto en el ítem 6, el beneficio neto que se logra mediante la aplicación de esta alternativa es:

$$\begin{aligned} B_B &= I_B - P_B \\ &= 16,21.0,95[k_4(1 - i_1^t - 249) - 218(t - 249)] - \\ &\quad - k_2(1 - i_2^t - 249) - k_5 \end{aligned}$$

Esta ecuación es válida para  $t > 249$  días

$$\text{Siendo: } k_4 = 5\,311\,587,15$$

$$k_5 = 4\,809\,242,07$$

## 5.2.1.3. ALTERNATIVA C

Como se dijo en 4.5.1.3, ésta alternativa es una combinación de las alternativas A y B. Para su aplicación será necesario contar con un crédito externo. A continuación se calcularán las pérdidas e ingresos que generarán su aplicación según los pasos explicados en el mismo ítem. Las pérdidas para esta alternativa se resumen del siguiente modo:

- 1) Pérdidas por parada durante la regulación a 800 *RPM*
- 2) Pérdidas por venteo de gas durante los 60 días previos
- 3) Pérdidas por parada durante la reparación de la unidad de compresión.
- 4) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general.
- 5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

A continuación se cuantificarán dichas pérdidas.

- 1) Pérdidas por parada durante la regulación a 800 *RPM*

Fueron calculadas en la página 183, y ascienden al siguiente monto:

$$P_{p_1} + P_{v_1} = 1\,766,89 + 4\,500,41 = 6\,267,30$$

- 2) Pérdidas por venteo de gas durante los 60 días previos

$$P_{v_2} = 198 \cdot 60 \cdot 1,57 = 18\,651,60$$

- 3) Pérdidas por parada durante la reparación de la unidad de compresión

Fueron calculadas en la página 184.

$$P_{p_2} + P_{v_3} = 27\,232,80 + 63\,005,67 = 90\,238,47$$

- 4) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general

Ya fueron calculadas en la página 185, y su monto es:  $P_{p_3} + P_{v_4} = \text{US } \$4\,637\,508,18$ .

- 5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

Son de la misma naturaleza que las calculadas anteriormente, con la diferencia que se contabilizarán a partir del 67° día.

$$P_{v_5} = 143\,446\,043(1 - 0,999\,997\,22^t - 67)$$

Finalmente, el monto de las pérdidas producidas por la implementación de la presente alternativa es:

$$P_C = \text{US } \$[143\,446\,043,10(1 - 0,999\,997\,22^t - 67) + 4\,752\,665,35]$$

6) Ingresos que se lograrán en los primeros 60 días

$$I_1 = (240 - 218) \cdot 60 \cdot 16,21 = \text{US } \$21\,397,20$$

7) Ingresos que se lograrán en el resto del tiempo de aplicación

$$I_2 = 16,21 \cdot 0,95 [5\,443\,037,97(1 - 0,999\,794 \cdot 6^t - 67) - 218(t - 67)]$$

8) Costo de inversión de la alternativa C ( $C_C$ )

En la página 180 se demostró que a la empresa le convendría pagar la inversión en cuotas diarias. Así, en la tabla 5.3 se observa que la inversión realizada se pagaría en  $n = 14$  días, con  $i = 0,043\,62\%$ . Así, el monto de cada cuota sería:

$$C = 90\,000 \cdot frc = 90\,000 \cdot 0,071\,667 = \text{US } \$6449,67$$

Hasta el 14° día la empresa habrá pagado:

$$C_C = 6\,449,97 \cdot 14 = \text{US } \$90\,195,38$$

Finalmente, el beneficio neto que se logra mediante la aplicación de esta alternativa es:

$$B_C = (I_1 + I_2) - P_C - C_C$$

$$16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-67}) - 218(t - 67)] -$$

$$- k_2(1 - i_2^{t-67}) - k_6$$

Esta ecuación es válida para  $t > 67$  días

Siendo:  $k_6 = 4\ 821\ 463,53$

#### RESUMEN DE LA EVALUACION ECONOMICA - ESTIMACION PESIMISTA

$$B_A = 16,21.0,95[k_1(1 - i_1^{t-7}) - 218(t - 7)] - k_2(1 -$$

$$- i_2^{t-7}) - k_3$$

$$B_B = 16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-249}) - 218(t - 249)] -$$

$$- k_2(1 - i_2^{t-249}) - k_5$$

$$B_C = 16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-67}) - 218(t - 67)] -$$

$$- k_2(1 - i_2^{t-67}) - k_6$$

#### 5.2.1.4. DETERMINACION DE LOS PUNTOS DE EQUILIBRIO Y ELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA - ESTIMACION PESIMISTA

Para la presente estimación, el punto de equilibrio determinará al cabo de qué tiempo cada par de alternativas generará iguales beneficios.

ALTERNATIVAS A Y B: Después de igualar las ecuaciones representativas de sus beneficios netos y resolver la ecuación resultante obtenemos:

$$t_{A/B} = 1\,579 \text{ días}$$

ALTERNATIVAS A Y C: Procediendo del modo anterior tenemos:

$$t_{A/C} = 427 \text{ días}$$

Al graficar las tres alternativas, se concluye que la mejor de todas las alternativas propuestas es C, y su rentabilidad al cabo de 10 años (3 600 *días*) de aplicación según una estimación pesimista será:

$$R = B_C(3\,600) = \text{US } \$29\,343\,888,70$$

#### 5.2.2.0 ESTIMACION RAZONABLE

Primeramente, tomaremos los siguientes porcentajes de agotamiento de los combustibles:

Combustible	Porcentaje anual	Indice diario
Petróleo	2,89%	$8,146 \cdot 10^{-5}$
Gas natural	0,10%	$2,78 \cdot 10^{-6}$

Además, ya que la confiabilidad de la unidad de compresión aumentará gracias al suministro de repuestos nuevos, se espera que el costo anual de mantenimiento de la unidad disminuya. Asumiremos que dicho costo anual es el promedio de los costos que se citan a continuación:

- Costo actual	US \$85 540
Costo promedio en sus primeros seis (06) años de operación	US \$67 260

Así, el costo que tomaremos será US \$76 400, lo cual significará un ahorro anual para la empresa de:

$$S = 85\ 540 - 76\ 400 = \text{US } \$9\ 140 = 25,39 \text{ US } \$/\text{día}$$

A continuación, se determinarán las ecuaciones representativas del beneficio que ofrece cada una de las alternativas propuestas mediante una estimación razonable, manteniendo los mismos criterios ya expuestos.

#### 5.2.2.1. Alternativa A

##### 1) Pérdidas por reparación de la unidad

Su monto viene a ser el mismo que se calculó mediante la estimación pesimista. Estos montos son:

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = 240.7.16,21 = \text{US } \$27\,232,80$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_1} = 5\,733.7.1,57 = \text{US } \$63\,005,67$$

2) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general

$$P_{v_2} = \text{US } \$4\,444\,576,20$$

3) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

$$P_{v_3} = \text{US } \$143\,446\,043,10(1 - 0,999\,997\,22^t - 7)$$

Por tanto, el monto de las pérdidas que tendría que absorber la empresa por esta alternativa es:

$$P_{TOTAL} = \text{US } \$[143\,446\,043,10(1 - 0,999\,997\,22^t - 7) + 4\,534\,814,67]$$

4) Ingresos que se lograrán

En este caso solamente se debe variar la tasa de agotamiento del petróleo. Con el índice de agotamiento

diario dado, se reemplaza éste en la ecuación deducida anteriormente, y agregando el ahorro diario en el costo de mantenimiento de la unidad obtenemos la siguiente ecuación:

$$I_A = 16,21 \cdot 0,95 \left[ \frac{968[1 - (1 - 8,146 \cdot 10^{-5})^{t-7}]}{8,146 \cdot 10^{-5}} - 218(t-7) \right] + 25,39(t-7)$$

$$I_A = 16,21 \cdot 0,95 [11\ 883\ 132,82(1 - 0,999\ 918\ 54^{t-7}) - 218(t-7)] + 25,39(t-7)$$

##### 5) Costo de inversión de la alternativa A

Anteriormente se determinó que conviene pagar la inversión en 15 cuotas diarias de US \$ 6 020,97 c/u, y el monto total a pagar es  $M = 90\ 314,55$ .

Así, el beneficio neto que se lograría mediante la aplicación de la presente alternativa en un horizonte razonable sería:

$$B_A = 16,21 \cdot 0,95 [k_1(1 - i_1^{t-7}) - 218(t-7)] - k_2 \cdot (1 - i_2^{t-7}) + 25,39(t-7) - k_3$$

Esta ecuación es válida para  $t > 7$  días

$$\text{Siendo: } k_1 = 11\ 883\ 132,82$$

$$k_2 = 143\ 446\ 043,10$$

$$k_3 = 4\ 625\ 129,22$$

$$i_1 = 0,999\ 918,54$$

$$i_2 = 0,999\ 997,22$$

#### 5.2.2.2. ALTERNATIVA B

Recordemos que se propone ejecutar esta alternativa con recursos propios, y que su costo de inversión es igual a los ingresos logrados en el tiempo mínimo requerido para ejecutar la segunda etapa de la misma, que es 242 días. Así, el monto de las pérdidas que se muestran a continuación son las mismas.

##### 1) Pérdidas por venteo de gas en los 242 días

$$P_{v_1} = 198.242.1,57 - \text{US } \$75\ 228,12$$

##### 2) Pérdidas por parada durante la regulación

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = (218/24).12.16,21 - \text{US } \$1\ 766,89$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_2} = (5\ 733/24).12.1,57 = \text{US } \$4\ 500,41$$

## 3) Pérdidas por reparación de la unidad

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{P_2} = 240.7.16,21 = \text{US } \$27\ 232,80$$

## b) Pérdidas por venteo de gas

$$P_{V_3} = 5\ 733.7.1,57 = \text{US } \$63\ 005,67$$

## 4) Pérdidas durante paradas de mantenimiento y reparaciones en general

$$P_{P_3} + P_{V_4} = \text{US } \$4\ 637\ 508,18$$

## 5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

$$P_{V_5} = 143\ 446\ 043(1 - 0,999\ 997\ 22^t - 249)$$

Finalmente, el monto de las pérdidas producidas por la implementación de la presente alternativa es:

$$P_B = \text{US } \$[143\ 446\ 043(1 - 0,999\ 997\ 22^t - 249) + 4\ 809\ 242,07]$$

6) Ingresos que se lograrán

$$I_B = 0,95 \cdot 16,21 \left[ 1 \cdot 091 \left( \frac{1 - 0,999 \ 918 \ 54^t - 249}{8,146 \cdot 10^{-5}} \right) - 218 \cdot (t - 249) \right] + 25,39(t - 249)$$

$$I_B = 16,21 \cdot 0,95 [13 \ 393 \ 076,35(1 - 0,999 \ 918 \ 54^t - 249) - 218(t - 249)] + 25,39(t - 249)$$

Finalmente, el beneficio neto que se logra mediante la aplicación de esta alternativa es:

$$B_B = 16,21 \cdot 0,95 [k_4(1 - i_1^t - 249) - 218(t - 249)] - k_2(1 - i_2^t - 249) + 25,39(t - 249) - k_5$$

Esta ecuación es válida para  $t > 249$  días

$$\text{Siendo: } k_4 = 13 \ 393 \ 076,35$$

$$k_5 = 4 \ 809 \ 242,07$$

### 5.2.2.3. ALTERNATIVA C

1) Pérdidas por parada durante la regulación a 800 RPM

$$P_{p1} + P_{v1} = 1 \ 766,89 + 4 \ 500,41 = 6 \ 267,30$$

2) Pérdidas por venteo de gas durante los 60 días previos

$$Pv_2 = 198.60.1,57 = 18\ 651,60$$

3) Pérdidas durante la reparación de la unidad

$$Pp_2 + Pv_3 = 27\ 232,80 + 63\ 005,67 = 90\ 238,47$$

4) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general

$$Pv_4 = \text{US } \$4\ 637\ 508,18$$

5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

$$Pv_5 = 143\ 446\ 043(1 - 0,999\ 997\ 22^{t - 67})$$

Finalmente, el monto de las pérdidas producidas por la implementación de la presente alternativa es:

$$P_C = \text{US } \$[143\ 446\ 043,10(1 - 0,999\ 997\ 22^{t - 67}) + 4\ 752\ 665,55]$$

6) Ingresos que se lograrán en los primeros 60 días

$$I_1 = (240 - 218).60.16,21 = \text{US } \$21\ 397,20$$

- 7) Ingresos que se lograrán en el resto del tiempo de aplicación

$$I_2 = 16,21.0,95[13\ 724\ 527,37(1 - 0,999\ 918\ 54^{t-67}) - 218(t - 67)] + 25,39(t - 249)$$

- 8) Costo de inversión de la alternativa C

En la página 190 se demostró que el monto de cada cuota diaria que tendría que pagar la empresa por implementar esta alternativa es US \$6 449,67, y el monto total a pagar sería  $M = \text{US } \$90\ 195,38$ .

Finalmente, el beneficio neto que se logra mediante la aplicación de esta alternativa es:

$$B_C = (I_1 + I_2) - P_C - C_C$$

$$16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-67}) - 218(t - 67)] - k_2 \cdot (1 - i_2^{t-67}) + 25,39(t - 67) - k_6$$

La ecuación anterior es válida para  $t > 67$  días, siendo:  $k_6 = 4\ 821\ 463,73$

Recordemos que para esta estimación se espera que el costo anual de mantenimiento de la unidad disminuya, significando ésto un beneficio diario adicional de US \$25,39. Por lo tanto, las ecuaciones que representan los

beneficios para cada alternativa según un horizonte razonable son:

$$B_A = 16,21.0,95[k_1(1 - i_1^{t-7}) - 218(t - 7)] - k_2 \cdot (1 - i_2^{t-7}) - k_3 + 25,39(t - 7)$$

$$B_B = 16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-249}) - 218(t - 249)] - k_2(1 - i_2^{t-249}) - k_5 + 25,39(t - 249)$$

$$B_C = 16,21.0,95[k_4(1 - i_1^{t-67}) - 218(t - 67)] - k_2(1 - i_2^{t-67}) - k_6 + 25,39(t - 67)$$

#### 5.2.2.4. DETERMINACION DE LOS PUNTOS DE EQUILIBRIO Y ELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA - ESTIMACION RAZONABLE

Procederemos del mismo modo que se hizo en la estimación pesimista, y así se obtienen los puntos de equilibrio para cada par de alternativas.

ALTERNATIVAS A Y B:  $t_{A/B} = 1\ 680$  días

ALTERNATIVAS A Y C:  $t_{A/C} = 528$  días

Al graficar las tres alternativas, se concluye que la mejor alternativa de todas las propuestas es C, y su

rentabilidad al cabo de 10 años (3 600 *días*) de aplicación según una estimación razonable será:

$$R = \text{US } \$33\,587\,083,60$$

#### 5.2.3.0. ESTIMACION OPTIMISTA

Esta estimación se realizará asumiendo que el agotamiento de los combustibles en la zona es sumamente lento, (casi despreciable), de modo que se garantice la producción de los mismos durante los próximos diez (10) años, y que el costo anual de mantenimiento baje hasta los niveles que tuvo en sus seis (06) primeros años de operación. De este modo, el ahorro en este último rubro será:

$$S = 85\,540 - 67\,260 = \text{US } \$18\,280 \text{ US } \$/\text{año} = 50,78 \text{ US } \$/\text{día}$$

Y así, el monto de los ingresos y las pérdidas en función del tiempo transcurrido tendrán una nueva representación para cada una de las alternativas presentadas.

## 5.2.3.1. Alternativa A

- 1) Pérdidas por reparación de la unidad de compresión y regulación

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = 240.7.16,21 = \text{US } \$27\ 232,80$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_1} = 5\ 733.7.1,57 = \text{US } \$63\ 005,67$$

- 2) Pérdidas durante paradas por mantenimiento y reparaciones en general

$$P_{p_2} + P_{v_2} = 5\ 733.180.1,57 = \text{US } \$4\ 444\ 576,20$$

- 4) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

$$P_{v_5} = 254(t - 7).1,57 = \text{US } \$398,78(t - 7)$$

- 5) Ingresos que se lograrán

Vendrán dados por el incremento de producción en el resto del tiempo de aplicación y el ahorro diario en el costo de mantenimiento de la unidad.

$$\begin{aligned} I_C &= (968 - 218) \cdot (t - 7) \cdot 16,21 + 50,78(t - 7) \\ &= \text{US } \$12\,208,28(t - 7) \end{aligned}$$

6) Costo de inversión de la alternativa A

$$C_A = \text{US } \$90\,314,55$$

Así, luego de realizar cuidadosamente el balance de ingresos y egresos, la ecuación representativa de los beneficios que se lograrían mediante esta alternativa es:

$B_A = 11\,809,50t - 4\,707\,795,72 \qquad t > 7 \text{ días}$
--

#### 5.2.3.2. Alternativa B

Como ya se sabe, la implementación de esta alternativa generará mayor recaudación por producción de petróleo. A continuación se evalúan las pérdidas que generarían su aplicación mediante esta estimación.

1) Pérdidas por venteo de gas en los 242 días

$$P_{v_1} = 198.242.1,57 = \text{US } \$75\,228,12$$

## 2) Pérdidas por parada durante la regulación

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_1} = (218/24) \cdot 12 \cdot 16,21 - \text{US } \$1\,766,89$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_2} = (5\,733/24) \cdot 12 \cdot 1,57 - \text{US } \$4\,500,41$$

## 3) Pérdidas por reparación de la unidad

- Pérdidas por producción de petróleo

$$P_{p_2} = 240 \cdot 7 \cdot 16,21 - \text{US } \$27\,232,80$$

- Pérdidas por venteo de gas

$$P_{v_3} = 5\,733 \cdot 7 \cdot 1,57 - \text{US } \$63\,005,67$$

## 4) Pérdidas durante paradas de mantenimiento y reparaciones en general

$$P_{p_3} + P_{v_4} = \text{US } \$1\,619\,724,90$$

- 5) Pérdidas por venteo de gas durante el resto del tiempo de aplicación

$$P_{v_g} = 254(t - 249) \cdot 1,57 - \text{US } \$398,78(t - 249)$$

- 6) Ingresos que se lograrán

Vendrán dados por el incremento de producción en el resto del tiempo de aplicación

$$I_B = (1\ 091 - 218) \cdot (t - 249) \cdot 16,21 + 50,78(t - 249) \\ - \text{US } \$14\ 202,11 \cdot (t - 249)$$

Finalmente, luego de realizar el balance de ingresos y egresos obtenemos la ecuación representativa de los beneficios para la presente alternativa.

$$B_B = 13\ 803,33t - 8\ 246\ 271,24 \quad t > 249 \text{ días}$$

#### 5.2.3.3. Alternativa C

Según los cálculos realizados en 5.2.2.3, el lector puede comprobar que el monto de las pérdidas bien definidas es US \$4 752 665,55. Las pérdidas por venteo de gas y los ingresos por producción de petróleo después de realizado el servicio de reparación propuesto se contabilizarán a partir del 67° día. y los ingresos por produc-

ción de petróleo se contabilizarán a partir del 67° día. Así, luego de realizar el balance de ingresos y egresos, la ecuación representativa de los beneficios logrados mediante la presente alternativa es:

$$B_C = 13\,803,33t - 5\,746\,286,84 \quad t > 67 \text{ días}$$

#### RESUMEN DE LA EVALUACION ECONOMICA - ESTIMACION OPTIMISTA

$$B_A = 11\,809,50t - 4\,707\,795,72 \quad t > 7 \text{ días}$$

$$B_B = 13\,803,33t - 8\,246\,271,24 \quad t > 249 \text{ días}$$

$$B_C = 13\,803,33t - 5\,746\,286,84 \quad t > 67 \text{ días}$$

#### 5.2.3.4. DETERMINACION DE LOS PUNTOS DE EQUILIBRIO Y ELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Procediendo del mismo modo que en las estimaciones anteriores, los puntos de equilibrio son:

Alternativas A y B:  $t = 1\,596 \text{ días}$ .

Alternativas A y C:  $t = 375 \text{ días}$ .

Graficando las ecuaciones representativas, nuevamente obtenemos que la mejor alternativa económica es C,

la cual produce una rentabilidad cuyo monto sería al cabo de 10 años (3 600 *días*):

$$R_C = B_C(3\ 600) - 13\ 803,33 \cdot 3\ 600 - 5\ 746\ 286,84$$

$$R_C = \text{US } \$43\ 945\ 701,16$$

Finalmente, en la tabla 5.4 (página 213) se muestra la rentabilidad anual que ofrece la alternativa C, según sea la estimación que se tome.

#### 5.3.0.0. ESTIMACION DEL TIEMPO MAXIMO DE APLICACION DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA CADA ESTIMACION REALIZADA

Estimaremos el tiempo máximo de aplicación de la solución elegida, tiempo en el cual se presume que la producción de petróleo en la plataforma PN-1 caería hasta 218 *bpd*, por lo que ya no convendría continuar ejecutando la solución. Para tal efecto consideraremos la tasa de agotamiento del petróleo en los reservorios ( $r$ ). Así, la expresión que nos permitirá estimar dicho tiempo será:

$$t = \frac{\ln(218/B_{fin})}{\ln(1 - r)}$$

Así, con  $B_{fin} = 1\ 091$  *bpd* obtendremos el tiempo  $t$  máximo de aplicación, según sea la estimación realizada.

<u>Estimación</u>	<u>r(%)</u>	<u>Tiempo (años)</u>
Pesimista	7,13	21,77
Razonable	2,89	54,91

Se puede observar claramente que los tiempos calculados garantizan la aplicación de la alternativa C para los diez (10) años de proyección del presente trabajo.

Finalmente, se podría asegurar la perpetuidad de la estimación optimista, por considerar la tasa de agotamiento de los reservorios casi despreciable.

# CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

## - DE TIPO TECNICO

- 1.- Es de suma importancia que los manómetros de toda la unidad de compresión se encuentren correctamente calibrados para esperar buenas condiciones de operación. Es importante también instalar termómetros bimetálicos en cada uno de los tanques de gas de cada etapa de compresión para la realización de las pruebas necesarias y el chequeo periódico de las temperaturas del gas.
- 2.- Se debe instalar un termómetro bimetálico en el punto de medición de cada caudal de gas, principalmente del caudal de gas comprimido (a la salida del postenfriador). En la actualidad, para determinar este caudal se comete el error de asumir dicha temperatura ( $95^{\circ}F = 35^{\circ}C$ ), que es menor que la temperatura de salida del gas en las etapas de compresión anteriores. Esta recomendación tiene por finalidad disminuir la magnitud del error cometido en la determinación de los caudales manifestados en el presente párrafo.
- 3.- Existe una válvula de compuerta en el tramo de tubería que transporta el caudal de gas a ventear (mal llamado gas excedente). Esta válvula siempre debe estar totalmente abierta para evitar la contrapresión en los tanques separadores, y que podría retardar la producción de petróleo. ~

4.- Durante el periodo comprendido entre el 12 y 22 de Noviembre del año de trabajo se observó que la unidad de compresión vibraba bruscamente, lo cual hacía que los datos tomados entre esas fechas fueran bastante inestables; hubieron ocasiones en que la unidad paraba inclusive<sup>1</sup>. El servicio realizado el día 24 de Noviembre, consistente en el cambio de bujías y bobinas del motor, hizo que las vibraciones aludidas se anularan, y así, después de la puesta a punto del motor se pudo comprobar que los datos tomados a después de realizar aquel servicio se conservaban bastante estables; de ahí que se decidieron tomar como datos para los cálculos del presente estudio los tomados el día 28 de Noviembre.

5.- Es deseable que el caudal de gas venteado sea cero; pero de la tabla 4.5 vemos que ésto podría ser posible sólo para caudales de gas a comprimir menores que el tomado en el presente trabajo, y además, ésto está limitado por el rango de holguras que debe existir entre el pistón y la tapa del cilindro recomendada por el fabricante del compresor. En nuestro caso, dicho rango es  $[0,4" - 1"] = [10,16 \text{ mm} - 25,40 \text{ mm}]$ .

6.- Se sabe que para una misma temperatura del gas, cuanto menor sea su presión, mayor será su volumen específico; Esta es la razón por la cual el caudal de gas venteado cuando la unidad opera a 900 *RPM* es mayor que cuando opera a 800 *RPM*. Esto nos lleva a afirmar entonces que cuanto menor sea la presión de admisión del

---

<sup>1</sup> Esto ocurrió en los tres (03) primeros días de trabajo, según se puede apreciar en la tabla 4.1, lo cual hizo que se tomara la cantidad de datos presentada en ella.

gas, mayor será el caudal de gas venteado. Téngase en cuenta también que la magnitud de dicho caudal dependerá del caudal de gas producido, el cual es alto en nuestro caso.

7.- Como recordará el lector, en el presente trabajo se hace una alusión respecto al incremento en el caudal de gas de ventas que se lograría si se regula la relación de volumen muerto. Así, para proponer una buena solución técnica-económica se requiere que se tomen datos simultáneamente en el compresor instalado en la plataforma marina, en la estación de compresión situada en Tierra y en la planta de adquisición del gas vendido.

8.- En la actualidad, el programa de mantenimiento que se ejecuta para la unidad de compresión es predictivo. De aplicarse la alternativa propuesta, se recomienda reestructurar el plan de mantenimiento de la misma hacia uno de tipo preventivo, a fin de asegurar condiciones de operación más confiables para las nuevas condiciones de operación de la unidad de compresión, las cuales serán más exigentes. Así tenemos los siguientes casos: a) El fabricante del compresor recomienda que los anillos de los pistones sean cambiados cada 5 000 horas; b) El fabricante del motor recomienda que los anillos de los pistones del motor sean cambiados cada 8 000 horas, y las camisas de los cilindros de compresión cada 40 000 horas, razones suficientes que inducen a reestructurar dicho plan. Todo esto será posible gracias a la gran rentabilidad estimada en el presente trabajo, cualquiera que sea la estimación a aplicar.

9.- De todas las alternativas analizadas, C es la mejor, ya que nos ofrece una producción final de petróleo del orden de 1 091 *bpd* luego de haber incrementado ésta primero hasta 240 *bpd*, significando ésto un incremento total en la producción del orden de 400%, y con una gran rentabilidad al cabo de 10 años, como se puede apreciar en el capítulo 5. Por lo tanto, técnicamente es mejor una regulación paulatina que una regulación simultánea.

Con respecto al análisis de sensibilidad realizado, para una misma relación de volumen muerto del extremo exterior de la primera etapa de compresión se llega a las siguientes conclusiones (10 y 11):

- 10.- Si la temperatura de admisión del gas aumenta, su volumen específico aumenta también, haciendo que la presión del gas después de la compresión disminuya. Por lo tanto, si el flujo másico de gas que ingreso al compresor se mantiene constante, y se desea mantener el mismo nivel de presiones establecido, entonces habrá que aumentar la presión de suministro.
- 11.- Si la temperatura de admisión del gas fuera constante y el flujo másico del gas aumentara, entonces el caudal de gas aspirado aumentará, haciendo que la presión final del gas después de la compresión disminuya, debido a la mayor resistencia que encuentra el pistón al comprimir el gas. Por lo tanto, si ésto ocurriera, también habrá que aumentar la presión de suministro del gas para mantener los niveles de presión establecidos.

- DE TIPO ECONOMICO

- 1.- Apenas se tenga la relación de suministros necesarios para la unidad de compresión en cuestión, la empresa debe convocar al concurso público de precios respectivo para garantizar la adquisición de suministros al cabo de 60 días, y así poder aplicar la segunda etapa de la solución propuesta.
- 2.- El presupuesto modelo presentado en la tabla 5.1 es el mínimo requerido para la unidad aludida, y fué realizado en base a los elementos de trabajo que se consumen con mayor frecuencia, según los reportes de mantenimiento diarios, semanales y mensuales de la unidad. Los imprevistos cubren aquellos aspectos no contemplados en la relación de suministros requeridos.
- 3.- Hay un costo que se debe considerar en el costo de inversión de cada alternativa de solución propuesta: el costo del quemador. Sin embargo, por ser un valor ínfimo, este costo puede ser considerado dentro del rubro de imprevistos del presupuesto presentado en la tabla 5.1.
- 4.- En el presupuesto no se han contemplado los costos de transporte de personal y equipos, remuneración de personal y costo de mantenimiento de la unidad, ya que éstos deben estar incluidos en el presupuesto de operaciones del año en el cual se decida aplicar la solución propuesta, y que debe cubrirse con la recaudación de la producción normal.

- 5.- Ya que los suministros solicitados para el servicio recomendado no se venden en el Perú, sino en los Estados Unidos de Norteamérica, la evaluación económica tuvo que realizarse en dólares americanos (US \$), por ser esta moneda la más comercial y una de las más estables en el mundo. Si dicha evaluación se hubiese hecho en nuevos soles, se puede asegurar que las estimaciones pesimista y razonable arrojarían rentabilidades mucho menores a las obtenidas al respectivo cambio al día, ya que también habría que considerar la inflación.
- 6.- Los costos de producción del gas asociado se estiman esperando producir solamente petróleo en los reservorios, por lo que se deduce que el costo de producción del gas natural es cero. Este criterio ha sido muy dañino para la empresa propietaria de la unidad, ya que se ha perdido cuantiosas divisas y una gran oportunidad para incrementar la producción de petróleo. Se espera que la solución propuesta en el presente trabajo lleve a dicha empresa a aprovechar aquel caudal de gas que actualmente es venteado indolentemente.
- 7.- Si la solución propuesta se aplicara pesimistamente, ésta duraría aproximadamente 22 años; y si se aplicara razonablemente, duraría 56 años. Estos tiempos demuestran que la empresa aludida en el presente trabajo es sumamente rentable viéndola desde cualquier horizonte.

- 8.- El análisis de reemplazo de la unidad debe realizarse en vísperas del fenecimiento de la alternativa de solución propuesta.
- 9.- Ya que la unidad opera con repuestos desechados anteriormente, y que fueron puestos en "operación" nuevamente mediante tratamientos térmicos principalmente, se puede deducir que la confiabilidad de la unidad en estudio es escasa (casi cero) y ésta a su vez es un indicio para afirmar que el costo anual de mantenimiento es alto. Se espera que dicho costo disminuya gracias a la mayor confiabilidad que podrá tener la unidad en sus nuevas condiciones de operación, siendo menor la probabilidad de que existan paradas intempestivas, ésto gracias a la reestructuración necesaria del programa de mantenimiento de la unidad. Sin embargo, la correcta estimación de dicho costo dependerá de que se tomen nuevos datos sobre fallas y paradas por mantenimiento en estas nuevas condiciones de operación.
- 10.- Para fines de la estimación pesimista se ha asumido que el costo anual de mantenimiento de la unidad no se altera, por lo alto de su valor. Por lo expuesto en el párrafo anterior, es razonable afirmar que dicho costo no debería incrementarse más en el futuro.
- 11.- La rentabilidad del presente trabajo ha sido estimada para los próximos diez (10) años de operación (100 000 horas de operación continua), tiempo en los cuales se pueden lograr las si-

güentes rentabilidades, según sea el tipo de estimación que se desee aplicar:

<u>TIPO DE ESTIMACION</u>	<u>RENTABILIDAD (US \$)</u>
- Pesimista	29 343 888,70
- Razonable	33 587 083,60
- Optimista	43 945 701,16

Los gráficos 5.1, 5.2 y 5.3 ratifican que para cualquiera de las estimaciones a aplicar, la alternativa C es siempre la mejor en términos económicos.

#### - DE TIPO ESTADISTICO

1.- En el gráfico 4.1 notamos que el caudal de gas comprimido es alto durante 1986, ya que se mantuvo la velocidad de rotación del cigüeñal a  $N = 900 \text{ RPM}$ . Por falta de recursos se tomó una decisión conservadora: Disminuir  $N$  hasta  $800 \text{ RPM}$ , la cual muestra sus funestas consecuencias a partir de Enero de 1988, mes en el cual el caudal de gas comprimido empieza a disminuir más seriamente, debido al exceso de paradas intempestivas que se inician aproximadamente en dicho mes, y es recién a partir de 1992 en que los niveles del caudal de este tipo de gas empiezan a crecer, gracias a una mayor inversión en suministros para la unidad. Para los seis años representados en este gráfico, el caudal de gas comprimido promedio está por debajo del caudal de compresión nominal, tanto a  $800 \text{ RPM}$  como a  $900 \text{ RPM}$ .

- 2.- En el gráfico 4.2 notamos que los niveles del caudal de gas ventado son bajos en los dos (02) primeros años, pero empiezan a crecer vertiginosamente a partir del mes de Enero de 1988. Afortunadamente, la tendencia de este caudal es decreciente en los últimos meses.
  
- 3.- Se sabe que la producción diaria de gas en la zona es variable, y la presión de dicho gas fluctúa entre 25 *psig* y 35 *psig* (2,736 y 3,425 *Bar* absolutos). Esta es la razón por la cual es necesaria la estrangulación del gas en la admisión del compresor hasta 20 *psig* = 2,391 *Bar* absolutos, porque sus válvulas de admisión están diseñadas para admitir el gas hasta dicha presión como máximo. La mínima presión de admisión del gas es 10 *psig* = 1,702 *Bar* absolutos. En la tabla 4.4 se nota que ésta es la mínima presión empleada en las pruebas. Por eso, se recomienda que la regulación del caudal se ejecute de acuerdo a los promedios trimestrales de volúmenes de gas producido diariamente y a la temperatura promedio del gas en dichos periodos.
  
- 4.- Como se demuestra en la página 122, la aplicación del criterio de la relación de volumen muerto promedio en los cálculos para compresores reciprocantes de doble efecto es bastante preciso. Por lo tanto, se recomienda su aplicación siempre que el error sea menor que 1%.
  
- 5.- Se prefirió determinar  $\dot{V}_g$  por tanteos, ya que su cálculo analítico requiere de la aplicación de series matemáticas y métodos

numéricos, complicando así dicho cálculo. Sin embargo, su correcta determinación debe realizarse experimentalmente.

- 6.- Para el caudal de gas producido tomado (5 733 *mcf/d*) se ha asumido que se recicla la misma cantidad de gas (866 *mcf/d*) luego de hacer la regulación de caudal en el compresor.
- 7.- Definitivamente, no es correcto asumir que los índices politrópicos de compresión y la potencia de compresión de cada etapa permanecen constantes. En las tablas 4.6 y 4.8 se aprecia que a medida que se avanza hacia la última etapa de compresión se obtienen presiones técnicamente inadmisibles, tanto para el compresor como para el objetivo deseado. Por lo tanto, para cada regulación que se realice se debe controlar la relación de presiones en cada etapa de compresión.
- 8.- Se ha despreciado la caída de presión en tramos rectilíneos de tuberías, codos, cambios bruscos de dirección, válvulas y accesorios, ya que el total de éstos representa menos del 3% de la caída de presión en el respectivo interenfriador.
- 9.- En la página 127 se demostró que la producción de petróleo aumenta proporcionalmente a la presión de inyección; sin embargo, en las dos últimas columnas de las tablas 4.6 y 4.11 se puede apreciar que mientras dicha presión disminuye la producción de petróleo aumenta. No olvide el lector que el caudal de gas inyectado es también un factor decisivo en dicha producción. Así

entonces, el aumento de la producción en estos casos se debe mas bien al caudal de gas que se inyecta, el cual aumenta según se disminuya la relación de volumen muerto del extremo exterior de la primera etapa de compresión de la unidad.

10.- Como se recordará, en la deducción de la fórmula (4.13) se omitieron el peso de la columna de petróleo que asciende en cada ciclo de producción y la velocidad del gas no asociado por encima de dicha columna. En la tabla 4.11 (página 155) vemos que el error cometido por aplicar este criterio es del orden de 5 *bpd*, y su error relativo viene a ser 2,29%, el cual está dentro de los límites aceptados en un trabajo de Ingeniería, y que hacen que el presente trabajo sea bastante preciso.

11.- En la tabla 5.4 apreciamos que el primer año de aplicación del presente estudio arroja pérdidas, cualquiera que sea la estimación que se tome, siendo la de la estimación pesimista la menor, y en los dos (02) años siguientes la rentabilidad del mismo estimándolo pesimistamente es mayor que la arrojada por las otras dos estimaciones. Esto se debe a que la ecuación representativa de su rentabilidad tiene una razón de cambio inicialmente alta, la cual disminuye al inicio del quinto año de aplicación, en la cual se observa que se hace compatible con la estimación hecha. Por lo tanto, se recomienda no caer en triunfalismos por los resultados iniciales, y mas bien se debe esperar los resultados que se produzcan en la realidad.

- DE TIPO ECOLOGICO

1.- Al comparar la composición molar del aire atmosférico con la del gas natural de la zona de trabajo, se concluye que la atmósfera aledaña esta altamente contaminada de gas natural<sup>1</sup>, el cual, por ser una sustancia química, deteriora la capa de ozono. Por lo tanto, es de suma urgencia que el exceso de gas que se produce en todas las zonas de trabajo sea quemado en vez de ser venteado, ya que su combustión libera dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y vapor de agua, elementos que existen naturalmente en el aire que respiramos, a la vez que se preserva la capa de ozono, la cual nos protege de los efectos nocivos que causan los rayos ultravioletas del Sol.

2.- Desafortunadamente, en el Perú no existe aún ninguna ley que regule el venteo de gas natural; de ahí la indolencia que se tiene respecto a este indeseable fenómeno. Se invita al lector a reflexionar al respecto leyendo el artículo N° 123 de la Constitución Política del Estado.

Entonces, la base fundamental de la preservación del medio ambiente esta cimentada en la Constitución, haciendo falta en una etapa siguiente la Ley Orgánica del Medio Ambiente, de la cual se deriven las demás disposiciones, incluyendo la implementación de una estructura técnico-administrativa.

---

<sup>1</sup> Nuevamente se invita al lector a leer el artículo periodístico alusivo inserto en el apéndice G.

# BIBLIOGRAFIA

- 1.- Gas Natural - Acondicionamiento y Procesamiento - Ing. Luciano Rachid Rodrigues - Departamento de Producción - División de Gas de la Empresa "Petróleo Brasileiro S.A." (PETROBRAS) - Manual traducido y editado por la Unidad del Proyecto del Gas Natural de la Empresa "Petróleos del Perú" (PETROPERU) - Lima, Octubre de 1989.
- 2.- Impacto del Proyecto del Gas Natural en la Industria Peruana - Exposición del Ing. Humberto Blancas Jayo, realizada el día 27 de Noviembre de 1990 en el auditorio de la Escuela Superior de Administración Pública (ESAP) del Seminario "Ahorro y Sustitución de la Energía en la Industria" - Lima.
- 3.- What is natural gas?. Folleto emitido por la Empresa "Neste" de Finlandia. Helsinki, 1985.
- 4.- Bombas - Ventiladores - Compresores. V.M. Cherkasski- Editorial Mir, Moscú. Traducido al español en 1986.
- 5.- Reciprocating and Rotary Compressor - Vladimir Chlumsky - E&FN Spon LTD - 11 New Fetter Lane, Londres E.C.4 - SNTL Publishers of Technical Literature. Praga, Checoslovaquia - 1965 - Traducción al inglés por el Ing. Karel Mayer.
- 6.- Termodinámica Aplicada - Ing. Jaime Postigo B., Ing. Juan Cruz R. Editorial Oslo - 1978.
- 7.- Manual de Mantenimiento Industrial - Tomo II - L.C.Morrow. Decimoquinta impresión - Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. México - Mayo de 1987.
- 8.- Teoría de las Turbinas a Gas - H. Cohen, G.F.C. Rogers y H.I.H Saravanamuttoo - Editorial Marcombo - Barcelona, España - 1983. ISBN 84-267-0548-1.
- 9.- Applied Hydrocarbon Thermodynamics-Volumen I. Wayne C. Edmister. Gulf Publishing Company - Houston, Texas. Nov 1961 - ISBN 0-87201-856-3. Pág. 100.
- 10.- Tecnofera: La atmósfera contaminada y sus relaciones con el público - Manuel Alberto Vizcarra Andreu. Primera edición-1982. Editorial Gráfica Pacific Press.
- 11.- Atmósfera y ozono. Artículo periodístico - Diario "El Comercio". Martes 2 de Febrero de 1993. Pág. C-1.
- 12.- Marks - Manual del Ingeniero Mecánico, Tomo III - Segunda edición en español, Octubre de 1986. Theodore Baumeister, Eugene A. Avallone, Theodore Baumeister III. Editorial Libros Mc Graw Hill de México S.A. de C.V. ISBN 968-451-643-6. Cap 18, pag 8.

- 13.- Program evaluates radial compressors. Revista técnica "Hydrocarbon Processing" - Diciembre de 1990. ISSN 0018-8190. Volumen 69 - N° 12.
- 14.- Engineering Data Book - Natural Gas Supply Men's Association (NGSMA) - Séptima Edición - 1957 - Tulsa, Oklahoma - Estados Unidos de Norteamérica.
- 15.- Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química - J.M. Smith, H.C. Van Ness. Editorial Libros Mc Graw Hill de México S.A. de C.V. 3<sup>ra</sup> edición - 1980. ISBN 0-07-058701-9.
- 16.- Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state - Revista técnica "Chemical Engineering Science" - 1972 - Volumen 27, Páginas 1197 - 1203.
- 17.- Propiedades de los Gases y los Líquidos - Su estimación y correlación - Robert Reid y Thomas K. Sherwood - Unión Tipográfica Editorial Hispano Americana (UTEHA) - México, 1968. ISBN 0-07-051799-1. ecuación (9.8), Pág 446 y ecuación (9.38), pág 474.
- 18.- Fenómenos de Transporte - R. Byron Bird, Warren E. Stewart, Edwin N. Lightfoot - Editorial Reverté S.A., Barcelona - España. 1980. ISBN 84-291-7050-2. Capítulo 1, Pag. 23, Ec (1.4 - 13).
- 19.- Procesos de Transferencia de Calor - Donald Q. Kern. Decimoséptima impresión - Enero de 1984 - Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. (CECSA) - México. ISBN 968-26-1040-0.
- 20.- Mecánica de los fluidos. Victor L. Streeter, E. Benjamín Wylie. Editorial Libros Mc Graw Hill de México S.A. de C.V. Sexta edición, 1975. ISBN 968-6046-31-3. Pág. 318.
- 21.- Mecánica de fluidos. John A. Roberson, Clayton T. Crowe. Nueva Editorial Interamericana S.A. de C.V. Primera edición en español - 1983. ISBN 968-25-0808-8. Pág. 244.
- 22.- Informe personal: "Entrenamiento en Operaciones Noroeste". 1989 - 1990 - Ing. José Gonzales Alarcón - Empresa "Petróleos del Mar" (PETROMAR).
- 23.- The Power of Gas. A complete manual on oil production by gas lift - C.V. Kirkpatrick - Segunda edición- CAMCO Inc. Houston, Texas - 1961.
- 24.- 46<sup>th</sup> Annual International Outlook. Revista técnica "World Oil" - Agosto de 1991. ISSN 0043-8790. Volumen 212 - N° 8. Pág. 30.
- 25.- Ingeniería Económica - Leland Blank, Anthony Tarquin. Segunda edición. Editorial Libros Mc Graw Hill de México S.A. de C.V. 1986. ISBN 968-451-880-3.