

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES
RECIPROCANTES DE GAS NATURAL INGERSOLL-RAND SVG-412 EN
EL CAMPO SAN JOAQUÍN, EDO. ANZOÁTEGUI.**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela

Por el Bachiller:

Puerta C. Ildegar J.

Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2010

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES
RECIPROCANTES DE GAS NATURAL INGERSOLL-RAND SVG-412 EN
EL CAMPO SAN JOAQUÍN, EDO. ANZOÁTEGUI.**

Tutor Académico: Prof. José Di Marco

Tutor Industrial: Ing. Luis Brochero.

Presentado ante la ilustre

Universidad Central de Venezuela

Por el Bachiller:

Puerta C. Ildegar J.

Para optar al Título de

Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2010



Facultad de Ingeniería
INGENIERIA MECÁNICA
Universidad Central de Venezuela
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 08 de noviembre de 2.010

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller:

PUERTA ILDEGAR

Titulado:

**“ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES
RECIPROCANTES DE GAS NATURAL INGERSOLL-RAND SVG-412 EN EL
CAMPO SAN JOAQUIN, EDO. ANZOATEGUI”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. Franklin Baduy
Jurado





Prof. Jose Manuel Gomez
Jurado



Prof. Jose Di Marco
Tutor

“Núcleo de Ingeniería “Armando Mendoza” hacia el 30° Aniversario”

RESUMEN

Puerta C. Ildegar J.

“ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES DE GAS NATURAL INGERSOLL-RAND SVG-412 EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN, EDO. ANZOÁTEGUI.”

**Tutor Académico: Prof. José Di Marco. Tutor Industrial: Luis Brochero.
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica.2010, N° págs. 242.**

Palabras claves: Gas natural, compresores reciprocantes, presión de aspiración, máxima temperatura de descarga.

El presente trabajo de grado busca determinar la mínima presión de aspiración de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412, ubicados en el campo San Joaquín, del Distrito Gas Anaco, Edo. Anzoátegui, que pertenecen a PDVSA Gas Anaco, debido a que en la actualidad se ha determinado una disminución de la presión de aspiración en las plantas compresoras debido a la merma en la presión de los pozos de producción por debajo de 450 psig. El estudio se realizó mediante un análisis teórico que busca predecir el comportamiento de los compresores a medida que la presión de aspiración desciende, mediante un análisis de compresión Isentrópica, Politrópica y con el software COMPRESSION PERFORMANCE. Durante el estudio se pudo establecer la mínima presión de aspiración que soportan los compresores y se aprecia que los compresores están trabajando en condiciones críticas lo que sin duda acelerará su vida útil. Se trabaja en el sistema inglés de unidades por ser este el que se utiliza con mayor frecuencia en la industria del gas natural.

DEDICATORIA

A toda mi familia, en especial a mis padres y abuelos, por siempre estar conmigo en todo momento y por enseñarme valores, principios y sobre todo perseverar para obtener lo que quiero.

AGRADECIMIENTOS

A mis abuelos, padres y tíos por todo el apoyo me brindaron para la que consiguiera esta meta.

A mis hermanos, y a Marlene Pérez por todo su apoyo y compañía durante todos estos años.

A la Universidad Central de Venezuela y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por ser parte fundamental en mi formación como profesional.

A mis amigos de la universidad, ya que sin su ayuda hubiera sido muy difícil el logro de este objetivo.

A PDVSA Gas Anaco y los señores Luis Solano, José Marín, Ricardo Mata, Omar Escalona, Humberto Colmenares, Cesar Lanza, y Albenis Rosas, por su aporte en mi formación como profesional o por su ayuda y apoyo en la realización de este trabajo.

A los Ingenieros Luis Brochero y Ramón Benítez por su apoyo en la realización de este trabajo.

A mi tutor el Profesor José A Di Marco por su colaboración, paciencia y dedicación mostrada a este trabajo.

A todos Gracias.

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE GRÁFICOS

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

SIMBOLOGÍA

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I: Información general

1.1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	6
1.2	OBJETIVOS.....	7
1.2.1	General.....	7
1.2.2	Específicos	7
1.3	RESEÑA HISTÓRICA	7
1.4	ESTRUCTURA ORGANIZATIVA DE PDVSA GAS ANACO.....	12
1.5	UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL DISTRITO ANACO.....	13
1.6	GERENCIA DE MANEJO DE GAS	18
1.6.1	Misión	18
1.6.2	Visión.....	18
1.6.3	Política de la Calidad	18
1.6.4	Objetivos Generales de la Gerencia de Manejo de Gas.....	19

CAPÍTULO II: Marco teórico

2.1	DEFINICIÓN DE GAS	22
2.2	LEYES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE LOS GASES	22
2.2.1	LEY DE BOYLE	22
2.2.2	LEY DE CHARLES	23
2.2.3	LEY DE AMONTON.....	23
2.2.4	LEY DE DALTON	23
2.2.5	LEY DE AMAGAT	24
2.2.6	LEY DE AVOGADRO.....	24
2.2.7	LEY DEL GAS IDEAL	25
2.2.8	RELACIONES P.V.T (PRESIÓN, VOLUMEN Y TEMPERATURA)	26
2.3	RELACIONES PARA GASES REALES	26
2.3.1	PROPIEDADES PROMEDIO DE UNA MEZCLA DE GASES	28
a)	Volumen Específico	28
b)	Densidad	28
c)	Volumen y Porcentaje Molar.....	28
d)	Peso Molecular de la mezcla	28
e)	Peso Especifico.....	29
f)	Calores Específicos	29
g)	Presión Pseudocrítica.	29
h)	Temperatura pseudocrítica	30
i)	Relaciones de calores específicos.....	30
j)	Presión Pseudorreducida	31
k)	Temperatura Pseudorredicida.....	31
2.3.2	GRÁFICAS GENERALIZADAS DE COMPRESIBILIDAD	32
2.4	GAS NATURAL.....	33

2.4.1	TIPOS DE GAS NATURAL	33
2.4.1.1	Gas Rico o Húmedo	34
2.4.1.2	Gas Seco o Pobre	34
2.4.1.3	Gas Dulce	34
2.4.1.4	Gas Agrio o Ácido	34
2.4.2	COMPONENTES DE GAS NATURAL.....	35
2.5	CROMATOGRAFÍA.....	36
2.6	DEFINICIÓN DE COMPRESOR	38
2.6.1	MÉTODOS DE COMPRESIÓN	39
2.7	TIPOS DE COMPRESORES	40
2.7.1	UNIDADES VOLUMÉTRICAS O DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO	40
2.7.1.1	Compresores Reciprocantes	40
2.7.1.2	Compresores con paletas deslizantes	41
2.7.1.3	Compresores de pistón líquido.....	42
2.7.1.4	Compresores con dos impulsores de lóbulos rectos.....	42
2.7.1.5	Compresores de lóbulos helicoidales o espirales	43
2.7.2	UNIDADES DE FLUJO CONTINUO.....	44
2.7.2.1	Compresores Centrífugos.....	44
2.7.2.2	Compresores Axiales	45
2.7.2.3	Compresores de flujo mixto o diagonales	46
2.7.2.4	Eyectores	46
2.8	TIPOS DE COMPRESIÓN	48
2.9	PRINCIPIOS BÁSICOS DE COMPRESORES RECIPROCANTES	50
2.9.1	CONCEPTOS BÁSICOS.....	50
a)	Capacidad	50
b)	Desplazamiento	50

c)	Volumen muerto.....	50
d)	Relación de compresión	51
e)	Presión de descarga	51
f)	Temperatura de descarga.....	51
g)	Condiciones Normales de temperatura y presión.....	51
h)	Potencia	52
i)	Eficiencia de Compresión	53
j)	Eficiencia Volumétrica.....	53
k)	Eficiencia Mecánica	53
2.9.2	PARTES BÁSICAS DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.....	53
a)	Parte Motriz.....	53
b)	Parte Compresora	53
2.9.3	DIAGRAMA INDICADO REAL DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.	55
2.10	PÉRDIDAS MECÁNICAS Y REQUERIMIENTOS DE POTENCIA AL FRENO	56
2.11	DETALLES DE LA COMPRESIÓN ISENTRÓPICA	57
2.11.1	TEMPERATURA DE DESCARGA	59
2.11.2	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA	60
2.11.3	CAUDAL MÁXIMO MANEJADO POR EL COMPRESOR.....	61
2.11.3.1	Rendimiento volumétrico y caudal desplazado por el pistón.....	63
2.12	DETALLES DE LA COMPRESIÓN POLITRÓPICA	66
2.12.1	POTENCIA	68
2.12.2	VOLUMEN MANEJADO POR EL COMPRESOR	69
2.12.3	CÁLCULO DEL VOLUMEN QUE DESPLAZA EL PISTÓN.....	70
a)	Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal.....	70
b)	Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.....	70

2.12.3.1	Cálculo de la eficiencia volumétrica, proceso Politrópico.	71
a)	Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal, proceso Politrópico.	71
b)	Eficiencia Volumétrica del lado de la barra, proceso politrópico.....	71
2.13	FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES EN TUBERÍAS DE GAS	72
2.13.1	PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS	72
a)	Viscosidad	72
b)	Viscosidad cinemática	73
2.13.2	TIPOS DE FLUJO EN TUBERÍAS	74
a)	Velocidad media de flujo	74
b)	Número de Reynolds	75
2.13.3	PRINCIPIOS DEL FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES EN TUBERÍAS.....	76
2.13.3.1	Pérdidas de presión en Tuberías.....	78
2.14	ESFUERZOS EN BARRAS COMPRESORAS.....	81
2.14.1	FUERZA DE TRACCIÓN.....	81
2.14.2	FUERZA DE COMPRESIÓN	81

CAPÍTULO III: Descripción, especificación y detalles de plantas compresoras y compresores reciprocantes.

3.1	ESTACIONES DE DESCARGA	84
3.1.1	LÍNEAS DE FLUJO.....	84
3.1.2	MÚLTIPLES DE PRODUCCIÓN	84
3.1.3	SISTEMAS DE RECOLECCIÓN.....	85
3.2	ELEMENTOS DE UNA PLANTA COMPRESORA.....	85
3.3	DESCRIPCIÓN DE PLANTAS COMPRESORAS	87

3.3.1	DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I.....	88
3.3.2	DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV	90
3.4	DESCRIPCIÓN GENERAL DEL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL-RAND SVG-412.....	93
3.4.1	COMPONENTES PRINCIPALES.....	94
3.5	FICHAS TÉCNICA DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES INGERSOLL-RAND	101
3.5.1	FICHA TÉCNICA DEL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-1”.....	102
3.5.2	FICHA TÉCNICA DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-2” Y “K-3”	103
3.6	CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	104
3.6.1	CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-1”.....	105
3.6.2	CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-2”.....	105
3.6.3	CARACTERÍSTICAS ADICIONALES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-3”.....	106
3.7	PARÁMETROS DE PARO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES INGERSOLL-RAND SVG-412.....	106

CAPÍTULO IV: Descripción del software COMPRESSION PERFORMANCE

4.1	DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE COMPRESSION PERFORMANCE... 110
-----	---

4.2	PARÁMETROS NECESARIOS PARA EL GASDAT	111
4.3	PARÁMETROS QUE GENERA EL GASDAT.	112
4.4	PARÁMETROS NECESARIOS PARA CORRER EL COMPRES.....	112
4.5	PARÁMETROS QUE GENERA EL COMPRES.....	113
4.6	ECUACIONES QUE MANEJA EL SOFTWARE COMPRESSION PERFORMANCE.....	115

CAPÍTULO V: Metodología utilizada

5.1	INVESTIGACIÓN PREVIA	130
5.1.1	PRESIONES EN ESTACIONES DE DESCARGA EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN	130
5.1.2	PRESIÓN DE ASPIRACIÓN EN PLANTAS COMPRESORAS DEL CAMPO SAN JOAQUÍN	131
5.1.3	PRESIÓN DE DESCARGA EN PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y SAN JOAQUÍN IV.....	132
5.1.4	FLUJO DE GAS MANEJADO EN PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y SAN JOAQUÍN IV.	132
5.1.5	COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL EN PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y SAN JOAQUÍN IV.	133
5.2	PROPIEDADES PROMEDIO DE LOS GASES	134
5.2.1	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LOS GASES QUE COMPONEN EL GAS NATURAL.....	134
5.3	TEMPERATURA DE ENTRADA A LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	136

5.4	PRESIÓN DE DESCARGA DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	137
5.5	TEMPERATURA DE DESCARGA DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	138
5.6	POTENCIA DE LOS COMPRESORES.....	138
5.7	PRESIÓN DE ASPIRACIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	138
5.8	ESTIMACIÓN DEL FACTOR DE COMPRESIBILIDAD Z.....	139
5.9	ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE DESCARGA, POTENCIA REQUERIDA Y FLUJO MANEJADO EN EL PROCESO DE COMPRESIÓN, MEDIANTE EL MÉTODO ISENTRÓPICO. CÁLCULO TIPO.....	139
5.9.1	ESTIMACIÓN TEMPERATURA DE DESCARGA ISENTRÓPICA.	139
5.9.2	ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE GAS QUE MANEJA EL COMPRESOR, PROCESO ISENTRÓPICO.....	143
5.9.2.1	Cálculo del volumen que desplaza el pistón.	144
a)	Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal del pistón.....	144
b)	Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.	145
5.9.2.2	Cálculo de la eficiencia volumétrica.	145
a)	Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal.	145
b)	Eficiencia Volumétrica del lado de la barra.	147
5.9.3	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA, MÉTODO ISENTRÓPICO	150
5.10	ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE DESCARGA, VOLUMEN MANEJADO Y POTENCIA REQUERIDA EN EL PROCESO DE COMPRESIÓN, MEDIANTE EL MÉTODO POLITRÓPICO. CÁLCULO TIPO.	152

5.10.1	ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA DE DESCARGA.....	152
5.10.1.1	Detalles del Procedimiento de Iteración	152
5.10.2	ESTIMACIÓN DEL FLUJO DE GAS QUE MANEJA EL COMPRESOR, PROCESO POLITRÓPICO.....	159
5.10.2.1	Calculo del volumen que desplaza el pistón.....	159
	a) Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal del pistón.....	160
	b) Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.	160
5.10.2.2	Cálculo de la eficiencia volumétrica, proceso Politrópico.	160
	a) Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal, proceso Politrópico.	160
	b) Eficiencia volumétrica del lado de la barra, proceso politrópico.	162
5.10.3	ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA REQUERIDA, PROCESO POLITRÓPICO.	165
5.11	CÁLCULO DE FUERZAS SOBRE LA BARRA DEL PISTÓN.....	165
5.12	ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMPRESIÓN POR MEDIO DEL SOFTWARE COMPRES.....	169
5.13	CALCULO DE PERDIDAS EN LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y LA DESCARGA.	173
5.13.1	ESPECIFICACIONES DE LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-1”.	173
	a) Tubería de aspiración.....	173
	b) Tubería de descarga	173
5.13.2	ESPECIFICACIONES DE LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-2”.	174
	a) Tubería de aspiración.....	174
	b) Tubería de descarga	175
5.13.3	ESPECIFICACIONES DE LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-3”.	176
	a) Tubería de aspiración.....	176

b) Tubería de descarga	176
------------------------------	-----

CAPÍTULO VI: Análisis de resultados

6.1 PRESIONES EN ESTACIONES DE DESCARGA EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN.....	180
6.2 PRESIÓN DE ASPIRACIÓN EN PLANTAS COMPRESORAS DEL CAMPO SAN JOAQUÍN	181
6.3 PRESIÓN DE DESCARGA EN PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y IV.....	182
6.4 FLUJO DE GAS MANEJADO EN PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y IV.....	183
6.5 TEMPERATURA DE DESCARGA DEL COMPRESOR “K-1” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I	184
6.6 FLUJO MANEJADO POR EL COMPRESOR “K-1” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I.....	186
6.7 POTENCIA ESTIMADA EN EL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-1” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I....	188
6.8 TEMPERATURA DE DESCARGA DEL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-2” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV	190
6.9 FLUJO MANEJADO POR EL COMPRESOR “K-2” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.....	192
6.10 POTENCIA ESTIMADA EN EL COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 “K-2” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.....	194

6.11	TEMPERATURA DE DESCARGA DEL COMPRESOR “K-3” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV	196
6.12	FLUJO MANEJADO POR EL COMPRESOR “K-3” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.	198
6.13	POTENCIA ESTIMADA EN EL COMPRESOR “K-3” DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.	200
6.14	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR “K-1”.....	202
6.15	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR “K-2”.....	203
6.16	PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN LAS TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y DESCARGA DEL COMPRESOR “K-3”.....	205

CAPITULO VII: Conclusiones y recomendaciones

CONCLUSIONES	208
PROPUESTAS.....	210
RECOMENDACIONES	211

ÍNDICE DE GRÁFICOS

GRÁFICO 6.1. PRESIONES PROMEDIO EN ESTACIONES DE DESCARGA DEL CAMPO SAN JOAQUÍN.....	180
GRÁFICO 6.2. PRESIONES DE ASPIRACIÓN DE LAS PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y IV.....	181
GRÁFICO 6.3. PRESIÓN PROMEDIO EN LAS DESCARGAS DE LAS PLANTAS COMPRESORAS.....	182
GRÁFICO 6.4. FLUJO PROMEDIO MENSUAL DEL GAS MANEJADO POR LOS COMPRESORES “K-1”, “K-2” Y “K-3” DE LAS PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y IV.....	183
GRÁFICO 6.5. CURVA DE TEMPERATURA DE DESCARGA EN FUNCIÓN PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-1).....	185
GRÁFICO 6.6. CURVA DE FLUJO MANEJADO EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-1).....	187
GRÁFICO 6.7. VARIACIÓN DE LA POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-1).....	189
GRÁFICO 6.8. CURVA DE TEMPERATURA DE DESCARGA VS PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-2).....	191
GRÁFICO 6.9. CURVA DE FLUJO MANEJADO EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-2).....	193
GRÁFICO 6.10. VARIACIÓN DE LA POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-2).....	195
GRÁFICO 6.11. CURVA DE TEMPERATURA DE DESCARGA VS PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-3).....	197
GRÁFICO 6.12. CURVA DE FLUJO MANEJADO EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-3).....	195
GRÁFICO 6.13. VARIACIÓN DE LA POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN. (K-3).....	201

GRÁFICO 6.14. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE ASPIRACIÓN DEL COMPRESOR K-1.....	202
GRÁFICO 6.15. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DEL COMPRESOR K-1.....	202
GRÁFICO 6.16. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE ASPIRACIÓN DEL MOTOCOMPRESOR K-2.....	203
GRÁFICO 6.17. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DEL COMPRESOR K-2.....	204
GRÁFICO 6.18. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE ASPIRACIÓN DEL COMPRESOR K-3.....	205
GRÁFICO 6.19. PÉRDIDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL FLUJO DE GAS EN LA TUBERÍA DE DESCARGA DEL COMPRESOR K-3.....	205

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. ESTRUCTURA ORGANIZATIVA DE PDVSA GAS ANACO.....	12
FIGURA 1.2. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL DISTRITO GAS ANACO.....	13
FIGURA 1.3. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LAS ÁREAS OPERACIONALES.....	15
FIGURA 1.4. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL ÁREA MAYOR ANACO (AMA) Y ÁREA MAYOR OFICINA (AMO) DEL DISTRITO GAS ANACO.....	16
FIGURA 1.5. ESQUEMA ACTUAL DE PLANTAS COMPRESORAS Y ESTACIONES DE RECOLECCIÓN EN EL NIVEL DE 450 PSIG.	17
FIGURA 2.1. ESQUEMA DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE DE SIMPLE EFECTO.	41
FIGURA 2.2. COMPRESOR DE PALETAS DESLIZANTES.....	42
FIGURA 2.3. COMPRESOR DE IMPULSORES DE LÓBULOS RECTOS.	43
FIGURA 2.4. COMPRESOR HELICOIDAL.....	43
FIGURA 2.5. COMPRESOR CENTRIFUGO.	44
FIGURA 2.6. COMPRESOR AXIAL.....	45
FIGURA 2.7. CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES.....	47
FIGURA 2.8. DIAGRAMA IDEAL DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.	49
FIGURA 2.9. DIAGRAMA INDICADO REAL DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.	55
FIGURA 2.10. EFICIENCIA MECÁNICA VS POTENCIA POR CILINDRO.	57
FIGURA 3.1. LÍNEAS DE FLUJO.....	84
FIGURA 3.2. MÚLTIPLE DE PRODUCCIÓN.	85
FIGURA 3.3. ESQUEMÁTICO DE PROCESO DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I.....	90
FIGURA 3.4. ESQUEMÁTICO DE PROCESO DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.	92
FIGURA 3.5. CRUCETA DE UN CILINDRO COMPRESOR.	96

FIGURA 3. 6. VÁLVULA COMPRESORA TIPO CANAL.	100
FIGURA 3. 7. BOLSILLO DE ESPACIO MUERTO VARIABLE.	101
Figura 3.8. Corte transversal de un cilindro compresor.	107

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL GAS NATURAL.	36
TABLA 2.2. COMPOSICIÓN TÍPICA DEL GAS NATURAL EN DIFERENTES ÁREAS DE VENEZUELA.	38
TABLA 5.1. PRESIONES PROMEDIOS EN LAS ESTACIONES DE DESCARGA EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN.	131
TABLA 5.2. PRESIONES DE ASPIRACIÓN PROMEDIO EN LAS PLANTAS COMPRESORAS EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN.....	131
TABLA 5.3. PRESIÓN PROMEDIO EN LA DESCARGA DE LAS PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y SAN JOAQUÍN IV.	132
TABLA 5.4. FLUJO PROMEDIO DEL GAS MANEJADO EN LAS PLANTAS COMPRESORAS SAN JOAQUÍN I Y SAN JOAQUÍN IV.	132
TABLA 5.5. COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN I.	133
TABLA 5.6. COMPOSICIÓN DEL GAS NATURAL DE LA PLANTA COMPRESORA SAN JOAQUÍN IV.	134
TABLA 5.7. PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS GASES QUE COMPONEN EL GAS NATURAL QUE SE EXTRAE EN EL CAMPO SAN JOAQUÍN.	135
TABLA 5.8. PROPIEDADES DEL GAS NATURAL DE LA PLANTA SAN JOAQUÍN I.	136
TABLA 5.9. TEMPERATURAS DE ASPIRACIÓN EN PLANTAS COMPRESORAS.	137
TABLA 5.10. CÁLCULO DE C_p° DEL GAS NATURAL A 135°F.....	141
TABLA 5.11. CÁLCULO DE C_p° DEL GAS NATURAL A 300 °F.....	142
TABLA 5.12. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA ISENTRÓPICA. COMPRESOR "K-1".	151

TABLA 5.13. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA ISENTRÓPICA. COMPRESOR "K-2".	151
TABLA 5.14. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA ISENTRÓPICA. COMPRESOR "K-3".	151
TABLA 5.15. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA POLITRÓPICA. COMPRESOR "K-1".	166
TABLA 5.16. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA POLITRÓPICA. COMPRESOR "K-2".	166
TABLA 5.17. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN MEDIANTE UNA TRAYECTORIA POLITRÓPICA. COMPRESOR "K-3".	167
TABLA 5.18. FUERZA DE COMPRESIÓN Y TRACCIÓN EN LAS BARRAS DE LOS CILINDROS COMPRESORES DEL COMPRESOR "K-1".	168
TABLA 5.19. FUERZA DE COMPRESIÓN Y TRACCIÓN EN LAS BARRAS DE LOS CILINDROS COMPRESORES DEL COMPRESOR "K-2".	168
TABLA 5.20. FUERZA DE COMPRESIÓN Y TRACCIÓN EN LAS BARRAS DE LOS CILINDROS COMPRESORES DEL COMPRESOR "K-3".	168
TABLA 5.21. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN OBTENIDOS A TRAVÉS DEL COMPRES. COMPRESOR "K-1".	172
TABLA 5.22. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN OBTENIDOS A TRAVÉS DEL COMPRES. COMPRESOR "K-2".	172

TABLA 5.23. TEMPERATURA DE DESCARGA, FLUJO Y POTENCIA EN FUNCIÓN DE LA PRESIÓN DE ASPIRACIÓN OBTENIDOS A TRAVÉS DEL COMPRESOR "K-3"	172
TABLA 5.24. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, ASPIRACIÓN COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-1"	174
TABLA 5.25. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, DESCARGA COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-1"	174
TABLA 5.26. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, ASPIRACIÓN COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-2"	175
TABLA 5.27. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, DESCARGA COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-2"	175
TABLA 5.28. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, ASPIRACIÓN COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-3"	176
TABLA 5.29. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL, DESCARGA COMPRESOR INGERSOLL-RAND SVG-412 "K-3"	177

SIMBOLOGÍA

g	→	Aceleración de Gravedad. (32,2 pies/seg ²)
A_B	→	Área de la barra. ($p \text{ lg}^2$)
A_P	→	Área del pistón. ($p \text{ lg}^2$)
$\left[\frac{\delta Z}{\delta T_r}\right]_{Pr}$	→	Cambio de Z con cambio de Tr a Pr constante. Adimensional.
C_p°	→	Capacidad calórica del gas en estado ideal a presión constante (o capacidad calórica a presión constante cero). (BTU / lb °R)
S	→	Carrera del pistón. ($p \text{ lg}$)
Q	→	Caudal (pie^3/min).
K	→	Coficiente de resistencia.
R	→	Constante de los Gases. $\left(\frac{BTU}{Lbmol \cdot ^\circ R}\right)$
R_U	→	Constante Universal de los Gases. $1,9872 \frac{BTU}{Lbmol \cdot ^\circ R}$
ρ	→	Densidad (Lbm/pie^3)
D	→	Diámetro (pies).
d	→	Diámetro interior de la tubería (plg)
$(C_p - C_v)$	→	Diferencia entre calores específicos a presión constante y volumen

		constante. (BTU / lb °R)
ΔC_p	→	Efecto isotérmico de presión sobre la capacidad calórica. (BTU / lb °R)
η_c	→	Eficiencia de compresión.
η_s	→	Eficiencia Isentrópica.
η_m		Eficiencia mecánica.
VE_{LB}	→	Eficiencia volumétrica lado de la barra. (%)
VE_{LC}	→	Eficiencia volumétrica lado del cabezal. (%)
VE	→	Eficiencia volumétrica. (%)
m	→	Exponente politrópico de aumento de temperatura.
n	→	Exponente politrópico de compresión.
Z_L	→	Factor de compresibilidad a condiciones estándar.
Z_S	→	Factor de compresibilidad en la aspiración.
Z_D	→	Factor de compresibilidad en la descarga.
Z	→	Factor de Compresibilidad.
f	→	Factor de fricción.
$MMSCFD$	→	Flujo en Millones de pie cúbicos estándar por día.
$MMcfd$	→	Flujo en Millones de pie cúbicos por día.

w	→	Flujo másico (Lbm/min).
Sq	→	Gravedad específica.
L	→	Longitud de la tubería (pies).
Re	→	Numero de Reynolds
h_L	→	Perdida de carga debido al flujo. (pies)
$\%VM_{LB}$	→	Porcentaje de Volumen Muerto del lado de la Barra. (%)
$\%VM_{LC}$	→	Porcentaje de Volumen Muerto del lado del cabezal. (%)
BHP	→	Potencia al Freno. (HP)
P_C	→	Presión crítica.
P_s, P_1	→	Presión de aspiración. (psia)
P_2, P_d	→	Presión de descarga. (psia)
P_L	→	Presión estándar
P_r	→	Presión reducida.
k	→	Relación de calor específico.
r	→	Relación de Compresión.
N	→	Revoluciones por Minuto. (RPM)
T_C	→	Temperatura crítica
T_1, T_s	→	Temperatura de aspiración. (°R)

T_{2s}	→	Temperatura de descarga isentrópica. (°R)
T_L	→	Temperatura estándar. (°R)
T_{2real}	→	Temperatura real de descarga. (°R)
T_r	→	Temperatura reducida
v	→	Velocidad media de flujo. $\left(\frac{pie}{min} \right)$
μ	→	Viscosidad dinámica. (Centipoises)
PD_{LB}	→	Volumen desplazado por el pistón del lado de la barra. $\left(\frac{Pie^3}{min} \right)$
PD_{LC}	→	Volumen desplazado por el pistón del lado del cabezal. $\left(\frac{Pie^3}{min} \right)$
PD	→	Volumen desplazado por el pistón. $\left(\frac{Pie^3}{min} \right)$

INTRODUCCIÓN

Venezuela está considerada como una de las naciones más importantes como potencial suplidor de energía gasífera por sus cuantiosas reservas de gas, su ventajosa posición geográfica e importancia geopolítica, constituyendo uno de los cinco grandes polos de atracción gasífera del mundo: Rusia, Medio Oriente, Norte de África, Norteamérica y Venezuela, conjuntamente con Trinidad y Bolivia, en Sudamérica.

Nuestro país cuenta actualmente con 147 billones de pies cúbicos (BPC) (4,15 Billones de m³) de gas en reservas probadas, además posee recursos entre 40 y 60 BPC por confirmar. Dichas cifras representan el primer lugar de América Latina, la novena a escala mundial y la séptima respecto a los países que integran la OPEP.

De las reservas probadas de gas natural en Venezuela, el 91% corresponde a gas natural asociado. El mayor volumen de reservas del país (70%) está localizado en el Oriente, 23% corresponde al Occidente (62 BPC) y el resto a Costa Afuera 7%.^[7]

El gas, al igual que el petróleo, se encuentra en el subsuelo contenido en los espacios porosos de ciertas rocas, en estructuras geológicas denominadas yacimientos. Normalmente, el gas presente en los yacimientos, se le denomina gas rico porque contiene hidrocarburos condensables de alto poder calorífico y amplio uso no solo como combustible sino como insumos petroquímicos y que está constituido principalmente por Metano, que usualmente constituye el 80% del mismo, mientras el 20% restante lo constituyen Etano, Propano, Iso-Butano, Butano-Normal, Iso-Pentano, Pentano-Normal, Hexano y Heptano.

El gas natural es llevado desde los yacimientos hasta los centros de consumo. Pasa por los procesos de extracción, recolección y separación en las áreas de

producción, acondicionamiento (endulzamiento y deshidratación), procesamiento (extracción y fraccionamiento de líquidos), transporte y distribución

Mediante el procesamiento de este gas, es posible separar el metano de otros componentes más pesados y licuables como el etano, propano, butano, pentano, hexano y heptano, proceso que se efectúa en plantas criogénicas donde se extraen estos componentes denominados líquidos del gas natural (LGN) y los cuales a su vez son fraccionados en plantas, también criogénicas, obteniéndose por separado cada uno de los componentes mencionados. Para llevar a cabo este proceso es necesario que el gas llegue a las plantas criogénicas con una presión de 1000 psig por lo que se hace necesario intercalar plantas compresoras (P.C.) entre los yacimientos de producción y las plantas de extracción de líquidos. Estas reciben gas rico proveniente de las estaciones de producción a diferentes niveles de presión (60 psig, 250 psig, 450 psig, 800 psig) con el objeto de elevar la presión hasta un valor de 1200 psig, para trasladarlo a las plantas de extracción de líquidos, utilizando compresores impulsados con motores de combustión interna y/o turbinas a gas.

El Distrito Gas Anaco, se encuentra ubicado en el centro del Edo. Anzoátegui, y el mismo se divide en A.M.O. (Área Mayor de Oficina) y A.M.A. (Área Mayor Anaco), estas áreas se subdividen a su vez en campos de producción de gas natural. En el campo San Joaquín, ubicado dentro de A.M.A., existen seis plantas que cuentan con compresores que están diseñados para operar con una presión nominal en la aspiración de 450 psig a 86°F. De estas seis plantas compresoras cinco cuentan con ocho compresores reciprocantes, distribuidos de la siguiente manera: un compresor, marca Ingersoll-Rand ubicado en la P.C. San Joaquín I; un compresor marca Caterpillar ubicado en P.C. San Joaquín II Fase II; dos compresores Ingersoll-Rand ubicados en P.C. San Joaquín IV; tres compresores Wuakesha ubicados en P.C. San Joaquín Booster Fase I y un compresor Caterpillar ubicado en P.C. San Joaquín Booster fase II. Estos suelen ser complejos, construidos con precisión y altos costos,

por ende, la operación incorrecta de los mismos puede dañar los componentes internos del compresor, produciendo un aumento en los costos de producción del gas.

En la actualidad se ha determinado en A.M.A. una disminución de la presión de aspiración en las plantas compresoras debido a la merma en la presión de los pozos de producción por debajo de 450 psig. Por este motivo la gerencia de manejo de gas se ha visto en la necesidad de realizar una evaluación del comportamiento de los compresores Ingersoll-Rand SVG-412 de las P.C. San Joaquín I y San Joaquín IV a fin de predecir operaciones incorrectas y posterior daño de estas unidades.

Desde el punto de vista académico, la importancia de la elaboración del presente trabajo especial de grado radica en la formación profesional, ya que a través de su realización permitirá aplicar los conocimientos adquiridos en la formación académica para la solución de un proyecto de ingeniería real, así como también adquirir experiencia en la industria petrolera venezolana.

Capítulo I

Información general

Este capítulo tiene por finalidad presentar el motivo de este trabajo especial de grado, una identificación general de PDVSA Gas, cuenta, además con el planteamiento del problema y objetivos generales y específicos que se alcanzaran.

1.1 Planteamiento del Problema

Las condiciones de funcionamiento de un compresor reciprocante se establecen una vez que se estipulen los siguientes factores: presión de aspiración, presión de descarga, temperatura del gas succionado, presión básica, temperatura básica, temperatura ambiental, volumen o capacidad de flujo del compresor, relación de compresión y eficiencia del sistema.

En la actualidad se observa en el campo San Joaquín, Edo. Anzoátegui, una disminución de presión en la aspiración de las plantas compresoras del mencionado campo, que manejan niveles de 450 psig, debido a que existe una disminución de la presión en los pozos de producción lo que trae como consecuencia el incremento de fallas y tiempos fuera de servicio de los compresores. Una presión de aspiración muy por debajo de la nominal o de diseño puede producir altas temperaturas de descarga, una disminución en el flujo que maneja el compresor, sobrecargas en las barras del compresor, daños en los anillos del compresor y válvulas de succión, aumento de la relación de compresión, etc.

Por esta razón la Gerencia de Manejo de Gas, se ve necesidad realizar una evaluación del comportamiento de los compresores Ingersoll-Rand SVG-412, que pertenecen a las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, requiriendo conocer su comportamiento bajo las condiciones actuales de operación; desarrollar un análisis a través del cual se pueda determinar la mínima presión de operación en la aspiración a la que pueden ser sometidos los mismos sin sufrir daños en sus componentes internos, y proponer una serie de medidas que permitan mejorar las condiciones de operación.

1.2 Objetivos

1.2.1 General

- ◆ Analizar el comportamiento de los compresores recíprocos de gas natural Ingersoll-Rand SVG-412 en el campo San Joaquín, Edo. Anzoátegui.

1.2.2 Específicos

- Elaborar levantamiento de campo de los compresores recíprocos.
- Evaluar el comportamiento de los compresores bajo las condiciones actuales de operación.
- Determinar la presión mínima de aspiración de los compresores que garantice la correcta operación.
- Proponer mejoras en las variables de operación de las unidades compresoras.

1.3 Reseña histórica

Al igual que las emanaciones o menes de petróleo, las de gas han servido a los exploradores, desde comienzo de la industria, para rastrear posibilidades de hallazgos de yacimientos gasíferos o petrolíferos. ^[7]

Las emanaciones de gas difieren de las de petróleo en que se disipan en la atmósfera y que no dejan huellas visibles sobre el suelo. Sin embargo, si por causas naturales se incendian, su presencia se hace más notoria y las características de la

llama pueden servir para apreciar mejor los aspectos e intensidad del flujo, contenido de agua y matices de la combustión. ^[7]

Los primeros descubrimientos de yacimientos de gas natural fueron hechos en Irán entre los años 6000 y 2000 A.C., también se menciona el uso del gas natural en China hacia el 900 A.C. ^[7]

La utilización y comercialización del gas (1821) antecede por muchos años la iniciación de la industria petrolera (1859). En aquel año, el pueblo de Fredonia, estado Nueva York, empezó a surtir de gas natural para el alumbrado por medio de un gasoducto de plomo conectado a un pozo de gas, de unos nueve metros de profundidad, ubicado a orillas del riachuelo Canadaway. ^[7]

En Venezuela, aun en la década del 50, el gas que se producía asociado al petróleo, se quemaba en mechurrios, como era el caso típico de la costa oriental del Lago de Maracaibo. En ese entonces no se le veía un uso importante al Gas Natural; fue así como se desarrolló en la mente de muchos profesionales de la industria petrolera el paradigma de que el gas tenía un valor cero (0), sin embargo, otros profesionales que comenzaron a valorar el gas como un recurso energético complementario al petróleo y sus productos refinados; en especial en el uso petroquímico y en la generación eléctrica, ya que, como combustible resultaba mucho más barato que los productos refinados del petróleo. ^[5]

En la década de los 50, la “Creole Petroleum Corporation” instaló en el Lago de Maracaibo cuatro grandes plantas compresoras de gas llamadas: Tía Juana No 1 (1954), Tía Juana No 2 (1957), Tía Juana No 3 (1960-1961), y Bachaquero No 1 (1960-1961); dichas plantas tenían como propósito manejar el gas asociado a la producción petrolera comprimiéndolo hasta 1500-2000 psig e inyectarlo nuevamente a los yacimientos con fines de recuperación secundaria y conservación del gas para usos futuros. ^[5]

Capítulo I: Información general

En el año 1955, el Instituto Venezolano de Petroquímica (I.V.P.) puso en operación el primer gasoducto de larga distancia construido en Venezuela entre Anaco y Morón, para alimentar el primer complejo petroquímico del país, ubicado en Morón por su salida al mar y con finalidad de desarrollar de zona central-costera del país. ^[5]

En este mismo año se construyó la primera Planta de Procesamiento de Gas de Anaco, Estado Anzoátegui; también se construyó el Complejo de Gas Santa Rosa, ambas plantas se dedicarían a la producción de gas y extracción de líquidos. ^[5]

Hacia finales de la década de los sesenta y comienzos del setenta, el Ministerio de Minas e Hidrocarburos, estableció un lineamiento oficial de estricto por parte de las empresas operadoras y que las obligaba a utilizar como mínimo 98% del gas asociado producido; su incumplimiento traía como pena multas o cierre de producción inclusive, en el peor de los casos. Fue así como en 1970 comenzó a reducirse drásticamente el venteo y la quema de gas, y se inició la utilización del Gas Natural para fines industriales, fines manufactureros, comerciales, residenciales (Maracaibo, Puerto La Cruz y Caracas) y la extracción de líquidos del Gas Natural (propano, butanos, gasolina natural y etano posteriormente). ^[5]

En 1970, entro en operación el gasoducto Anaco-Puerto Ordaz, para suministrar gas a las industrias básicas de Guayana. La creciente demanda de las mismas obligo a tender un segundo gasoducto en 1982. ^[5]

En 1971, el Ejecutivo Nacional promulgó la ley que reservaba al Estado las actividades relacionadas con el manejo, compresión, transporte y distribución del gas en Venezuela. ^[5]

Capítulo I: Información general

En 1985, la empresa Meneven da un gran impulso a la industria del gas al poner en operación el Proyecto Criogénico en José, poniendo así la primera piedra de lo que es hoy en día el Complejo Gasífero Petroquímico y Petrolero, por la incorporación reciente de los cuatro proyectos mejoradores de crudo de la faja bituminosa del Orinoco. ^[5]

Es importante destacar el gran apoyo que PDVSA le dio a las empresas que producían gas para el mercado interno como era el caso de Meneven y Corpoven en el oriente del país, que diseñó un esquema llamado: Compensaciones, que consistía en compensar a las productoras de gas para el mercado interno con el equivalente energético en barriles de fuel-oil, de tal manera que estas pudieran recibir ingresos de las exportaciones de fuel-oil. Era así como las productoras y refinadoras de petróleo, que consumían gas en sus operaciones y recuperación secundaria, compensaban a las suministradoras de gas al mercado interno con fuel-oil. ^[5]

En 1991, Corpoven inició el Proyecto de Gas Natural para Vehículos (GNV) con la finalidad de liberar gasolina al mercado de exportación y contribuir a la conservación del ambiente, por ser el gas un combustible más limpio. ^[5]

En 1994, Corpoven, con apoyo de inversiones extranjeras del orden los 450 MM \$, realizó el proyecto: “Ampliación del Complejo Criogénico de Oriente” (ACCRO), convirtiéndose el Complejo Gasífero de Anzoátegui en el más importante de Latinoamérica y polo de desarrollo industrial del oriente del país.

En Venezuela, en reiteradas oportunidades, se plantea el hecho de que mientras el gas estuviera bajo el paraguas del petróleo, jamás se desarrollaría como industria autónoma. Es precisamente en 1997, con la transformación de PDVSA, en donde se eliminan las filiales (Lagoven, Maraven y Corpoven) y se crean las Divisiones de Exploración y Producción, Refinación y Comercio, y Servicios Compartidos, que se aprovecha la oportunidad y se crea la empresa de gas adscrita a

la División de Refinación y Comercio, por considerar la industria del gas (por su rentabilidad e intensiva en capital) mas a afín con Refinación y Petroquímica. Al crear la empresa, se utilizó durante la transición el nombre de Cevegas, que era filial de Corpoven encargada de las ventas del gas para el mercado interno. Posteriormente en febrero del 1998, se creó PDVSA Gas, como una empresa independiente al negocio del petróleo. ^[5]

A finales de los noventa, ocurren eventos de mucha trascendencia para la industria del gas en Venezuela:

1. Se desarrollan los proyectos ACCRO III y IV en el oriente del país.
2. Se crea en PDVSA (Casa matriz) el Proyecto Gas y se dan los primeros pasos para la apertura y participación del sector privado en el desarrollo de la industria del gas en Venezuela.
3. En septiembre 1999, dentro del marco de la ley habilitante, se promulgo la Ley Orgánica de los Hidrocarburos Gaseosos (L.O.H.G.), la cual fue reglamentada posteriormente a mediados del año 2000. ^[5]

Es a partir del año 2000, una vez promulgada la L.O.H.G., que se permite la participación del sector privado en toda la cadena del gas y que en particular se estimula e incentiva el desarrollo del de gas libre, tanto en tierra firme como en costa afuera, dándose un nuevo impulso a la industria. ^[5]

En el año 2001, el Ministerio de Energía y Minas., llevo a cabo el proceso de licitación para otorgar licencias de gas en tierra firme y hoy día se pueden ver ya los resultados concretos Yucal-Placer (YPERGAS) y Barrancas (Repsol YPF). Lo mismo se hizo entre 2002 y 2003, para los bloques Costa Afuera, ganados por Chevron-Texaco (Bloques 2 y 3) y Statoil (Bloque 4). ^[5]

1.4 Estructura Organizativa de PDVSA Gas Anaco

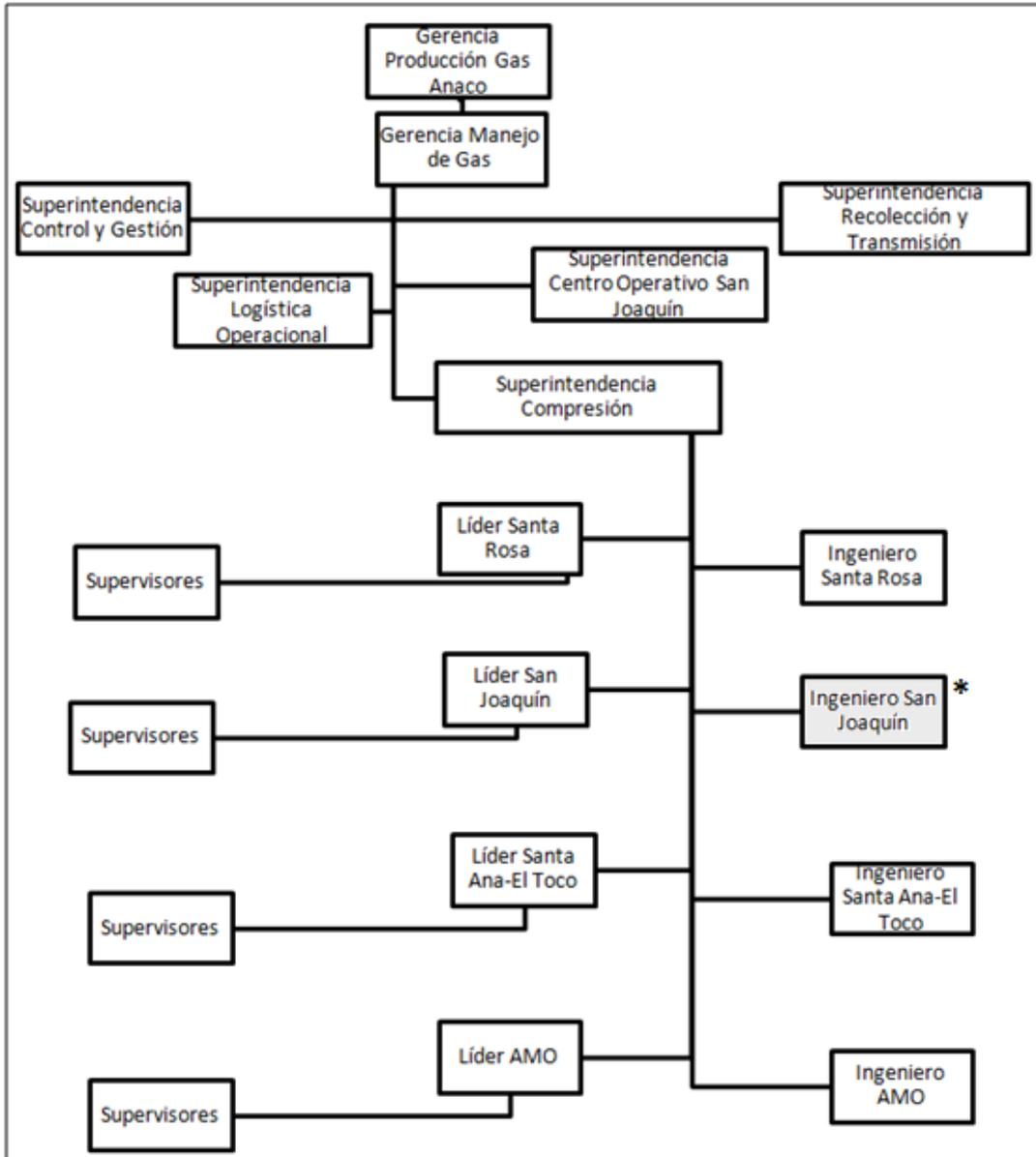


Figura 1.1. Estructura organizativa de PDVSA GAS Anaco.

□ Este trabajo especial de grado se desarrollo bajo la supervisión del Ingeniero del Campo San Joaquín.

1.5 Ubicación Geográfica del Distrito Anaco

La empresa Petróleos de Venezuela, S.A. (PDVSA) tiene sus principales oficinas administrativas ubicadas en la ciudad de Caracas y extiende sus actividades operativas en los estados Anzoátegui, Monagas, Guárico, Barinas, Apure y Zulia, abarcando gran parte del territorio nacional.

La sede principal de PDVSA Gas se encuentra en la Avenida Francisco de Miranda, Edificio Sucre, La Floresta Estado Miranda, Venezuela. También dispone de oficinas gerenciales y comerciales a lo largo del territorio nacional donde mantiene operaciones, siendo una de ellas, el Distrito Gas Anaco. Como se muestra en la **Figura 1.2.**

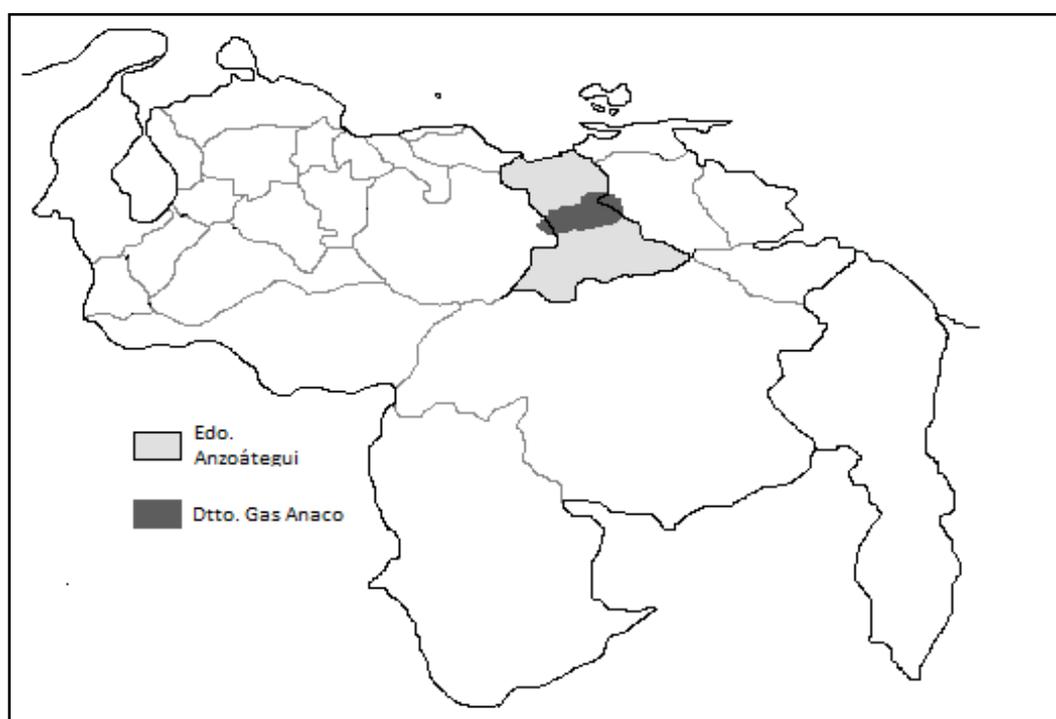


Figura 1.2. Ubicación geográfica del Distrito Gas Anaco.

Fuente: Intranet PDVSA (2005).

El Distrito Gas Anaco, está ubicada en la parte central del estado Anzoátegui, abarcando parte del estado Guárico y Monagas, con un área aproximada de 13.400 Km² conformada por dos extensas áreas de explotación, las cuales pertenecen a la Gerencia Producción Gas asociada a Anaco y está dividida en: Área Mayor de Oficina (A.M.O.) y Área Mayor Anaco (A.M.A.), las cuales tienen la siguiente ubicación:

- ◆ **Área Mayor Oficina (A.M.O.):** Ubicada en la parte sur de la zona central del estado Anzoátegui, con una extensión de 10.240 Km² está conformada por un total de cinco (5) plantas compresoras que manejan un promedio de 430 MMPCND, entre las cuales se encuentran: MATA “R” (Fase I Y II), Zapatos, La Ceibita, Aguasay (AGV5A) y Soto, como se muestra en la **Figura 1.3**.
- ◆ **Área Mayor Anaco (A.M.A.):** Ubicada en la cuenca oriental de Venezuela, subcuenca de Maturín, con un área de 3.160 Km², se encuentra al norte de Anaco, la cual está integrada por los campos de Santa Rosa, Guarío, San Joaquín, Santa Ana, El Toco, Quiamare, La Ceiba y El Roble. La misma área cuenta con una infraestructura para manejar y procesar 1.650 millones de pies cúbicos diarios de gas (MMPCND) con un potencial de extracción de líquidos de 850 barriles netos por día (BNPD). **Figura 1.3**.

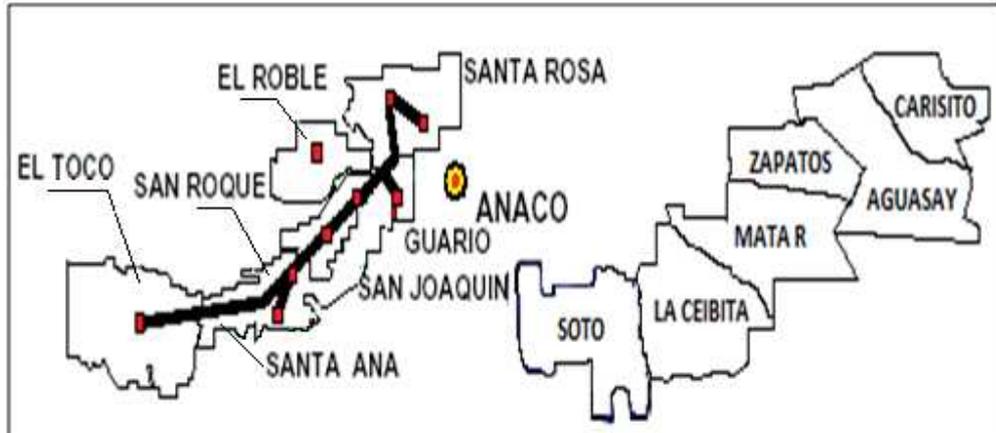


Figura 1.3. Ubicación geográfica de las áreas operacionales.

Fuente: PDVSA 2010.

En la **Figura 1.3**, se muestra la ubicación geográfica de las áreas operacionales (A.M.A y A.M.O) del Distrito Gas Anaco.



Figura 1.4. Ubicación geográfica del Área Mayor Anaco (AMA) y Área Mayor Oficina (AMO) del Distrito Gas Anaco.

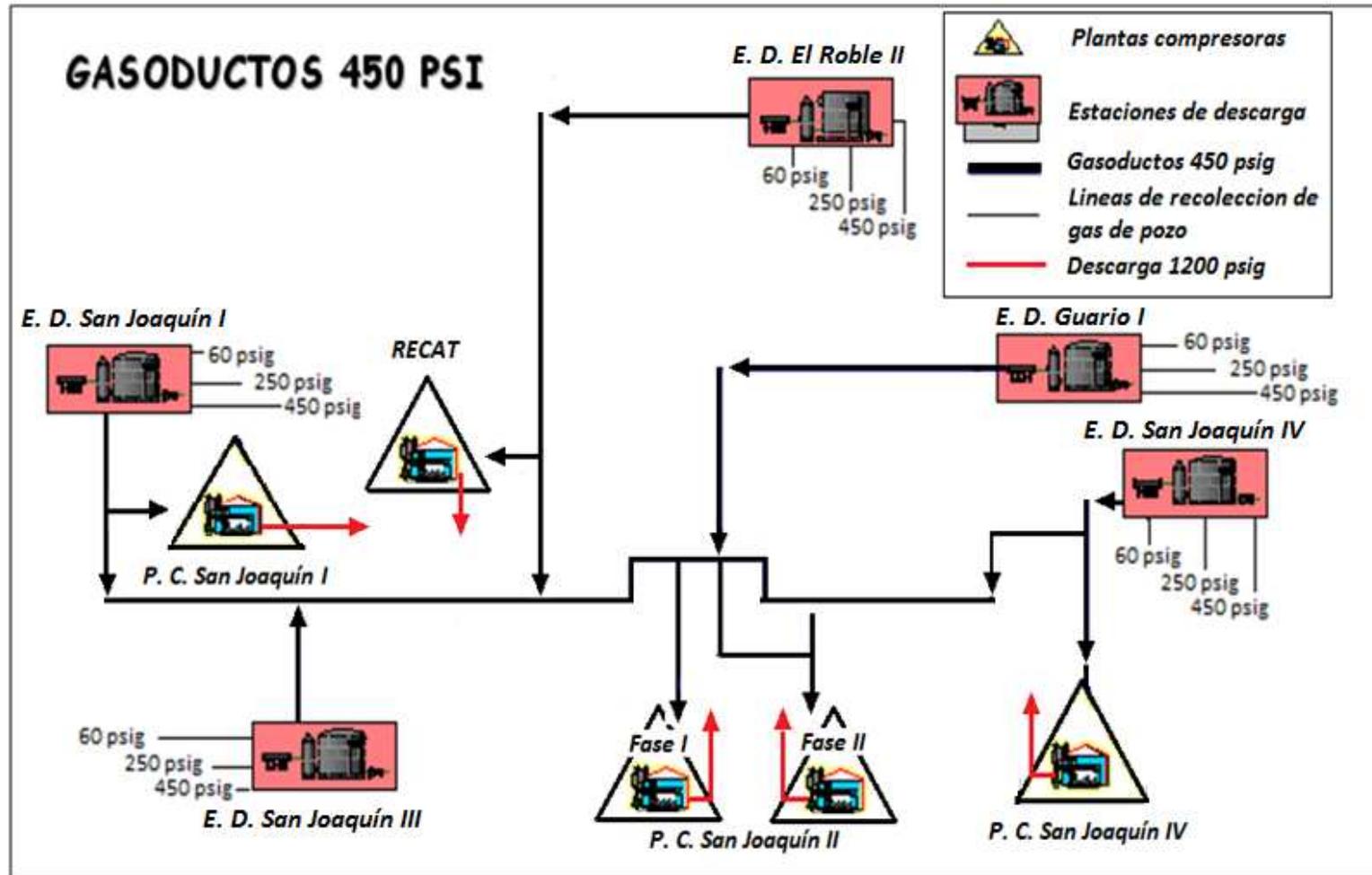


Figura 1.5. Esquema actual de plantas compresoras y estaciones de recolección en el nivel de 450 psig.

1.6 Gerencia de Manejo de Gas

1.6.1 Misión

Somos una organización dedicada al manejo y entrega de gas natural a las plantas de procesamiento de Anaco y al sistema de gas a ventas de manera oportuna y segura, satisfaciendo los requerimientos de nuestros socios y clientes. Contamos con personal calificado y comprometido con el mejoramiento continuo de los procesos. Nuestro código de conducta se basa en la orientación al logro, la ética profesional, el trabajo seguro, la conservación ambiental, el cumplimiento de los compromisos con la corporación y desarrollo social de nuestro país.

1.6.2 Visión

Ser para el año 2012, un proveedor de gas natural seguro y confiable, que trabaja bajo estándares de calidad, reconocido por nuestros clientes y socios como una organización eficiente, con un alto nivel de desempeño y compromiso social.

1.6.3 Política de la Calidad

La gerencia de Manejo de Gas, recolecta, comprime y entrega gas natural a las plantas de procesamiento en Anaco y al sistema de gas a ventas.

Operamos de manera segura gasoductos y plantas compresoras, ejecutando las acciones necesarias para sustentar la producción de gas, crudo y LGN de nuestros socios, entregar en especificación el gas a nuestros clientes y garantizar la disponibilidad e integridad de nuestros equipos.

Contamos con una base de recursos adecuada y un personal calificado y comprometido con el cumplimiento de las normas y los acuerdos establecidos con nuestros clientes y socios, la mejora continua de los procesos, la conservación del medio ambiente y desarrollo social del país.

1.6.4 Objetivos Generales de la Gerencia de Manejo de Gas

- Implantar y mantener un Sistema de Gestión de la Calidad en la Gerencia de Manejo de Gas, sobre la base de acuerdos de servicios y la mejora continua de los procesos.
- Ejecutar de manera eficaz los procesos de recolección, compresión y transmisión de gas.
- Cumplir con la ejecución presupuestaria anual asignada a operaciones e inversiones.
- Garantizar la entrega de gas a nuestros clientes según las especificaciones establecidas en los acuerdos de servicio.
- Garantizar la disponibilidad, confiabilidad y la integridad mecánica de los activos custodiados por la Gerencia de Manejo de Gas, para permitir el cumplimiento del plan de producción anual establecido por la gerencia de producción gas Anaco.
- Asegurar la participación activa del personal en las actividades sociales planificadas por la corporación.
- Asegurar el cumplimiento de las normativas legales, ambientales y de seguridad durante la ejecución de nuestras actividades.

CAPITULO II

Marco teórico

En este capítulo se encontrará una exposición de conceptos, definiciones y principios básicos producto de una revisión bibliográfica, recopilación de criterios y posturas de algunos autores que sirvieron de base a la investigación realizada.

2.1 Definición de Gas

Se denomina gas al estado de agregación de la materia que no tiene forma ni volumen propio. Su principal composición son moléculas no unidas, expandidas y con poca fuerza de atracción, haciendo que no tengan volumen y forma definida, provocando que este se expanda para ocupar todo el volumen del recipiente que lo contiene, con respecto a los gases, las fuerzas gravitatorias y de atracción entre partículas, resultan insignificantes.

2.2 Leyes que afectan el comportamiento de los Gases

De los tres estados de agregación, solo el estado gaseosa permite una descripción cuantitativamente sencilla, básicamente se necesitan solo 4 propiedades para describir el estado del sistema. Estas propiedades son: masa, volumen, presión y temperatura. La ecuación de estado del sistema es la relación matemática que existe entre los valores de estas cuatro propiedades. Sólo se necesitan tres de estos para describir el estado, la cuarta puede calcularse a partir de la ecuación de estado que se obtiene al conocer el comportamiento experimental del sistema.

2.2.1 Ley de Boyle

Robert Boyle, realizó las primeras medidas cuantitativas del comportamiento de los gases en relación con la presión y el volumen. Sus resultados indicaron que a una temperatura constante, el volumen de un gas ideal varía de forma inversa a la presión, a esta ley también se le conoce como *Ley Isotérmica*.

La Ley de Boyle puede escribirse de esta manera:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ec. (2.1)}$$

2.2.2 Ley de Charles

Posteriormente experimentos de Charles demostraron que la constante “c” es una función de la temperatura, hizo medidas del volumen de una masa fija de gas bajo presión constante y encontró que el volumen era una función lineal de la temperatura.

Esto se expresa por la ecuación:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad Ec. (2.2)$$

Los experimentos de Charles demostraron que, para una masa fija de gas bajo una presión constante el aumento relativo de volumen por cada aumento de un grado de temperatura era el mismo para todos los gases con los cuales el experimentó.

2.2.3 Ley de Amonton

A un volumen constante, la presión de un gas ideal variará en relación directa con la temperatura absoluta.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad Ec. (2.3)$$

2.2.4 Ley de Dalton

Esta ley establece que la presión total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las presiones parciales de los gases que la componen.

La presión parcial se define como la presión que cada gas ejercería si el solo ocupara el volumen que ocupa la mezcla a la temperatura de la mezcla.

Se ha probado experimentalmente que la Ley de Dalton es imprecisa en cierta medida, dado que, con frecuencia, la presión total es mayor que la suma de las presiones parciales, en especial a medida que las presiones aumentan. Sin embargo, para propósitos de ingeniería, es la mejor regla disponible y el error que puede tenerse es menor. ^[8]

Esto puede expresarse como sigue si todos los gases se encuentran a la misma temperatura y presión.

$$p = p_a + p_b + p_c + \dots \quad \text{Ec. (2.4)}$$

2.2.5 Ley de Amagat

Esta ley es similar a la de Dalton pero indica que el volumen de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de los volúmenes parciales que los gases que componen la mezcla ocuparían si cada uno existiera solo a la presión y temperatura total de la mezcla. ^[8] Esto mismo, expresado como formula queda:

$$V = V_a + V_b + V_c + \dots \quad \text{Ec. (2.5)}$$

2.2.6 Ley de Avogadro

Avogadro afirma que a volúmenes iguales de todos los gases, bajo las mismas condiciones de presión y temperatura, contienen el mismo número de moléculas. Esta es una ley muy importante y se aplica en muchos cálculos de compresores. ^[8]

2.2.7 Ley del Gas Ideal

A partir del trabajo de Boyle y de Charles los científicos desarrollaron la relación que ahora se conoce como la **Ley del Gas Ideal**.^[8]

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad \text{Ec. (2.6)}$$

P = Presión absoluta

V = Volumen del gas

n = Numero de moles

R = Constante Universal de los Gases

T = Temperatura Absoluta

Un gas ideal es una gas imaginario que obedece exactamente a leyes simples como la de Charles y Boyle, tal gas tiene masa pero las moléculas del gas en si no ocupan volumen y no existe interacción entre ellas. Ningún gas real obedece con exactitud estas leyes en todos los intervalos de temperatura y presión, aunque los gases ligeros (hidrógeno, oxígeno, aire, etc...) en ciertas circunstancias, si son consistentes con las leyes de los gases ideales, particularmente cuando las presiones son bajas y las temperaturas altas, el comportamiento de estos gases es semejante al de los gases ideales.^[17]

La ecuación de gases ideales, es muy importante en el estudio de los gases, debido a que no envuelve aspectos característicos de un gas en particular, sino que es más bien una generalización aplicable a todos los gases. Además de ser punto inicial

para el desarrollo de ecuaciones de estados más exactas que definen mejor el comportamiento de gases reales. ^[17]

2.2.8 Relaciones P.V.T (Presión, Volumen y Temperatura)

Al aplicar la ecuación de gases ideales a un proceso que incluya un cambio de un grupo inicial de condiciones a otro grupo final de condiciones, se pueden establecer relaciones entre los términos semejantes ^[8], como se muestra a continuación:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{n_1 \cdot T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{n_2 \cdot T_2} \quad Ec. (2.7)$$

En el cual los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones iniciales y finales. Esta relación es muy útil para estimaciones de campo.

2.3 Relaciones para gases reales

Hasta el momento hemos hablado del comportamiento de gases según el modelo ideal, y esto se cumple cuando se manejan gases a baja presión, no obstante, cuando se tienen gases a alta presión se obtienen desviaciones que pueden originar grandes errores como un 55% en vez del 2 o 3% a presión atmosférica.

Se han propuesto muchas ecuaciones para representar relaciones de presión, volumen y temperatura de gases reales, el problema es que son complicadas y poco convenientes para su uso práctico.

Para corregir la ecuación de gases ideales se incluyó un factor de corrección denominado factor de compresibilidad (Z) mediante el cual el volumen computado por la ecuación de gas ideal es convertido al volumen real.

La ecuación corregida queda de la forma:

$$P \cdot v = Z \cdot R \cdot T \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Donde:

P = Presión absoluta

v = Volumen específico del gas

R = Constante específica del gas

T = Temperatura Absoluta

Z = Factor de Compresibilidad

El factor de compresibilidad “ Z ” es adimensional (sin unidades) independiente del peso y/o cantidad de gas y es determinado por las características del gas, temperatura y presión. La compresibilidad se deriva de manera experimental a partir de datos del comportamiento real de un gas en particular cuando se somete a cambios P-V-T. [8]

2.3.1 Propiedades Promedio de una mezcla de Gases

Los cálculos de compresión efectuados en mezclas de gases requieren el cálculo del promedio o de pseudo valores de diferentes propiedades para la mezcla de gases. Los valores de las propiedades requeridas para inclusión en las especificaciones de diseño son:

a) Volumen Específico

Se define volumen específico de una sustancia como el volumen por unidad de masa y se le asigna el símbolo v .^[8]

b) Densidad

Se define como la masa por unidad de volumen y es, por lo tanto, el recíproco del volumen específico.^[8]

c) Volumen y Porcentaje Molar

El porcentaje molar se expresa como la relación del número de moles de un componente sobre el número de moles totales de la mezcla. El porcentaje molar de una mezcla es igual al porcentaje en volumen de la misma.^[8]

d) Molecular de la mezcla

Para estudiar el proceso de compresión es necesario conocer el peso molecular de la mezcla. Este se obtiene al multiplicar el peso molecular de cada componente por su fracción molar y luego, se suman estos valores. Para una

mezcla de gases, como la mezcla que conforma el gas natural, el peso molecular se calcula como: ^[8]

$$(PM)_{mezcla} = \sum_i^n y_i \cdot PM_i \quad (2.9)$$

e) **Peso Específico**

Es la relación de la densidad del gas en cuestión, respecto a la densidad del aire bajo condiciones estándar. ^[8]

f) **Calores Específicos**

Se define como la cantidad de calor que se requiere por unidad de masa para elevar la temperatura en un grado. Se tienen dos casos por separados, calor específico a presión constante y calor específico a volumen constante. ^[8]

g) **Presión Pseudocrítica.**

La presión crítica es una característica de cualquier sustancia, que define el campo en el que ésta puede transformarse en vapor en presencia del líquido correspondiente. Para una mezcla de gases, como la mezcla que conforma el gas natural, la presión Pseudocrítica se calcula como: ^[8]

$$(P_c)_{mezcla} = \sum_i^n y_i \cdot P_{ci} \quad (2.10)$$

h) Temperatura Pseudocrítica

Se denomina temperatura crítica a la temperatura límite por encima de la cual un gas miscible no puede ser licuado por compresión. Por encima de esta temperatura no es posible condensar un gas aumentando la presión. Para una mezcla de gases, como la mezcla que conforma el gas natural, la temperatura Pseudocrítica se calcula como: ^[8]

$$(T_c)_{mezcla} = \sum_i^n y_i \cdot T_{ci} \quad (2.11)$$

i) Relaciones de calores específicos

Se define como la relación del calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante a presión cero. ^[1]

$$k = \frac{C_{p0}}{C_{v0}} \quad Ec. (2.12)$$

Como la diferencia entre C_{p0} y C_{v0} es una constante, y como C_{p0} y C_{v0} son funciones de la temperatura, se deduce que k es también función de la temperatura. ^[1]

De la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*” ^[18], se obtiene la siguiente ecuación para el cálculo de la relación de calores específicos (k):

$$k = \frac{(C_p^\circ + \Delta C_p)}{(C_p^\circ + \Delta C_p) - (C_p - C_v)} \quad Ec. (2.13)$$

Donde:

C_p° = Capacidad calórica del gas en estado ideal a presión constante (o capacidad calórica a presión constante cero).

ΔC_p = Efecto isotérmico de presión sobre la capacidad calórica.

$(C_p - C_v)$ = Diferencia entre calores específicos a presión constante y volumen constante.

j) Presión Pseudorreducida

Es la relación de la presión de la mezcla de gas en un estado en particular, entre la presión crítica de la mezcla. ^[8]

$$P_r = \frac{P}{P_c} \quad Ec. (2.14)$$

k) Temperatura Pseudorreducida

Es la relación de la temperatura de la mezcla de gas en un estado en particular, entre la temperatura crítica de la mezcla. ^[8]

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad Ec. (2.15)$$

El método recomendado para promediar cada uno de los valores de una mezcla de gases es el método de la fracción molar ponderada. ^[1] El valor de cada componente en la mezcla sobre el número total de moles en la mezcla. El total de los valores de fracciones molares será el promedio para la mezcla.

Debe tenerse en cuenta que este método de cálculo de valores promedio de la mezcla no es el método más exacto disponible, sin embargo representa el compromiso más práctico posible entre exactitud y conveniencia para propósitos de cálculos a mano. ^[18]

2.3.2 Gráficas generalizadas de compresibilidad

Debido a que no se tienen disponibles datos experimentales sobre los rangos completos de temperatura y presión para todos los gases, los científicos han elaborado lo que se conoce como graficas generalizadas de compresibilidad.

Estas graficas se basan en lo que se llaman condiciones reducidas (temperatura reducida y presión reducida). Se ha encontrado que las curvas de compresibilidad en la base reducida son iguales para un número elevado de gases, salvo pequeñas diferencias. Solo existen pocos gases cuyas características son muy individuales para ser excluidos.

El procedimiento para estimar el valor del factor de compresibilidad es como sigue:

- Conociendo la temperatura crítica y presión crítica, se calcula la presión reducida y temperatura reducida del gas. Ver Ecuaciones 2.14 y 2.15.
- Con la presión reducida y temperatura reducida del gas, se va a los gráficos, del Anexo B, y se estima el factor de compresibilidad Z.

2.4 Gas Natural

El gas natural es una fuente de energía no renovable formada por una mezcla de gases que se encuentra frecuentemente en yacimientos fósiles; no-asociado (solo), disuelto o asociado con él (acompañando al) petróleo o en depósitos de carbón. Aunque su composición varía en función del yacimiento del que se extrae, está compuesto principalmente por metano en cantidades que comúnmente oscilan entre 70 ó 95%, Etano, Propano, Iso-Butano, N-Butano, Iso-Pentano, N-Pentano, Hexano, Heptano y Octano en cantidades que oscilan entre 10 y 20 %, también suele contener otros gases como nitrógeno, CO₂, H₂S y helio.

El gas natural es incoloro, inodoro, insípido, sin forma particular y más ligero que el aire. Se presenta en su forma gaseosa por encima de los -161 °C. Por razones de seguridad, se le añade mercaptano, un agente químico que le da un olor fuerte, con el propósito de detectar una posible fuga de gas.

Posee una estructura de hidrocarburo simple, compuesto por un átomo de carbono y cuatro átomos de hidrógeno (CH₄). El metano es altamente inflamable, emite muy poca contaminación se quema fácil y casi totalmente.

2.4.1 Tipos de Gas Natural

El gas natural sometido a variaciones controladas de presión, volumen y temperatura se puede licuar, ya que sus moléculas se aproximan aumentando la fuerza de adhesión convirtiéndose en líquidos.

Dependiendo de este porcentaje de licuefacción y de las partículas líquidas en suspensión (GLP) se dice que el gas puede ser:

- Rico o Húmedo
- Seco o Pobre
- Gas Dulce
- Agrio o Acido

2.4.1.1 Gas Rico o Húmedo

Son aquellos que tienen disueltos en su formación altos porcentajes de compuestos líquidos como el propano, butano, gasolina, agua. etc.

2.4.1.2 Gas Seco o Pobre

Se les extrae o tienen bajos porcentajes de líquido condensado.

2.4.1.3 Gas Dulce

Es un gas que contiene cantidades muy pequeñas de compuestos azufrados que pueden ser utilizados sin purificación y no ocasiona daños en equipos y tuberías, su contenido de H₂S es 10 ppm.

2.4.1.4 Gas Agrio o Ácido

Se consigue en estado natural, el cual tiene alto contenido de compuestos de azufre, es muy corrosivo y tóxico.

2.4.2 Componentes de Gas Natural

Los compuestos orgánicos o hidrocarburos forman largas cadenas de combinación por lo general desde C-1 hasta C-60, pero solo los primeros cuatro componentes son gaseosos y son los que componen el Gas Natural.

Estos gases son:

Metano (CH_4)

Etano ($\text{CH}_3 - \text{CH}_3$)

Propano ($\text{CH}_3 - \text{CH}_2 - \text{CH}_3$)

Butano ($\text{CH}_3 - \text{CH}_2 - \text{CH}_2 - \text{CH}_3$)

Caracterizados por su bajo peso molecular y ser excelentes combustibles.

La composición aproximada en los yacimientos es de 83 a 87% de carbono y de 11 a 15% de hidrógeno y un 5% de otros elementos como el azufre, nitrógeno y oxígeno.

En concentraciones de magnitud decreciente comenzando con el metano, esto constituye el 70-90% en volumen de la mezcla hasta llegar al heptano, aunque raras veces excede el 1% de concentración.

Los componentes enumerados anteriormente pueden ser agrupados bajo tres categorías de acuerdo a su grado de volatilidad y peso molecular como sigue:

Tabla 2.1. Clasificación de los componentes del gas natural.

a) Componentes Livianos	Metano Etano
b) Componentes Intermedios	Propano Iso-Butano Butano-normal
c) Componentes Pesados	Iso-Pentano Pentano-normal Hexano Heptano

Para dar ideas de magnitudes diremos que el grupo de los livianos constituyen entre el 80-90% de la mezcla, el segundo grupo de componentes forman del 5-10%, mientras que los componentes pesados pueden oscilar entre menos del uno hasta un 5%.

El grupo de componentes livianos una vez licuados y separados selectivamente del resto de la mezcla constituyen el Gas Natural Licuado (GNL) mejor conocido por sus iniciales Inglesas LNG (Liquid Natural Gas), producto éste empleado fundamentalmente como elemento combustible.

Los componentes intermedios en forma de líquido y separado selectivamente de los restantes grupos, forman el Gas Licuado de Petróleo GLP, el cual se identifica comúnmente por sus iniciales en inglés como LPG (Liquid Petroleum Gas), el cual además de ser un excelente combustible es también utilizado en la industria petroquímica como fuente de materia prima en la elaboración de numerosos productos petroquímicos finales e intermedios en el campo de los plásticos, resinas y demás productos sintéticos.

Finalmente el grupo de los componentes pesados forman la **Gasolina Natural**, el cual es un líquido a temperatura ambiente con fuerte tendencia a evaporarse a dichas condiciones.

La gasolina natural es también un producto combustible el cual es utilizado con preferencia en motores de dos tiempos es también fuente de materia prima en la industria petroquímica aunque en nuestro medio es utilizada con frecuencia como medio solvente y como tal resulta el elemento de mezcla ideal para incrementar a gravedad API de crudos medianos y pesados.

2.5 Cromatografía

Es un método físico de separación para la caracterización de mezclas complejas, la cual tiene aplicación en todas las ramas de la ciencia y la física. Es un conjunto de técnicas basadas en el principio de retención selectiva, cuyo objetivo es separar los distintos componentes de una mezcla, permitiendo identificar y determinar las cantidades de dichos componentes. ^[17]

Diferencias sutiles en el coeficiente de partición de los compuestos da como resultado una retención diferencial sobre la fase estacionaria y por tanto una separación efectiva en función de los tiempos de retención de cada componente de la mezcla. ^[17]

La cromatografía puede cumplir dos funciones básicas que no se excluyen mutuamente:

- Separar los componentes de la mezcla, para obtenerlos más puros y que puedan ser usados posteriormente (etapa final de muchas síntesis).
- Medir la proporción de los componentes de la mezcla (finalidad analítica). En este caso, las cantidades de material empleadas son pequeñas.

Tabla 2.2. Composición típica del Gas Natural en diferentes áreas de Venezuela.

Componentes	Occidente (asociado)	Guárico (libre)	Oriente (libre)	Oriente (asociado)	Costa Afuera (libre)
Metano	73.1	90.6	76.9	75.1	90.5
Etano	11.0	2.6	5.8	8.0	5.0
Propano	6.0	1.1	2.5	4.6	2.2
i-Butano	1.1	0.4	0.5	0.9	0.4
n-Butano	1.9	0.2	0.6	1.1	0.7
i-Pentano	0.6	0.3	0.3	0.3	0.3
n-Pentano	0.5	0.2	0.2	0.3	0.2
Hexano	0.5	0.3	0.2	0.2	0.2
Heptano	0.4	0.3	0.4	0.2	0.2
CO2	4.4	4.0	12.5	9.2	0.2
Nitrógeno	0.5	-	0.1	0.1	0.1
	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0
BTU/pe³	1.273	1.057	1.033	1.126	1.136
Kcal/m³	11.328	9.407	9.192	10.020	10.109

2.6 Definición de compresor

Los compresores son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión.

2.6.1 Métodos de compresión

. Los métodos que se emplean para obtener la compresión de un gas son los siguientes:

- a) Capturar cantidades consecutivas de gas en algún recinto, disminuir su volumen, aumentando así la presión y luego impulsar el gas comprimido para que salga del recinto.
- b) Capturar cantidades consecutivas de gas en algún tipo de recinto, transportarlos sin variación de volumen hasta el orificio de descarga, comprimir el gas por circulación a contracorriente desde el sistema de descarga, y luego impulsar el gas comprimido para que salga del recinto.
- c) Comprimir el gas por la acción mecánica de unos impulsores o rotores con palas que giren a gran velocidad, los cuales comunican velocidad y presión al gas que circula (la velocidad se convierte posteriormente en presión en unos difusores o paletas fijos).
- d) Arrastrar el gas en un chorro, dotado de gran velocidad, del mismo o de otros gas (usualmente vapor, aunque no es condición necesaria), y convertir en presión en un difusor la gran velocidad de la mezcla.

Para que un compresor funcione se requiere un equipo o unidad motora que le proporcione movimiento (energía cinética), para ello se utiliza un motor, el cual puede ser eléctrico, motor a combustión interna o turbina a gas.

2.7 Tipos de compresores

Se pueden identificar dos tipos generales:

- a) Unidades volumétricas o de desplazamiento positivo.
- b) Unidades de flujo continuo.

2.7.1 Unidades volumétricas o de desplazamiento positivo

Según este principio una cantidad determinada de fluido (gas) es retenida positivamente en su paso a través de la maquina, experimentando variaciones de presión, gracias a las variaciones del órgano de retención; es decir se le obliga al fluido a cambiar su estado mediante la acción de un órgano que se mueve, o dicho de otra manera, son unidades en las cuales, volúmenes sucesivos de un fluido (gas) son confinados dentro de un espacio cerrado donde por disminución de volumen son elevados a una presión mayor. En este grupo se encuentran:

2.7.1.1 Compresores reciprocantes

Los compresores reciprocantes son máquinas de “desplazamiento positivo” los cuales operan mediante una reducción positiva de un cierto volumen de gas atrapado dentro del cilindro mediante un movimiento recíprocante del pistón. La reducción en volumen origina un alza en la presión hasta que la misma alcanza la presión de descarga; y ocasiona el desplazamiento del fluido a través de la válvula de descarga del cilindro.

El cilindro está provisto de válvulas las cuales operan automáticamente por diferenciales de presión, al igual que válvulas de retención, para admitir y descargar gas. La válvula de admisión abre cuando el movimiento del pistón ha reducido la presión por debajo de la presión de entrada en la línea. La válvula de descarga se cierra cuando la presión acumulada en el cilindro deja de exceder la presión en la línea de descarga luego de completar el golpe de descarga, previniendo de esta manera el flujo en sentido reverso.

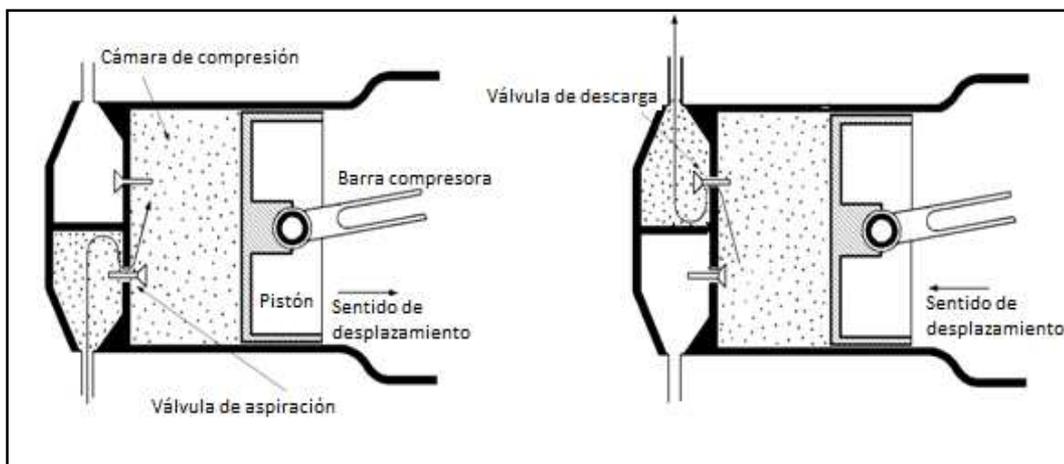


Figura 2.1. Esquema de un compresor recíprocante de simple efecto.

2.7.1.2 Compresores con paletas deslizantes

Los compresores de paletas deslizantes son compresores volumétricos rotativos. El motor es excéntrico en relación a la carcasa o el cilindro, y lleva una serie de aletas que se ajustan contra las paredes de la carcasa debido a la fuerza centrífuga.

Este tipo de compresores consiste básicamente de una cavidad cilíndrica dentro de la cual está ubicado en forma excéntrica un motor con ranuras profundas,

unas paletas rectangulares se deslizan libremente dentro de las ranuras de forma que al girar el motor la fuerza centrífuga empuja las paletas contra la pared del cilindro. El gas al entrar, es atrapado en los espacios que forman las paletas y la pared de la cavidad cilíndrica es comprimida al disminuir el volumen de estos espacios durante la rotación.

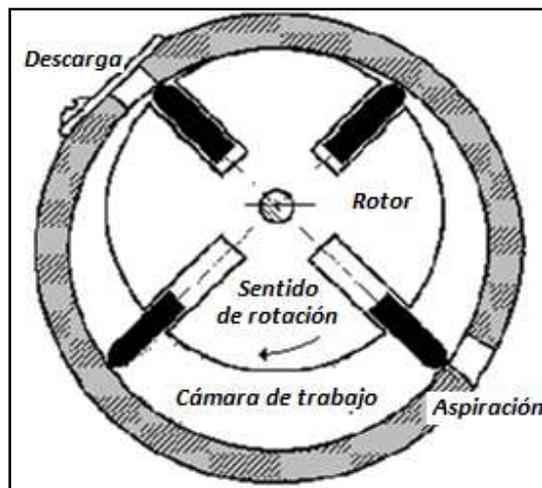


Figura 2.2. Compresor de paletas deslizantes.

2.7.1.3 Compresores de pistón líquido

Debido a la fuerza centrífuga y la forma de la cavidad interior, el líquido adopta una configuración especial, estableciendo un cierre hidráulico. El gas queda retenido entre las paletas y el líquido, en un volumen que está aumentando y luego disminuyendo desde la admisión hasta la descarga.

2.7.1.4 Compresores con dos impulsores de lóbulos rectos

Mediante la acción de dos impulsores acoplables de lóbulos rectos, se captura el gas y se transporta desde la admisión hasta la descarga. No hay compresión interior. ^[19]

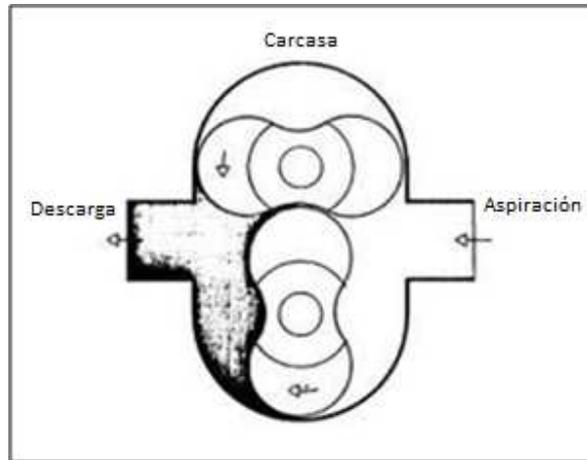


Figura 2.3. Compresor de impulsos de lóbulos rectos.

2.7.1.5 Compresores de lóbulos helicoidales o espirales

Dos rotores que engranan (macho y hembra) comprimen y desplazan el gas. El gas queda atrapado en las cavidades del rotor en un extremo; se comprime entre los rotores que engranan entre sí, y se descarga por el otro extremo.

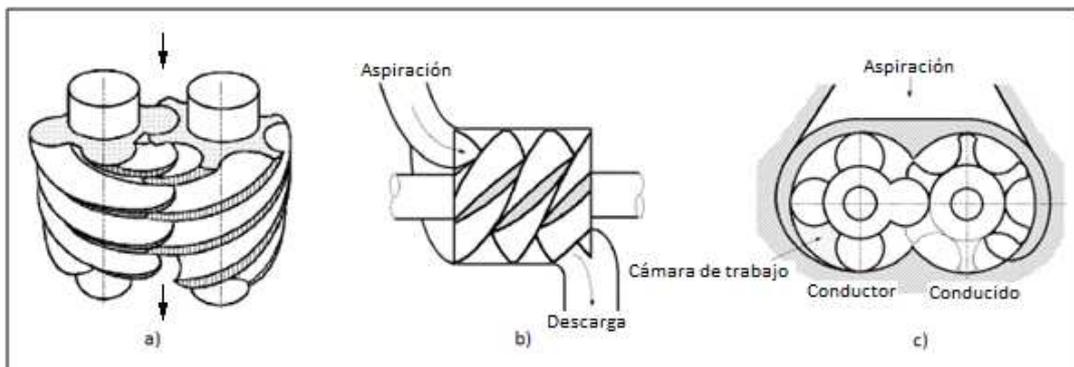


Figura 2.4. Compresor Helicoidal. a) Isometría. b) Vista lateral.
c) Vista de planta.

2.7.2 Unidades de flujo continuo

Son aquellas maquinas de fluido (gas) en las cuales el intercambio de energía es debida a la variación del momento cinético del fluido (gas), al pasar por los conductos de un órgano que se mueve con movimiento de rotación, dotado de álabes o paletas que se denomina rotor. Los compresores de Flujo se dividen en compresores dinámicos y Eyectores, su funcionamiento se explica brevemente a continuación:

2.7.2.1 Compresores Centrífugos

Son maquinas dinámicas en las que el impulsor, que gira a gran velocidad y usualmente está encerrado en los costados, acelera el gas. El flujo principal es radial. Mediante un difusor radial se obtiene una conversión mejor de velocidad a presión. En los compresores centrífugos, el gas entra por el ojo o centro del rodete y las fuerzas rotativas mueven el fluido hacia la llanta de la rueda o célula. Los difusores convierten la energía de velocidad en presión y unos conductos de retorno se utilizan para llevar el gas hasta la descarga del compresor o hasta el rodete de la célula siguiente.

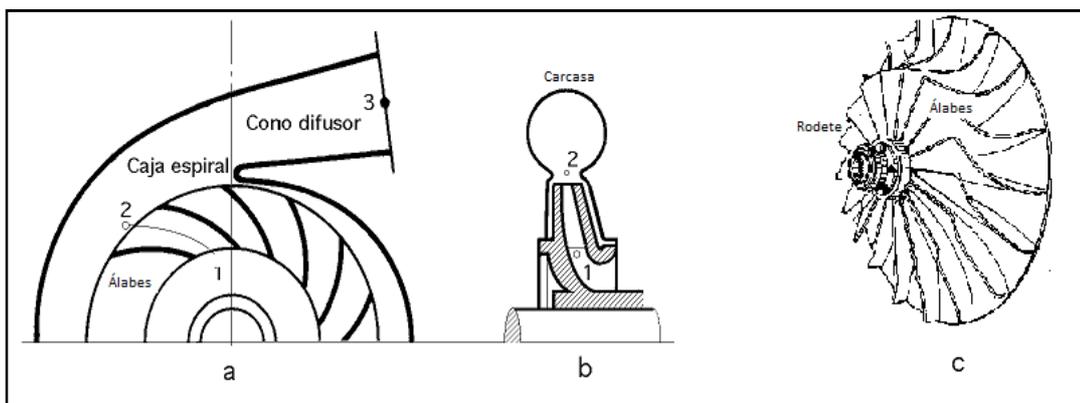


Figura 2. 5. Compresor centrífugo. a) Corte transversal. b) Corte meridional. c) Isometría.
(1-2-3) Sentido del flujo.

2.7.2.2 Compresores Axiales

Son máquinas dinámicas en las que se acelera el flujo de gas en las direcciones axial y periférica mediante el giro de unas palas especiales conformadas. El flujo principal de gas es axial. Las palas del estator permiten transformar la velocidad en presión. En los compresores axiales, el flujo tiene lugar a través de redes de paletas o alabes que son alternativamente rotativos o estacionarios en dirección básicamente paralela al eje del compresor.

Cada paso a través de los álabes o paletas rotatorias aumenta la velocidad del fluido y cada paso a través de las paletas del difusor estacionario convierte la altura de velocidad en altura de presión.

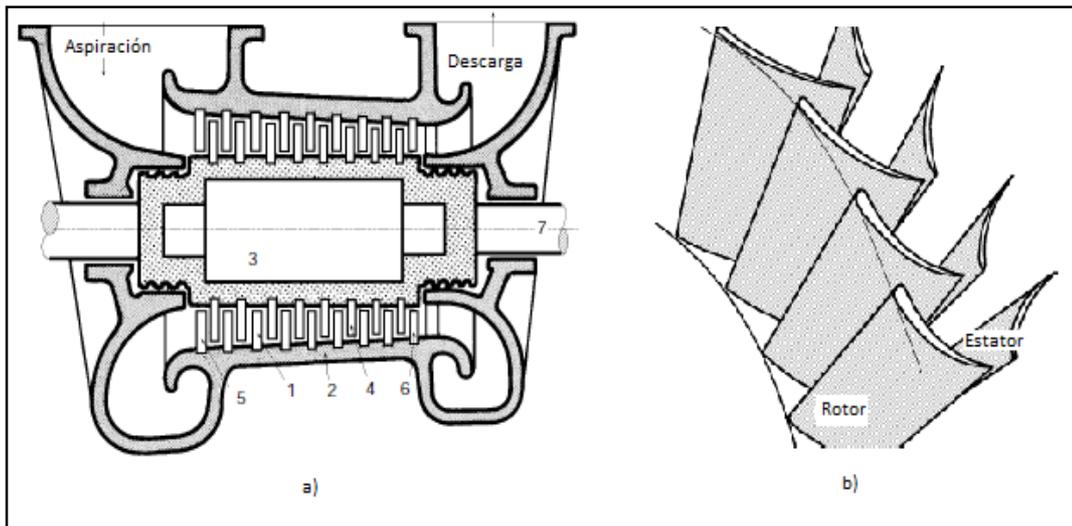


Figura 2.6. Compresor Axial. a) Corte Longitudinal de compresor axial. b) Isometría de rotor y estator de compresor axial. 1) Corona fija. 2) Estator. 3) Tambor. 4) Corona móvil. 5) Corona directriz de entrada. 6) Corona directriz final. 7) Eje.

2.7.2.3 Compresores de flujo mixto o diagonales

Son una combinación de los compresores axiales y centrífugos, los compresores diagonales no son muy corrientes y su teoría fundamental no difiere de la de los turbocompresores axiales. El turbocompresor diagonal puede suministrar un caudal $2/3$ veces mayor que un turbocompresor del mismo diámetro con un rendimiento un 5% mayor. Se utiliza para humos, gas de alto horno, plantas de desulfurización, industrias de productos farmacéuticos y alimenticios, túneles de aireación, etc. ^[13]

2.7.2.4 Eyectores

Los eyectores se utilizan principalmente para comprimir el gas desde una presión inferior a la atmosférica hasta una presión de descarga próxima a la atmosférica. Emplean un chorro de gran velocidad para arrastrar el gas entrante, y luego convierten en presión la velocidad de la mezcla en un difusor. ^[19]

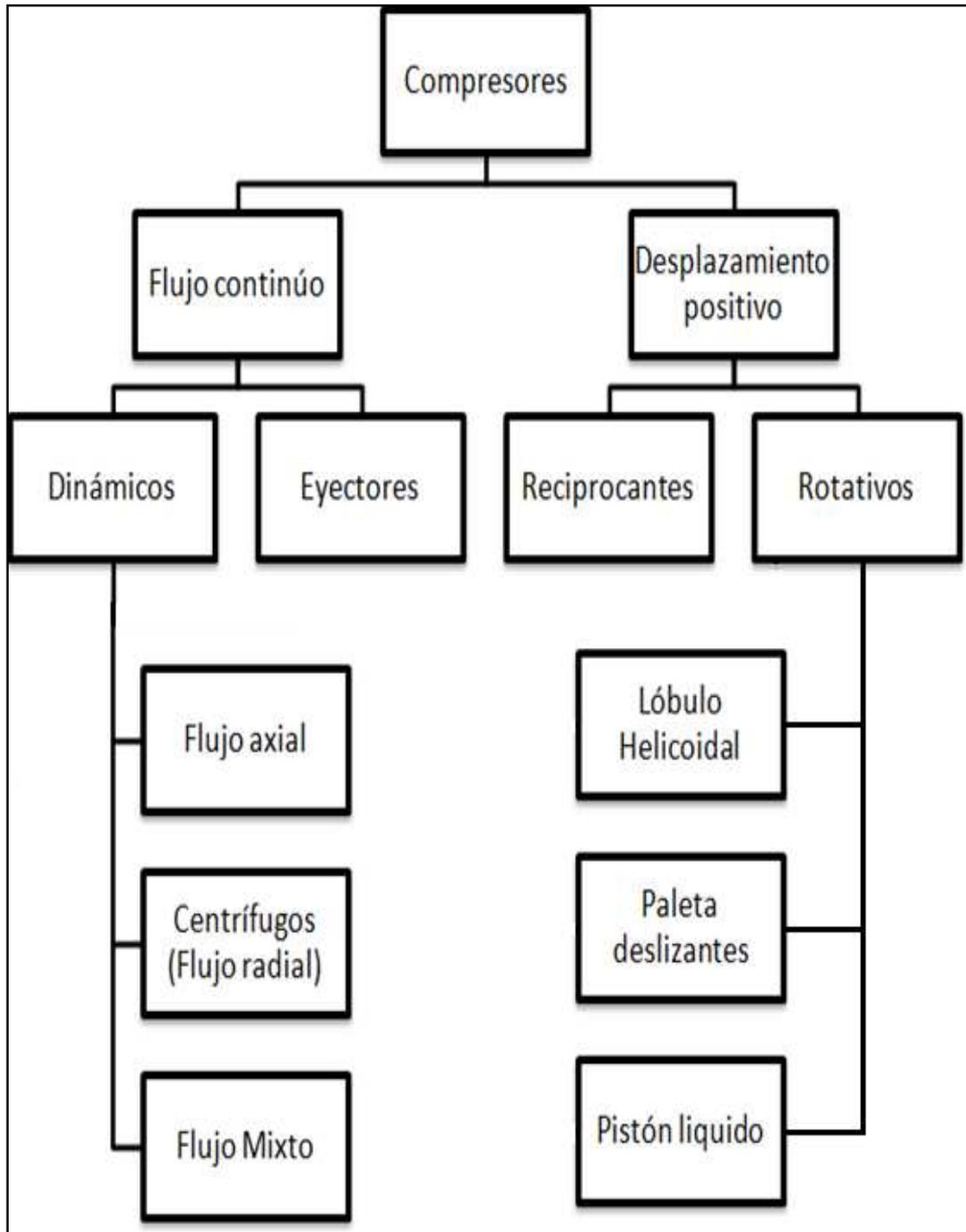


Figura 2.7. Clasificación de los compresores.

2.8 Tipos de compresión

Existen tres tipos de compresión:

- **Isotérmica:** Efectuada en una máquina perfecta a temperatura constante. Este tipo de compresión sigue la trayectoria 1-2'' de la **Figura 2.8**
- **Isentrópica:** Efectuada en una máquina perfecta, sin cambios de calor con el exterior (Adiabática y Reversible). Trayectoria 1-2' **Figura 2.8.**
- **Real (politrópica):** Efectuada en una máquina real con o sin intercambio de calor con los alrededores. Trayectoria 1-2 **Figura 2.8.**

Aunque ninguno de los dos primeros puede obtenerse de manera comercial ambos se emplean como base para cálculos y comparaciones.

La compresión isotérmica tiene lugar cuando la temperatura permanece constante a medida que la presión aumenta. Esto exige una extracción de calor de compresión. La compresión cumple la formula:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 = \text{constante} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

La compresión adiabática (isentrópica) se obtiene cuando no hay adición ni extracción de calor del gas durante la compresión. La compresión cumple la formula:

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k = \text{constante} \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Donde K es la relación de calores específicos.

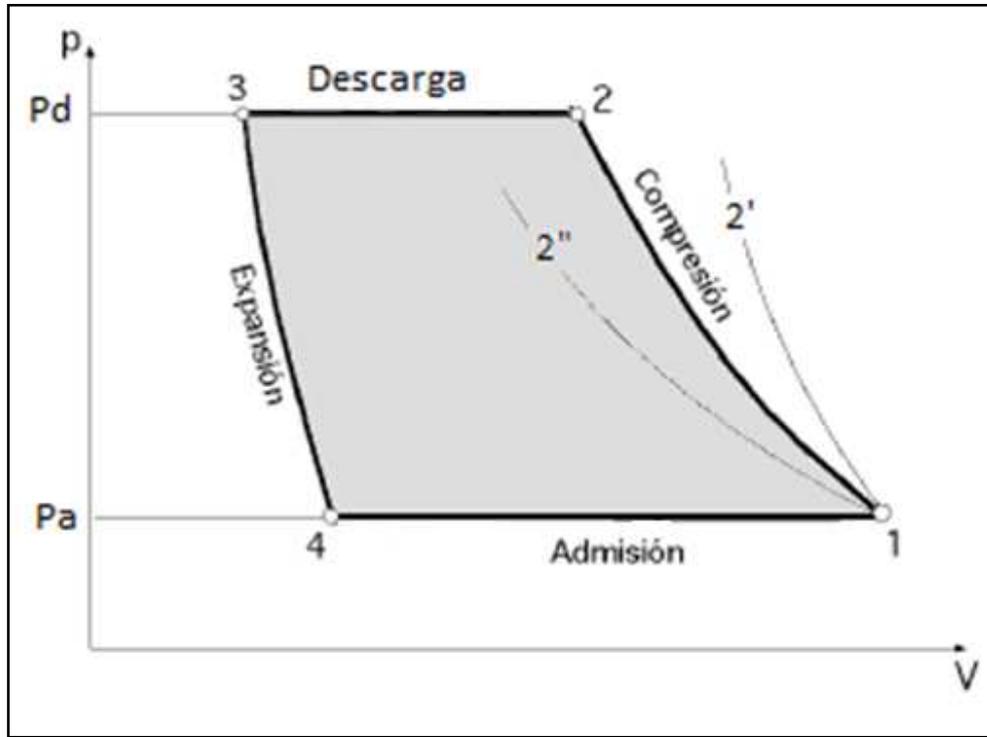


Figura 2.8. Diagrama ideal de un compresor recíprocante.

Es casi imposible obtener una compresión adiabática exacta, ya que siempre existe pérdida o ganancia de calor. Por lo tanto, la compresión real ocurre a lo largo de un ciclo **Politrópico**, donde la relación es:

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n = \text{constante} \quad \text{Ec. (2.18)}$$

El exponente “n” se determina de manera experimental para un tipo dado de máquina y puede ser menor o mayor que el exponente adiabático “k”. Por lo general, en los compresores de desplazamiento positivo “n” es menor que “k”.

Desde el punto de vista termodinámica, debe hacerse notar que un proceso isentrópico o adiabático es reversible, mientras que el proceso politrópico es irreversible.

2.9 Principios básicos de compresores recíprocos

2.9.1 Conceptos básicos

a) Capacidad

Es la cantidad del gas que es realmente entregada por el compresor, cuando este funciona entre los niveles determinados de presión de entrada y de salida.

b) Desplazamiento

Es el volumen neto por unidad de tiempo barrido por las partes en movimiento del compresor.

c) Volumen muerto

Es el volumen contenido en un extremo del cilindro, el cual no es barrido por el movimiento del pistón. Este incluye el volumen encerrado entre el pistón y el cabezal al final de la carrera de compresión, el volumen bajo las válvulas, etc., y se expresa como un porcentaje del desplazamiento del pistón por carrera. El volumen muerto puede ser diferente para los dos extremos de un cilindro de doble efecto.

d) Relación de compresión

Es la relación entre la presión absoluta de descarga y la presión absoluta de admisión.

e) **Presión de descarga**

Es la presión total del gas en la conexión de descarga del compresor. La presión de descarga se puede expresar como presión absoluta o manométrica.

f) **Temperatura de descarga**

Es la temperatura existente en la conexión de descarga del compresor.

g) **Condiciones Normales de temperatura y presión**

- **Aire Normal:** Es el termino que se emplea para el aire atmosférico a nivel del mar a una temperatura dada y el cual contiene algo de humedad. De acuerdo al ASME, se considera:

$$P = 14,696 \text{ psia}$$

$$T = 68 \text{ °F}$$

$$\text{Humedad Relativa: } 36\%$$

$$\text{Densidad: } 0,075 \text{ Lbm/pie}^3$$

$$K = 1,305$$

- **Industria del Gas Natural:** La industria del gas natural considera unas *condiciones normales de temperatura y presión de 60 °F y 14,7 psia respectivamente.*

- **Universales:** de acuerdo al sistema de unidades empleado se adopta:

$$\text{Ingles: } P = 14,7 \text{ psia}$$

$$T = 32 \text{ °F}$$

C. G. S.: P = 760 mmHg = 1 ata

T = 0 ° C

h) Potencia:

- **Potencia teórica:** es el trabajo teórico por unidad de tiempo requerido para comprimir y entregar una cantidad de gas de acuerdo a un determinado proceso.
- **Potencia indicada:** es la que se obtiene del análisis de la expansión y compresión en un cilindro de un compresor reciprocante mediante el diagrama indicador.
- **Potencia de gas:** es la potencia requerida para comprimir y entregar una cantidad de gas, incluyendo las pérdidas termodinámicas, fugas y fricción del fluido. Es la misma potencia indicada solo que esta no incluye las pérdidas mecánicas.
- **Potencia al freno (Eje):** es la potencia total que debe ser suministrada al compresor. Incluye la potencia de gas mas todas las pérdidas por fricción.

i) Eficiencia de Compresión

Es la relación entre la potencia teórica y la potencia de gas.

j) Eficiencia Volumétrica

Es la relación entre la capacidad real entregada y el desplazamiento del pistón.

k) Eficiencia Mecánica

Es la relación entre la potencia indicada y la potencia al freno.

2.9.2 Partes básicas de un compresor recíprocante

Los compresores recíprocantes en líneas generales se componen de dos partes, la parte motriz y la parte compresora.

a) Parte Motriz

La parte motriz está compuesta por un motor de combustión interna de dos o cuatro tiempos. En el motor ocurren una serie de eventos que se repiten en forma cíclica y que permiten el funcionamiento del mismo, mediante la transformación del movimiento rectilíneo del pistón desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) y viceversa, a movimiento rotatorio o de rotación a través de la biela que conecta el pistón con el muñón del cigüeñal. En el ciclo completo de combustión se cumplen las etapas de admisión, compresión, combustión y escape.

b) Parte Compresora

El principal objetivo de la parte compresora consiste en entregar gas a una presión mayor a la recibida, cuya finalidad se logra gracias a la potencia entregada por el motor. El compresor recíprocante es una unidad formada por varios cilindros compresores (CC), cada uno de ellos unidos a un cigüeñal común por medio de dos piezas llamadas: cruceta y biela compresora. Los compresores recíprocantes pueden ser de dos tipos: Integrales, donde la misma unidad incluye la parte motriz y la parte compresora (solo hay un cigüeñal); y al otro tipo se le llama de Cuerpos separados, cuando son unidades diferentes, por lo tanto dos cigüeñales.

En la **Figura 2.9** tenemos que en el punto (1), inicio de la compresión, las válvulas están cerradas. Durante la carrera de compresión se reduce el volumen inicial con el correspondiente aumento de presión, las válvulas permanecen cerradas hasta que se abre la válvula de descarga cuando el pistón en su carrera hacia la izquierda pasa un poco más allá del punto (2) (esto se debe a que la que la presión dentro del cilindro debe ser igual a la presión de descarga más un diferencial de presión ($P_d + \Delta P$) para que la válvula de descarga pueda abrir). El gas fluye a través de la válvula de descarga. Después que el pistón alcanza al punto (3) la válvula de descarga se cierra dejando el volumen muerto ocupado por el gas a la presión de descarga. Durante la carrera de expansión (3)-(4) ambas válvulas se encuentran cerradas, y el gas encerrado en el espacio muerto incrementará en volumen causando una disminución de presión.

El pistón continúa su movimiento hacia el punto (4) hasta que la presión en el cilindro caiga por debajo de la presión de admisión. La válvula de admisión se abre y el gas entrará en el cilindro hasta que se alcance el punto (1), donde las válvulas se cerraron, repitiéndose el ciclo en la próxima revolución del cigüeñal.

2.9.3 Diagrama indicado real de un compresor recíprocante.

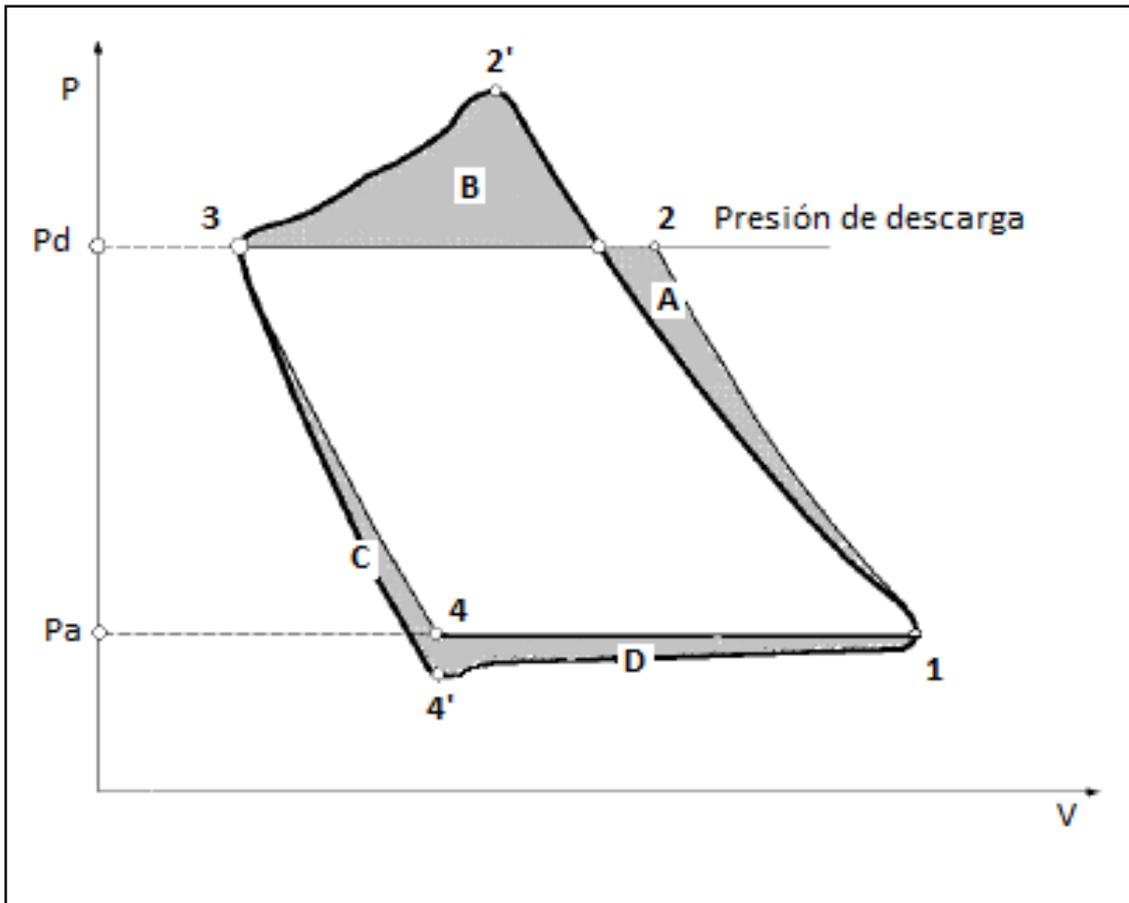


Figura 2.9. Diagrama indicado real de un compresor recíprocante.

- 1 - 2 - 3 - 4: Diagrama teórico ($P V^k$). **Figura 2.9.**
- 1 - 2' - 3 - 4': Diagrama real. **Figura 2.9.**
- A: Disminución del trabajo debido al enfriamiento del cilindro, puede desaparecer por falta de enfriamiento o por exceso de fricción. **Figura 2.9.**

- **B:** Trabajo extra para descargar el gas. **Figura 2.9.**
- **C:** Trabajo extra debido a que el gas del espacio muerto no devuelve toda la energía aplicada a él. **Figura 2.9.**
- **D:** Pérdidas que se produce al ingresar el gas en el cilindro. **Figura 2.9.**

2.10 Pérdidas mecánicas y requerimientos de potencia al freno

El requerimiento total de potencia del impulsor, o requerimiento de “potencia al freno” del compresor es la suma de:

- Requerimiento de potencia de compresión, o potencia de gas.
- Pérdidas mecánicas del compresor.
- Pérdidas de transmisión del elemento motriz.

El requerimiento de potencia de compresión es calculado sobre una base tanto politrópica como isentrópica, dependiendo del tipo de compresor y de la situación de diseño.

Las pérdidas mecánicas estimadas por el suplidor para los modelos específicos son más confiables que las estimaciones generalizadas.

Las pérdidas mecánicas para compresores reciprocantes son atribuidas a las pérdidas por fricción en el engranaje de marcha y pueden ser estimadas dividiendo el requerimiento de potencia de compresión entre una eficiencia mecánica de 0.88 a 0.95 según la **Figura 2.10.** ^[18]

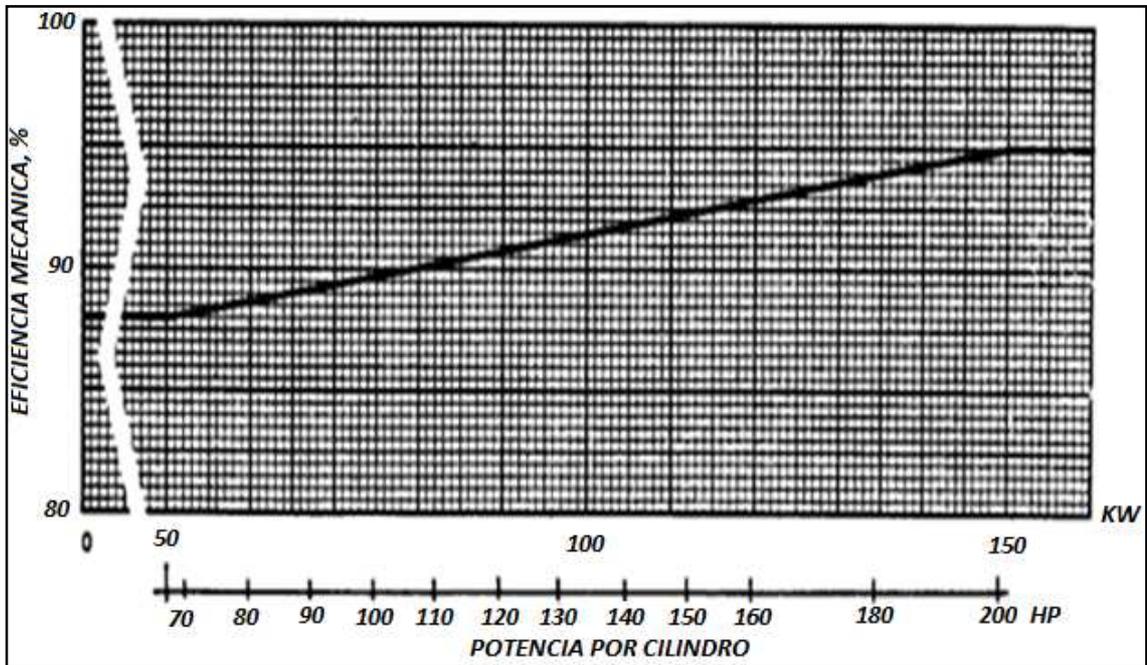


Figura 2. 10. Eficiencia mecánica vs potencia por cilindro.

Fuente: Norma PDVSA MDP-02-K-04. ^[18]

2.11 Detalles de la compresión Isentrópica

El método isentrópico primeramente estima la trayectoria de descarga sobre la base de compresión a lo largo de una trayectoria a entropía constante, y luego ajusta el aumento estimado de temperatura de acuerdo al tipo de máquina, efectividad de enfriamiento y eficiencia de compresión (isentrópica).

La trayectoria a entropía constante ofrece una base de referencia conveniente ya que esta trayectoria es seguida por un proceso perfectamente reversible “adiabático”. Adiabático se refiere a un proceso durante el cual no se presenta transferencia de calor.

Las desviaciones a partir de un proceso reversible adiabático son relativamente pequeñas en la práctica para los compresores y se pueden predecir con suficiente exactitud para propósitos de diseño y operación de compresores. Esta aproximación se denomina frecuentemente compresión “adiabática” tanto en la literatura como en la práctica industrial; sin embargo el hecho de asumir una trayectoria a entropía constante (isentrópica) es más representativo para un ingeniero que aplica el método que el hecho de asumir que no se transfiere calor durante el proceso. Por esta razón el término compresión “isentrópica” se prefiere en lugar del término “adiabático”.

Cuando se usa el método de cálculo isentrópico, la compresión puede ser asumida como enfriada, lo cual es el caso normal en los compresores reciprocantes; o también sin enfriamiento en el caso de los compresores dinámicos. La suposición convencional en la compresión enfriada es que la energía añadida en exceso al gas por encima de la energía que refleja una trayectoria a entropía constante (debido a algo de irreversibilidad) es igual, precisamente, al calor retirado por el cilindro de enfriamiento, determinando la caída de T_2 al final del ciclo de compresión en la trayectoria $P V^k = \text{Constante}$. Debe reconocerse, sin embargo, que lo anterior es una suposición convencional conveniente, y no una verdad teórica (esto contradice la definición de un proceso adiabático), y no siempre es una suposición exacta. Muchos diseños actuales de compresores reciprocantes determinan que S_2 (entropía) sea significativamente mayor o menor que S_1 .

Asumir que el exponente de compresión, k , sea igual a C_p/C_v , normalmente produce buenos resultados. Sin embargo a altas presiones, especialmente cerca del punto crítico, los valores de C_p/C_v resultan extremadamente grandes, y no reflejan la trayectoria de compresión realizada por la máquina. Ya que los valores de C_p y C_v han sido determinados de una manera confiable y exacta, lo que está en duda es la

validez de la suposición de que el exponente de compresión es siempre igual a C_p/C_v para gases reales. ^[18]

2.11.1 Temperatura de descarga

Cuando la compresión simula realmente la trayectoria isentrópica, como en el caso de un compresor enfriado. La temperatura de descarga puede calcularse por:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad Ec. (2.19)$$

Donde:

T_{2s} = Temperatura de descarga isentrópica.

T_1 = Temperatura de aspiración. (°R)

P_2 = Presión de descarga. (psia)

P_1 = Presión de aspiración. (psia)

k = Relación de calor específico, C_p/C_v .

La relación de calor específico, k , puede evaluarse a las condiciones de entrada solamente, dentro del nivel de exactitud alcanzable mediante cálculos Isentrópico.

Cuando el método isentrópico es aplicado a un compresor sin enfriamiento, el aumento real de temperatura es estimado dividiendo el aumento isentrópico de temperatura por la eficiencia isentrópica (o “adiabática”).

$$T_{2real} = T_1 + \frac{\Delta T_s}{\eta_s} = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_s} \quad Ec. (2.20)$$

$$T_{2real} = T_1 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_s} \right] \quad Ec. (2.21)$$

Donde:

T_{2real} = Temperatura real de descarga. (°R)

T_1 = Temperatura de aspiración. (°R)

T_{2s} = Temperatura de descarga isentrópica. (°R)

η_s = Eficiencia Isentrópica.

2.11.2 Estimación de la potencia requerida

Usando el método isentrópico, se tiene que la potencia requerida para ambos compresores, enfriados y no enfriados, es:

$$BHP = 43,67 \cdot (Q) \cdot \left(\frac{k}{k-1} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad Ec. (2.22)$$

Donde:

BHP = Potencia al Freno. (HP)

$Q = MMSCFD$ = Flujo en Millones de pie cúbicos estándar por día.

k = Relación de calores específicos.

P_2 = Presión de descarga. (psia)

P_1 = Presión de Aspiración. (psia)

η_c = Eficiencia de compresión.

η_m = Eficiencia mecánica.

Para un compresor alternativo, que aspira siempre el mismo caudal de gas, se constata que aumentando la relación de compresión impuesta a la maquina, la potencia al principio aumenta, después pasa por un máximo y finalmente disminuye. [19]

El método isentrópico es mayormente aplicado a los tipos de compresores enfriados en los cuales las velocidades, turbulencias y deslizamientos (lo cual causa ganancia de entropía) son bajos. Esto se asemeja muy bien la operación de los compresores reciprocantes. Para cálculo de diseño de proceso las caídas de presión, a través de la succión del compresor y la válvula de descarga, son despreciadas. [18]

2.11.3 Caudal máximo manejado por el compresor

Del *ENGINEERING DATA BOOK* [15], se obtiene la siguiente fórmula para estimar el flujo de gas que se maneja un compresor reciprocante que trabaja en un proceso Isentrópico:

La **ecuación 2.24**, calcula los millones de pie cubico de gas por día que maneja el compresor a 14,4 psia y a la temperatura de succión:

$$\begin{aligned}
 & MMcfd \\
 = & \frac{PD \left[\frac{pie^3}{min} \right] \cdot 1400 \left[\frac{min}{dia} \right] \cdot \frac{\% VE}{100} \cdot P_s \left[\frac{Lb}{pulg^2} \right] \cdot 10^{-6} \left[\frac{MMpie^3}{pie^3} \right] \cdot Z_{14.4}}{14,4 \left[\frac{Lb}{pulg^2} \right] \cdot Z_s} \quad Ec. (2.23)
 \end{aligned}$$

Si se supone que $Z_{14,4}$, es igual a uno la **ecuación 2.23** se puede simplificar en la **ecuación 2.24**:

$$MMcfd = \frac{PD \cdot VE \cdot P_S}{Z_S} \cdot 10^{-6} \quad Ec. (2.24)$$

Donde:

$MMcfd$ = Flujo en Millones de pie cúbicos por día.

PD = Volumen desplazado por el pistón. (Pie^3/min)

VE = Eficiencia volumétrica. (%)

P_S = Presión de Aspiración. $(psia)$

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

$$Q = MMSCFD = MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{P_L}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S}\right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S}\right) \quad Ec. (2.25)$$

Donde:

$Q = MMSCFD$ = Flujo en Millones de pie cúbicos estándar por día.

$MMcfd$ = Flujo en Millones de pie cúbicos por día.

P_L = Presión Estándar.

T_L = Temperatura Estándar. (°R)

T_S = Temperatura de aspiración. (°R)

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_L = Factor de compresibilidad a condiciones estándar.

2.11.3.1 Rendimiento volumétrico y caudal desplazado por el pistón.

El estudio de los ciclos teórico y real de un compresor alternativo muestra que el volumen aspirado por el ciclo es sensiblemente inferior al volumen barrido por el pistón. ^[19]

Se define el rendimiento volumétrico como:

$$VE = \frac{\text{Volumen de gas aspirado}}{\text{Volumen barrido por el piston}} \quad \text{Ec. (2.26)}$$

O bien,

$$VE = \frac{\text{Caudal volumétrico real aspirado } (m^3/hr)}{\text{Volumen barrido en una hora } (m^3/hr)} \quad \text{Ec. (2.27)}$$

Para calcular el volumen barrido por un pistón se tiene que calcular el volumen que desplaza el pistón del lado de la barra y del lado del cabezal por separado, se tienen las siguientes formulas: ^[18]

$$PD_{LC} = \frac{A_p \cdot S \cdot N}{1728} \quad \text{Ec. (2.28)}$$

Donde:

PD_{LC} = Volumen desplazado por el pistón del lado del cabezal. (Pie^3/min)

A_p = Área del pistón. $(p\ lg^2)$

S = Carrera del pistón. $(p\ lg)$

N = Revoluciones por Minuto. (RPM)

$$PD_{LB} = \frac{(A_P - A_B) \cdot S \cdot N}{1728} \quad Ec. (2.29)$$

Donde:

PD_{LB} = Volumen desplazado por el pistón del lado de la barra. (Pie^3/min)

A_B = Área de la barra. (plg^2)

A_P = Área del pistón. (plg^2)

S = Carrera del pistón. (plg)

N = Revoluciones por Minuto. (RPM)

Una variación súbita del rendimiento volumétrico, manteniendo lo demás constante se traducirá en una variación del caudal aspirado, lo que puede ser desfavorable al proceso.

Finalmente para el cálculo de la eficiencia volumétrica se utilizo la formula que se encuentra en el “ENGINEERING DATA BOOK” ^[15], esta toma en cuenta las pérdidas que se producen en las válvulas de succión y de descarga, por ello resta a la eficiencia total un 4% por tales perdidas. ^[15]

De igual manera se calcula el rendimiento volumétrico del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón por separado.

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VM_{LC} \cdot \left(\frac{Z_s}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right) \quad Ec. (2.30)$$

Donde:

VE_{LC} = Eficiencia volumétrica lado del cabezal. (%)

r = Relación de Compresión.

$\%VM_{LC}$ = Porcentaje de Volumen Muerto del lado del cabezal. (%)

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_D = Factor de compresibilidad en la descarga.

K = Relación de calores específicos.

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VMN_{LB} \cdot \left(\frac{Z_S}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right) \quad Ec. (2.31)$$

Donde:

VE_{LB} = Eficiencia volumétrica del lado de la barra. (%)

r = Relación de Compresión.

$\%VMN_{LB}$ = Porcentaje de Volumen Muerto Nominal del lado de la barra. (%)

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_D = Factor de compresibilidad en la descarga.

k = Relación de calores específicos.

Esta relación muestra que el rendimiento volumétrico, y por lo tanto el caudal real de un compresor alternativo, disminuye: ^[19]

- a) Cuando el coeficiente de espacio muerto aumenta. Por lo tanto es posible variar el caudal, manteniendo lo demás fijo, poniendo en comunicación con al cilindro una cámara adicional o un bolsillo variable.
- b) Cuando la relación de compresión aumenta
- c) Cuando la k del gas disminuye.

2.12 Detalles de la compresión Politrópica

El método politrópico admite que el nivel de entropía cambia realmente durante la compresión de los gases reales en compresores comerciales, debido a la ineficiencia del proceso de compresión y a la desviación del comportamiento del gas perfecto. La trayectoria de compresión se describe mediante la relación:

$$P \cdot V^n = \text{Constante}, \quad \text{donde } n \neq k$$

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n \quad \text{Ec. (2.32)}$$

El exponente, n, puede ser evaluado como:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad \text{Ec. (2.33)}$$

El volumen específico de la descarga, V_2 depende de T_2 .

$$V_2 = \left(\frac{1}{P_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_2 \cdot \bar{R} \cdot T_2}{M}\right) \quad \text{Ec. (2.34)}$$

La temperatura real de descarga, T_2 , es estimada según el método Edmister mediante:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m ; \text{ donde } m = \frac{\log\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \quad \text{Ec. (2.35)}$$

Usando el método Edmister, m es evaluado a partir de los datos de propiedades de los gases y de la eficiencia politrópica como:

$$m = \frac{\frac{RZ}{\eta_{poli}} + RT_r + \left[\frac{\delta Z}{\delta T_r} \right]_{Pr}}{Cp^\circ \cdot \Delta Cp} \quad Ec. (2.36)$$

a las condiciones dadas de temperatura y presión.

Para encontrar un valor de m el cual describe perfectamente el proceso de compresión completo, será necesario comenzar promediando los valores de m evaluados a las condiciones de succión y descarga.

$$m_{prom} = \frac{m_2 + m_1}{2} \quad Ec. (2.37)$$

Sin embargo, para evaluar m_2 a las condiciones de descarga, debe establecerse una suposición para T_2 , y luego la suposición debe ser verificada contra el valor de T_2 que resulta de:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{m_{prom}} \quad Ec. (2.38)$$

Normalmente se requiere varias iteraciones antes de que la suposición de la temperatura de descarga y el resultado, converjan satisfactoriamente.

Cuando en los cálculos manuales sea muy necesaria la brevedad en la exactitud, podrá evitarse el proceso de iteración evaluando solamente m y T_1 , y usando el valor de T_2 estimado a fin de evaluar V_2 y por lo tanto, n .

Si el tiempo lo permite y si se desea más exactitud del exponente de elevación de temperatura m_2 , puede ser evaluado el valor de T_2 estimado, m_{prom} puede ser calculado, y un estimado más exacto de T_2 puede ser obtenido.

Normalmente son suficientes tres iteraciones para converger la suposición de T_2 dentro de un rango de 10 °F.

2.12.1 Potencia Politrópico

De la “*Practica para la tecnología de los Compresores*” se obtiene la siguiente fórmula para estimar la potencia al freno necesaria en el proceso de compresión politrópica: ^[8]

$$BHP = 43,67 \cdot (Q) \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad Ec. (2.39)$$

Donde:

BHP = Potencia al Freno. (HP)

Q = $MMSCFD$ = Flujo en Millones de pie cúbicos estándar por día.

n = Exponente de compresión politrópica.

P_2 = Presión de descarga. (Psia)

P_1 = Presión de aspiración. (Psia)

η_c = Eficiencia de compresión.

η_m = Eficiencia mecánica.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil de definir una única relación. Sin embargo algunas compañías como la Dresser-Rand

recomiendan usar 0,85 para los servicios lubricados. Se uso este valor para la eficiencia de compresión. [8]

2.12.2 Volumen manejado por el compresor

Para estimar el flujo que maneja el compresor se realizan cálculos por separado del volumen que se maneja del lado del cabezal del pistón y el volumen que se maneja del lado de la barra del pistón.

Del “ENGINEERING DATA BOOK”, se obtiene la siguiente fórmula para estimar el flujo de gas que se maneja un compresor recíprocante: [15]

$$MMcfd = \frac{PD \cdot VE \cdot P_S}{Z_S} \cdot 10^{-6} \quad Ec. (2.40)$$

Donde:

$MMcfd$ = Flujo en Millones de pie cúbicos por día.

PD = Volumen desplazado por el pistón. (Pie^3/min)

VE = Eficiencia volumétrica. (%)

P_S = Presión de Aspiración. $(psia)$

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

$$Q = MMSCFD = MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{P_L}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S}\right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S}\right) \quad Ec. (2.41)$$

Donde:

$Q = MMSCFD$ = Flujo en Millones de pie cúbicos estándar por día.

$MMcfd$ = Flujo en Millones de pie cúbicos por día.

P_L = Presión Estándar. (psia)

T_L = Temperatura Estándar. (°R)

T_S = Temperatura de Aspiración. (°R)

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_L = Factor de compresibilidad a condiciones estándar.

Calculo del volumen que desplaza el pistón.

a) Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal.

$$PD_{LC} = \frac{A_P \cdot S \cdot N}{1728} \quad Ec. (2.42)$$

Donde:

PD_{LC} = Volumen desplazado por el pistón del lado del cabezal. $\left(\text{Pie}^3 / \text{min} \right)$

A_p = Área del pistón. $\left(\text{p lg}^2 \right)$

S = Carrera del pistón. $\left(\text{p lg} \right)$

N = Revoluciones por Minuto. $\left(\text{RPM} \right)$

b) Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.

$$PD_{LB} = \frac{(A_P - A_B) \cdot S \cdot N}{1728} \quad Ec. (2.43)$$

Donde:

PD_{LB} = Volumen desplazado por el pistón del lado de la barra. $\left(\text{Pie}^3 / \text{min} \right)$

$A_B =$ Área de la barra. ($p \text{ lg}^2$)

$A_p =$ Área del pistón. ($p \text{ lg}^2$)

$S =$ Carrera del pistón. ($p \text{ lg}$)

$N =$ Revoluciones por Minuto. (RPM)

2.12.2.1 Cálculo de la eficiencia volumétrica, proceso Politrópico.

Para el cálculo de la eficiencia volumétrica se utilizó la fórmula que se encuentra en el “*ENGINEERING DATA BOOK*”, esta fórmula toma en cuenta las pérdidas que se producen en las válvulas de succión y de descarga, por ello resta a la eficiencia total un 4% por tales pérdidas. [15]

De igual manera se calcula el rendimiento volumétrico del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón por separado.

a) Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal, proceso Politrópico.

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VM_{LC} \cdot \left(\frac{Z_s}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right) \quad Ec. (2.44)$$

Donde:

VE_{LC} = Eficiencia volumétrica lado del cabezal. (%)

r = Relación de Compresión.

$\%VM_{LC}$ = Porcentaje de Volumen Muerto del lado del cabezal. (%)

Z_s = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_D = Factor de compresibilidad en la descarga.

n = Exponente de compresión politrópica usado para cálculo de potencia.

b) Eficiencia Volumétrica del lado de la barra, proceso politrópico.

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VMN_{LB} \cdot \left(\frac{Z_S}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right) \quad Ec. (2.45)$$

Donde:

VE_{LB} = Eficiencia volumétrica del lado de la barra. (%)

r = Relación de Compresión.

$\%VMN_{LB}$ = Porcentaje de Volumen Muerto Nominal del lado de la barra. (%)

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_D = Factor de compresibilidad en la descarga.

n = Exponente de compresión politrópica usado para cálculo de potencia.

2.13 Flujo de fluidos compresibles en tuberías de gas

2.13.1 Propiedades físicas de los fluidos

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. Valores exactos de las propiedades de los fluidos que afectan a su flujo, principalmente la viscosidad y el peso específico, han sido establecidos por muchas autoridades en la materia para todos los fluidos utilizados normalmente. ^[20]

a) Viscosidad dinámica

La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La melaza es un fluido muy viscoso en comparación con el agua; a su vez, los gases son menos viscosos en comparación con el agua. ^[20]

Existe gran confusión respecto a las unidades que se utilizan para expresar la viscosidad; de ahí la importancia de utilizar las unidades adecuadas cuando se sustituyen los valores de la viscosidad en las fórmulas. ^[20]

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pa s) o también newton segundo por metro cuadrado (N s/m^2), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (Pl) en Francia, pero debe tenerse en cuenta que no es la misma que el poise (P) descrita a continuación. ^[20]

El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro segundo. El submúltiplo centipoise (cP), 10^{-2} poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad. ^[20]

b) Viscosidad cinemática

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m^2/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), $10e^{-2}$ stokes, que es el submúltiplo más utilizado. ^[20]

2.13.2 Tipos de flujo en tuberías

Si la descarga o la velocidad media son pequeñas, las láminas de fluido se desplazan en líneas rectas. A medida que el caudal se incrementa, estas láminas continúan moviéndose en líneas rectas hasta que se alcanza una velocidad en donde las láminas comienzan a ondularse y se rompen en forma brusca y difusa. Esto ocurre en la llamada velocidad crítica. A velocidades mayores que la crítica los filamentos se dispersan de manera indeterminada a través de toda la corriente.

El tipo de flujo que existe a velocidades más bajas que la crítica se conoce como régimen laminar y a veces como régimen viscoso. Este régimen se caracteriza por el deslizamiento de capas cilíndricas concéntricas una sobre otra de manera ordenada. La velocidad del fluido es máxima en el eje de la tubería y disminuye rápidamente hasta anularse en la pared de la tubería.

A velocidades mayores que la crítica, el régimen es turbulento. En el régimen turbulento hay un movimiento irregular e indeterminado de las partículas del fluido en direcciones transversales a la dirección principal del flujo; la distribución de velocidades en el régimen turbulento es más uniforme a través del diámetro de la tubería que en régimen laminar. A pesar de que existe un movimiento turbulento a través de la mayor parte del diámetro de la tubería, siempre hay una pequeña capa de fluido en la pared de la tubería, conocida como la “capa periférica” o “subcapa laminar”, que se mueve en régimen laminar.

a) Velocidad media de flujo

El término “velocidad”, a menos que se diga lo contrario, se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal, la velocidad media de fluidos compresibles en tuberías puede calcularse mediante la fórmula dada a continuación: ^[20]

$$V = \frac{3,06 \cdot w}{d^2 \cdot \rho} \quad Ec. (2.46)$$

Donde:

V = Velocidad media de flujo. $\left(\frac{pie}{min} \right)$

ρ = Densidad $\left(\frac{Lbm}{pie^3} \right)$

d = Diámetro interior de la tubería (pulgadas)

w = Flujo másico $\left(\frac{Lbm}{min} \right)$

b) Número de Reynolds

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido y de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables, conocido como el número de Reynolds, puede considerarse como la relación de las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad. El número de Reynolds para fluidos compresibles puede calcularse como: ^[20]

$$Re = \frac{d \cdot v \cdot \rho}{\mu} = 0,482 \cdot \frac{Q \cdot Sq}{d \cdot \mu} \quad Ec. (2.47)$$

Donde:

Re = Numero de Reynolds

v = Velocidad media de flujo. $\left(\frac{pie}{min} \right)$

ρ = Densidad $\left(\frac{Lbm}{pie^3} \right)$

d = Diámetro interior de la tubería (pulgadas)

μ = Viscosidad dinámica (Centipoises).

Q = Caudal $\left(\frac{pie^3}{min} \right)$.

Sq = Gravedad específica.

2.13.3 Principios del flujo de fluidos compresibles en tuberías.

La determinación exacta de la pérdida de presión de un fluido compresible que circula por una tubería requiere un conocimiento de la relación entre presión y volumen específico; esto no es fácil de determinar para cada problema particular. Los casos extremos considerados normalmente son el flujo adiabático y el flujo isotérmico. El flujo adiabático se supone que ocurre en tuberías cortas y bien aisladas. Esto es debido a que no se transfiere calor desde o hacia la tubería, excepto la pequeña cantidad de calor que se produce por fricción que se añade al flujo. ^[20]

El flujo isotérmico o flujo a temperatura constante se considera que ocurre muy a menudo, en parte por conveniencia, o más bien, porque se acerca más a la realidad de lo que sucede en las tuberías. El caso extremo de flujo isotérmico sucede

en las tuberías de gas natural. Dodge y Thompson demuestran que el flujo de gas en tuberías aisladas está muy cerca del flujo isotérmico para presiones muy altas. ^[20]

Los factores de fricción, de acuerdo con el diagrama de Moody, se utilizan normalmente con las ecuaciones de flujo de fluidos compresibles. Sin embargo, si los factores de fricción de las fórmulas de Weymouth o Panhandle se pueden usar en las mismas formulas. El factor de fricción de Weymouth se define como: ^[20]

$$f = \frac{0,032}{d^{1/3}} \quad Ec. (2.48)$$

Donde:

f = Factor de fricción de Weymouth

d = Diámetro interior de la tubería (pulgadas)

Éste coincide con el factor de fricción de Moody para flujo completamente turbulento para tuberías de 20 pulgadas de diámetro interior. Sin embargo, los factores de fricción de Weymouth son mayores que los de Moody para pasos inferiores a 20 pulgadas y más pequeños para pasos superiores a 20 pulgadas El factor de fricción de Panhandle se define como: ^[20]

$$f = 0,1225 \cdot \left(\frac{d}{Q \cdot Sg} \right)^{0,1461} \quad Ec. (2.49)$$

Donde:

f = Factor de fricción de Panhandle.

d = Diámetro interior de la tubería (pulgadas).

$$Q = \text{Caudal} \left(\frac{pie^3}{min} \right).$$

Sq = Gravedad específica.

En la escala de flujos a que se limita la fórmula de Panhandle, se tienen factores de fricción inferiores a los obtenidos a partir de los datos de Moody así como para la fórmula de fricción de Weymouth. En consecuencia, los caudales obtenidos por la fórmula de Panhandle son normalmente mayores que los obtenidos por la fórmula simplificada para flujo compresible, con los factores de fricción de Moody o la fórmula de Weymouth. [20]

2.13.3.1 Pérdidas de presión en Tuberías.

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue: [20]

1. Rozamiento en las paredes de la tubería, que es función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, del diámetro interior de la tubería y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido.
2. Cambios de dirección del flujo.
3. Obstrucciones en el paso del flujo.
4. Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso del flujo.

El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia K en la ecuación: [20]

$$h_L = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ec. (2.50)}$$

Donde:

h_L = Pérdida de carga debido al flujo. (pies)

K = Coeficiente de resistencia.

g = Aceleración de Gravedad. (32,2 pies/seg²)

v = Velocidad media de flujo. $\left(\frac{\text{pie}}{\text{min}}\right)$

Se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio. Está siempre asociado con el diámetro al cual se refiere la velocidad. En la mayor parte de las válvulas o accesorios las pérdidas por fricción (punto 1 de los mencionados), a lo largo de la longitud real de flujo, son mínimas comparadas con las debidas a uno o más de los otros tres puntos mencionados. ^[20]

Por ello, el coeficiente de resistencia **K** se considera independiente del factor de fricción y del número de Reynolds, que puede tratarse como constante para cualquier obstáculo dado (por ejemplo, válvula o accesorio) en un sistema de tuberías bajo cualquier condición de flujo, incluida la de régimen laminar. ^[20]

^[20] La misma pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy:

$$h_L = \left(f \cdot \frac{L}{D}\right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Ec. (2.51)}$$

Donde:

h_L = Pérdida de carga debido al flujo. (pies)

f = Coeficiente de fricción.

L = Largo de la tubería en pies.

D = Diámetro en pies.

g = Aceleración de Gravedad. (32,2 pies/seg²)

v = Velocidad media de flujo. $\left(\frac{\text{pie}}{\text{min}}\right)$

De la ecuación anterior resulta:

$$K = \left(f \cdot \frac{L}{D}\right) \quad \text{Ec. (2.52)}$$

La caída de presión debida al flujo por tuberías de fluidos compresibles puede calcularse a partir de la fórmula de Darcy: ^[20]

$$\Delta P = 0,000\ 000\ 01959 \cdot \frac{Q^2 \cdot Sq^2}{d^4 \cdot \mu} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{d}\right) \quad \text{Ec. (2.53)}$$

Donde:

f = Factor de fricción de Panhandle.

d = Diámetro interior de la tubería. (plg)

Q = Caudal $\left(\frac{\text{pie}^3}{\text{min}}\right)$.

Sq = Gravedad específica.

μ = Viscosidad dinámica. (Centipoises)

Los coeficientes de resistencia K, para válvulas y accesorios se tienen en el Anexo C.

2.14 Fuerzas en barras compresoras.

Los esfuerzos internos sobre una sección transversal plana de un elemento estructural se definen como un conjunto de fuerzas y momentos estáticamente equivalentes a la distribución de tensiones internas sobre el área de esa sección.

2.14.1 Fuerza de tracción

En el cálculo de estructuras e ingeniería se denomina tracción a la fuerza que se somete a un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en sentido opuesto, y tienden a estirarlo.

Del “*ENGINEERING DATA BOOK*”^[15], se obtienen las siguientes formulas para calcular la fuerza de tracción:

$$F_T = A_P \cdot (P_d - P_S) - P_d \cdot A_B \quad \text{Ec. (2.54)}$$

2.14.2 Fuerza de compresión

La fuerza de compresión es la resultante de las tensiones que existe dentro de un sólido deformable o medio continuo, caracterizada porque tiende a una reducción de volumen o un acortamiento en determinada dirección.

Del “*ENGINEERING DATA BOOK*”^[15], se obtienen las siguientes formulas para calcular la fuerza de compresión:

$$F_C = A_P \cdot (P_d - P_S) + P_S \cdot A_B \quad Ec. (2.55)$$

Capítulo III

Descripción, especificaciones y detalles de plantas compresoras y compresores reciprocantes

En este capítulo se mostraran los detalles del proceso de compresión llevado a cabo en las Plantas Compresoras San Joaquín I y IV por los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412.

3.1 Estaciones de descarga

Es el sitio donde llega la mezcla petróleo-gas desde el pozo a través de la línea de flujo. Las funciones principales de una estación de flujo son: separación del crudo o líquidos presentes en el gas, la realización de pruebas individuales para pozos, almacenamiento y bombeo de crudo.

3.1.1 Líneas de Flujo

Tubería que conecta el cabezal de un pozo con el múltiple de producción de la estación de descarga a la cual esté conectado (**Figura 3.1**)



Figura 3.1. Líneas de flujo

3.1.2 Múltiples de Producción

Es la parte de un sistema de producción en el cual se mezcla la producción de varios pozos antes de ser enviada a los trenes de separación gas-petróleo. Consiste en varios tubos colocados en forma horizontal, paralelos unos con otros mediante los cuales la mezcla gas-petróleo se recolecta en un solo tubo para ser enviada a los separadores.



Figura 3.2. Múltiple de producción.

3.1.3 Sistemas de Recolección

Un sistema de recolección es uno o más segmentos de gasoducto, usualmente interconectados para conformar una red, que transporta gas desde una o más instalaciones de producción a la salida de una planta de procesamiento de gas.

3.2 Elementos de una planta compresora

Las plantas compresoras no están compuestas únicamente por las maquinas. El proceso de compresión requiere una serie de equipos que en conjunto realizan el trabajo de compresión. En las **Figuras 3.3 y 3.4**, se muestra el esquema típico de plantas compresoras. Entre los sistemas más importantes de una planta compresora se encuentran:

A) Depuradores o Separadores: Son recipientes cilíndricos que se encargan de retener las partículas líquidas o sólidas que arrastra el gas natural.

En la aspiración de una planta compresora, debe haber un depurador ya que por efectos de la variación de temperatura en el transporte del gas o ineficiencias en la separación del mismo, puede haber arrastre de líquidos. Así mismo, antes de cada etapa de compresión, existe un depurador ya que el gas comprimido y enfriado tiende a condensar sus componentes mas pesados formando líquidos que no deben entrar a los cilindros compresores.

B) Botellas anti-pulsantes: Las botellas anti-pulsantes son utilizadas para suavizar el flujo que entra o sale del cilindro compresor. Sin ellas, las pulsaciones del gas crearían vibraciones que podrían afectar la unidad compresora o los sistemas que conducen el gas.

C) Sistemas de enfriamiento: El proceso de compresión esta asociado al efecto de aumento de temperatura del gas natural, es por eso que después de una etapa de compresión es necesario el enfriamiento del gas. Así mismo, la maquina compresora requiere enfriamiento para su buen funcionamiento. Estas plantas compresoras utilizan intercambiadores de calor atmosféricos cuyos ventiladores están accionados por el motor de las unidades.

D) Sistemas de aire de instrumentos: La operación de las plantas compresoras depende en alto grado de sus sistemas de control, por tanto, es necesaria una fuente de aire limpio a una presión estable para los instrumentos.

Los sistemas de aire comprimido están conformados por varios compresores en paralelo que pueden ser combinados, es decir, algunos accionados eléctricamente y con apoyo de motores diesel para casos de falla eléctrica. El aire pasa por filtros que extraen la humedad y las partículas extrañas, y se acumulan en recipientes presurizados para garantizar un suministro seguro.

E) Sistemas de gas combustible: El gas combustible de las plantas normalmente es el mismo gas de compresión, pero es sumamente importante que las condiciones del mismo sean apropiadas para la operación del motor, para ello las plantas poseen un sistema de depuración y filtro del gas combustible.

F) Sistemas de paro de emergencia: Las instalaciones de gas son sumamente riesgosas, por tanto, poseen sistemas de seguridad que actúan en caso de: fuga de gas, incendio o explosión.

Los sistemas de seguridad de las plantas están conformados por detectores que envían señales a un panel de control o actúan directamente en el paro de emergencia. Los problemas que son capaces de detectar son: presencia de llama (detectores ultravioleta o infrarrojo), baja presión de aspiración, alta presión de aspiración, alta presión de descarga, alta temperatura de agua de enfriamiento, alto nivel de líquido, alta temperatura de descarga, etc.

En caso de presentarse alguno de estos problemas en una planta, el equipo de protección actúa parando las unidades compresoras, bloqueando la entrada y salida de gas de la planta, despresurizando los equipos y tuberías hacia el sistema de venteo.

3.3 Descripción de Plantas Compresoras

Se dará a conocer en forma detallada los procesos por los cuales pasa el gas cuando entra a las Plantas Compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

3.3.1 Descripción de la Planta compresora San Joaquín I

La planta compresora San Joaquín I está conformada principalmente por un compresor reciprocante, identificado como K-1, Ingersoll-Rand, modelo SVG-412, con fecha de fabricación del año 1956.

La principal función de esta planta es recibir 10 MMPCND de gas proveniente del sistema de recolección, a un nivel de presión de 450 psig y 90 °F, comprimiéndolo hasta 1200 psig y 250 °F, y descargarlo a la planta de Extracción San Joaquín, en forma segura.

El proceso, en condiciones normales de operación, se inicia cuando ingresa a la planta compresora San Joaquín I, por la línea de 6" de diámetro, 10 MMSCFD de gas, a una presión de 450 psig y 90 °F, provenientes de la Estación de Descarga San Joaquín I. Sobre esta línea se encuentra la válvula de entrada a la planta K459049 y luego la placa orificio de entrada 91330210, marca Daniel, con diámetro de orificio de 4,5" para medición del flujo de entrada. Seguidamente pasa por la placa orificio de la succión 56403, marca Daniel, diámetro de orificio 4,5".

Inmediatamente de pasar la placa orificio la línea cae al cabezal de entrada, de 8" de diámetro, desde donde sale una línea de 6" de diámetro, donde está ubicada la válvula, marca Kitz, sin serial visible. Luego el flujo pasa al separador de entrada E-1124, marca King Tool. En el separador de entrada parte del gas condensa y los líquidos caen por gravedad a la bota de cada recipiente, desde donde son drenados hacia el sistema de recolección de condensados. Por la parte superior del separador E-1124, el gas sale por una línea de 6" de diámetro, que se reduce a una línea de 4" de diámetro a la entrada de las botellas anti-pulsantes de succión del compresor reciprocante.

El compresor Ingersoll-Rand, serial 12CS598, modelo SVG-412, año 1956; llamado “k-1” se instaló en 1961, es de tipo recíprocante, de doble acción. En este equipo, el elemento principal de compresión es un pistón que se mueve alternativamente dentro de un cilindro, con lo que se logra la reducción del volumen y elevar la presión del gas; tienen válvulas auto-accionadas las cuales abren y cierran según la diferencia de presión que exista a través de ellas.

La descarga del compresor recíprocante es conducida, por una línea de 4” de diámetro hacia las botellas anti-pulsantes de descarga, luego el flujo se dirige hacia el enfriador. El enfriador marca AIR-X-CHANGE, 774040 C, modelo 81F2, contiene dos ventiladores de 81” de diámetro y 106 líneas de paso. El gas a ser enfriado circula a través de las líneas de paso, aumentando así el área de transferencia de calor; el intercambio de calor se lleva a cabo con el aire a temperatura ambiente mediante convección forzada por ventiladores.

Desde el enfriador el flujo se dirige por una línea de 4”, hacia el depurador de salida E-1123, marca King Tool. El flujo sale por la parte superior del depurador por una línea de 4”, donde se encuentra la válvula, marca MCT de 4”, sin serial visible.

Luego la línea se conecta con el cabezal de descarga de 6” de diámetro. Del cabezal de descarga sale una línea de 6” diámetro, donde se encuentra la placa orificio 90320450, marca Daniel, con diámetro de orificio de 3,75” para medición del flujo de descarga. Seguidamente se encuentra con la válvula de bloqueo B6C1573, marca MCT de 6”, para finalmente dirigirse hacia Extracción San Joaquín por el gasoducto de 20” Santa Ana. En la **Figura 3.3** se muestra un esquemático de la Planta Compresora San Joaquín I.

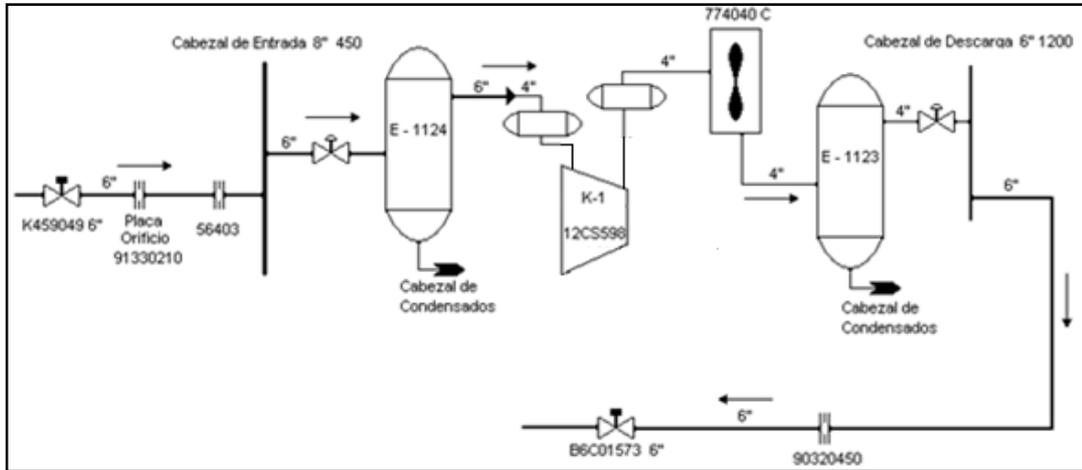


Figura 3.3. Esquemático de proceso de la planta compresora San Joaquín I

3.3.2 Descripción de la Planta compresora San Joaquín IV

La planta compresora San Joaquín IV está formada principalmente por dos compresores, “K-2” y “K-3”, Ingersoll-Rand, modelo SVG-412, con fecha de fabricación de los años, 1956 y 1967, respectivamente.

La principal función de esta planta es recibir 20 MMSCFD de gas proveniente de las Estaciones de Descarga de San Joaquín, a un nivel de presión de 450 psig y 90 °F, común a los dos compresores que la integran, con capacidad para comprimir cada uno 10 MMSCFD de gas hasta 1200 psig y 250 °F, y descargarlo a las plantas de extracción de líquidos de San Joaquín en forma segura.

El proceso en condiciones normales de operación, se inicia cuando ingresa a la planta compresora San Joaquín IV por la línea 6” de diámetro, 20 MMSCFD de gas, a una presión de 450 psig y 90 °F, provenientes de los campos de producción de San Joaquín. Sobre esta línea se encuentra la placa orificio F67029 que permite medir el gas de entrada a planta, la misma es marca Daniel, cuyo diámetro de orificio es de 4”.

Luego de pasar la placa orificio la línea se expande a 8" de diámetro, y el flujo pasa al separador de entrada E-1118, marca Peerless MFG CO. En el separador de entrada, parte del gas condensa y los líquidos caen por gravedad a la bota de cada recipiente, desde donde son drenados hacia el sistema de recolección de condensados. Por la parte superior del separador, el gas sale por una línea de 8" de diámetro y pasa por la placa orificio 76S280H, marca Daniel, diámetro de orificio 5" para medición del gas de succión a planta, luego cae al cabezal de entrada de 10" de diámetro.

Del cabezal de entrada se derivan dos líneas de 6" de diámetro y sobre estas líneas se encuentran conectadas las válvulas P6B02511, marca MCT, de 6" en la línea del compresor K-2 y la válvula 151799, marca Cameron, de 6" en la línea del compresor K-3. Ambas líneas se reducen a un diámetro de 4" en la entrada de las botellas anti-pulsantes de succión del compresor.

El compresor "K-2" Ingersoll-Rand, serial 12CS577, modelo SVG-412, año de fabricación 1956, y el compresor "K-3", Ingersoll-Rand, serial 12CS1501, modelo SVG-412, año de fabricación 1967, ambos de tipo recíprocante de doble acción. En estos equipos el elemento principal de compresión es un pistón que se mueve alternativamente dentro de un cilindro, lográndose así la reducción del volumen necesaria para elevar la presión del gas a comprimir, normalmente tienen válvulas auto-accionadas las cuales abren y cierran según la diferencia de presión que exista a través de ellas. La descarga de los compresores recíprocantes K-2 y K-3 es conducida por líneas de 4" de diámetro hacia las botellas anti-pulsantes de descarga, luego el flujo se dirige hacia los enfriadores 774040 A y 774040 B, respectivamente. Ambos enfriadores son marca AIR-X-CHANGE, modelo 81F2, los cuales contienen dos ventiladores de 81" de diámetro y 106 líneas de paso. El gas a ser enfriado circula a través de las líneas de paso, aumentando así el área de transferencia de calor; el intercambio de calor se lleva a cabo con el aire a temperatura ambiente mediante convección forzada por ventiladores.

Desde los enfriadores, el flujo se dirige por líneas de 4" a los depuradores de salida, marca King Tool; E-1121 para el K-2, y E-1122 para el K-3. El flujo sale por la parte superior de los depuradores por líneas de 4", a estas líneas se conectan las válvulas B4C03058 y B4T00216, marca MCT de 4". Seguidamente, las líneas se conectan con el cabezal de descarga de 8" que se reduce a 6" hacia la salida de la planta, sobre esta línea se encuentra la placa orificio 77S215H para medición del gas de descarga de planta, marca Daniel de diámetro de orificio de 4". Por último, se encuentra con la válvula P6B02511, marca MCT, de 6" de diámetro, para finalmente dirigirse hacia las plantas de extracción de líquidos de San Joaquín. En la **Figura 3.4** se muestra un esquemático de la planta compresora San Joaquín IV.

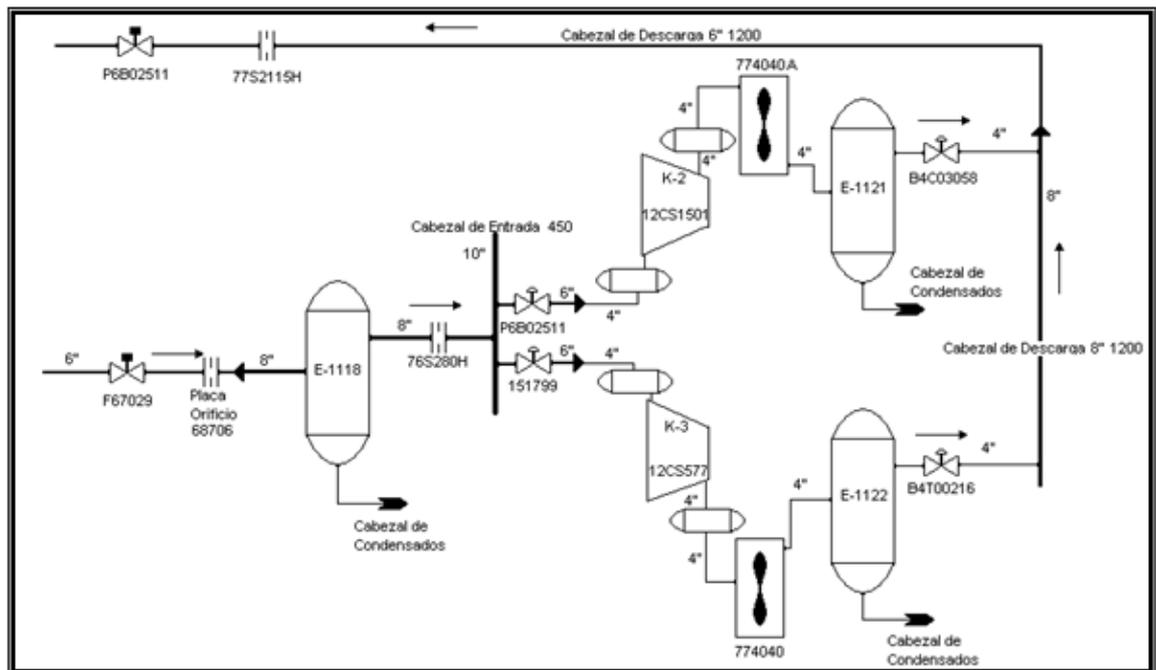


Figura 3.4. Esquemático de proceso de la planta compresora San Joaquín IV.

3.4 Descripción general del compresor recíprocante Ingersoll-Rand SVG-412.

El compresor recíprocante Ingersoll-Rand, modelo SVG-412, cuenta con cuatro cilindros compresores de doble acción posicionados del lado derecho de la máquina, estos cilindros son enfriados por agua y lubricados con aceite tipo MOTORGAS W, cumple con los requerimientos del nivel de servicio API CF y ha sido especialmente desarrollado para cumplir con los requerimientos de lubricación de los motores de cuatro tiempos a gas natural, en los cuales se requiere un aceite con contenido de ceniza menor a 0,5% en peso, con la finalidad de disminuir el desgaste adhesivo que ocurre en los asientos de las válvulas. Cuenta con dos válvulas para la descarga y dos para la succión del gas de proceso, además algunos cilindros compresores cuentan con bolsillos variables en el cabezal externo de la camisa del cilindro, estos bolsillos variables reducen la producción de cada cilindro pero es una técnica usada para controlar la potencia máxima disponible para la compresión del gas de proceso.

El pistón compresor de cada unidad compresora está acoplado a un motor de combustión interna a gas, que funciona en ciclo Otto, cuenta con doce cilindros en “V” donde la admisión se produce en forma natural. El motor tiene una potencia al freno de 660 HP, girando a 400 RPM. El motor es lubricado por aceite MOTORGAS W y enfriado por agua.

El acople entre los cilindros compresores y el motor se produce mediante dos barras (una conectada al cigüeñal del motor y otra conectada al pistón compresor) conectadas por una cruceta que se encarga de transformar el movimiento de rotación del cigüeñal en el movimiento lineal que requiere el pistón compresor para realizar el trabajo de compresión.

Tiene acoplado, además de los cilindros compresores, dos ventiladores colocados en serie para el enfriamiento del gas de proceso, aceite de lubricación y agua de enfriamiento.

3.4.1 Componentes Principales

a) Bancada

Las bancadas están diseñadas para soportar las fuerzas alternativas producidas por los pistones. Están fabricadas de hierro colado, y su estructura es lo bastante fuerte como para soportar la parte superior del motor. Sirven de punto de apoyo del cigüeñal del motor, teniendo cubos maquinados y alineados sobre los cuales se montan los cojinetes antifricción. Las tapas de los cojinetes están marcadas, por lo que durante desarme y rearme, esto debe ser tomado en cuenta para no instalar tapas fuera de posición.

La lubricación para los diferentes cojinetes y puntos de apoyo en el bloque de cilindros está provista por conductos taladrados conectados con la galería principal, la cual va a través de todo el bloque.

b) Cigüeñal

Es un elemento de vital importancia en un motor reciprocante. Las funciones principales son: la transformación del movimiento unidireccional del pistón en movimiento rotativo, la transmisión de la potencia generada por el motor, y la transmisión de movimiento a otros miembros del conjunto como árbol de levas, la bomba de agua y otros. El cigüeñal está soportado por los cojinetes en los puntos llamados muñones, estos están montados en la bancada y se conectan a los pistones mediante bielas.

Mediante conductos taladrados que se extienden en diagonal desde los muñones principales a través de los cuerpos de balanceo, se conduce el aceite a presión de los cojinetes de las bielas. Para evitar fugas en el lado del volante, se utiliza un sello tipo empaquetadura, revestido de grafito. El muñón delantero del cigüeñal controla el juego axial. Los cojinetes de empuje axial son sencillos y están compuestos por anillos de empujes de dos piezas de bronce, los cuales soportan las cargas axiales generadas en el conjunto.

Cuando se realizan trabajos de mantenimiento en cigüeñales que tienen contrapesos de balanceo, no se deben quitar ni aflojar las contrapesas por ningún motivo.

La inspección del cigüeñal debe ser realizada por lo menos una vez al año, por lo que se debe registrar el valor de la deflexión. Es importante que las personas que realicen esta actividad no tomen como valor patrón de deflexión máxima permitida, algún valor que recuerden. Lo apropiado es que revisen el manual del fabricante.

c) Crucetas

Las crucetas son elementos encargados de convertir el movimiento rotativo del cigüeñal en movimiento alternativo lineal. Son utilizadas en ciertos casos para los pistones de potencia y/o pistones de compresión. Su empleo reduce el tamaño del equipo. Están montadas entre la biela y el vástago. La biela es la que entrega la potencia, y el vástago la transmite al pistón.

El conjunto está formado por dos componentes: la guía o la parte fija y la cruceta como tal. Las superficies en contacto entre la guía y el cilindro, y entre la guía y la estructura del compresor, deben ser maquinadas con gran precisión para permitir el desplazamiento entre las partes, sin mayor fricción y garantizar la alineación de las

mismas. En estas piezas, y las tolerancias de ensamblaje deben ser mantenidas según las especificaciones del fabricante, ya que de lo contrario se originan problemas de desalineación, con el consiguiente paro de la unidad.

La cruceta se desliza sobre una guía, y sirve para conectar la biela con el vástago (barra) del compresor. La cruceta tiene un pasador y una bocina para la conexión con la biela, mientras que para la conexión con el vástago, posee una perforación roscada, que mediante una tuerca, se proporciona la longitud adecuada para el correcto funcionamiento. La **Figura 3.5** muestra una cruceta y su pasador.

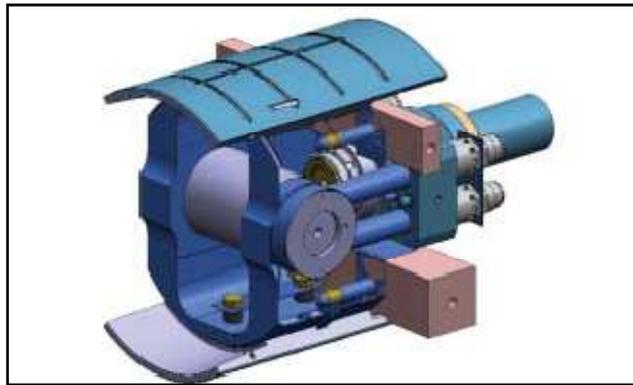


Figura 3.5. Cruceta de un cilindro compresor.

d) Pistón del Compresor

El pistón del compresor, es el elemento encargado de entregar la energía al gas que se comprime.

Los pistones del compresor reciprocante Ingersoll-Rand SVG-412 son contruidos en diferentes diámetros, que van desde 4" hasta 6", y se pueden fabricar en acero nodular, aluminio y hierro fundido. La **Figura 3.8** muestra un pistón compresor.

e) Anillos del pistón

Los anillos del pistón, cumplen las siguientes funciones: evitar el paso de la compresión de una cámara a otra, reducir la fricción entre el pistón y cilindro y la distribución del lubricante.

La selección del material de los anillos, depende de las condiciones del servicio y del gas a ser comprimido. Entre los materiales que se encuentran en el mercado están: bronce, termoplásticos, laminado a base de resina y un elemento endurecedor, y teflón.

Los anillos del compresor recíprocante Ingersoll-Rand SVG-412 son contruidos en diferentes diámetros, que van desde 4" hasta 6", y se fabrican en cobre, posee una dureza brinell de 38 y un coeficiente de expansión térmica de $0,000017\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.

f) Bielas de Fuerza y Compresora

La biela es el elemento de conexión entre el pistón y el cigüeñal, transmitiendo el movimiento recíprocante del pistón. Durante un ciclo normal de trabajo, la biela esta sometida a cargas de tracción y compresión de forma alternada, por esto se construyen de acero forjado de gran calidad.

Para permitir el paso de lubricantes al cojinete y al pasador de la biela se perforan canales de lubricación a lo largo de ésta. Estos canales también se utilizan a fin de suministrar aceite para enfriamiento del pistón.

Se conoce como biela de fuerza, a la encargada de transmitir la potencia generada en la combustión como un torque al eje del cigüeñal.

Las bielas compresoras están montadas sobre el cigüeñal del motor, estas se acoplan a la cruceta, a la cual está unido el pistón compresor.

g) Vástago o Barra del pistón Compresor

Este elemento es el encargado de transmitir el movimiento alternativo lineal al pistón compresor. Un extremo va roscado a la cruceta y mantenido en posición mediante una tuerca, mientras que el otro va montado en el pistón mediante un pasador. (Ver Figura 3.8).

El vástago es una parte crítica en el diseño de un compresor, ya que está sometido de manera alternativa a esfuerzos de compresión y de tracción. Cada fabricante especifica la carga máxima a la que puede ser sometida la barra sin producir daños en él. El operador nunca deberá exceder estos valores los cuales están ligados con la presión de succión y de descarga del compresor.

Durante el mantenimiento, el vástago debe ser inspeccionado para verificar su estado. Los puntos de especial interés son: las roscas, las cuales deben estar en buenas condiciones, y el diámetro del vástago, especialmente en las zonas donde está en contacto con los sellos para certificar que no exista desgaste en la zona, garantizando así el sello entre las superficies.

La fuerza máxima de tensión o compresión que soporta la barra del compresor es de 20 000 Lbf.

h) Cilindros del compresor

Para el compresor, los cilindros son los elementos que limitan el volumen de gas a manejar, además de servir de guía al pistón.

Los tamaños de los cilindros varían entre dimensiones que van desde diámetros de 4" hasta 6" (igual que los pistones). Los materiales utilizados varían de acuerdo con la presión de trabajo del cilindro. Entre los materiales utilizados están: hierro fundido para presiones de hasta 1500 psig, hierro nodular para presiones de hasta 2000 psig (de este material son los cilindros del compresor Ingersoll-Rand SVG-412); acero fundido para valores de hasta 6000 psig y acero forjado para presiones mayores de 6000 psig. (**Ver Figura 3.8**).

i) Válvulas del Compresor

Las válvulas de los compresores, son piezas instaladas en el cilindro cuya función es permitir que el gas fluya en una dirección, bien entrando o saliendo en el cilindro compresor. Básicamente, una válvula para el compresor, requiere de tres elementos para realizar su función. Estos son: el asiento de la válvula, el componente sellador y el resguardo que detiene el elemento sellador.

Existen varios tipos de válvulas en el mercado, pero las más conocidas son: Válvulas Tipo Plato y Válvulas Tipo Canal, las cuales se pueden observar en las **Figuras 3.6 y 3.8**.



Figura 3. 6. Válvula Compresora tipo Canal.

Fuente: PDVSA GAS Anaco 2010.

j) Bolsillos de espacio muerto

Con los bolsillos de espacio muerto se puede regular la capacidad y potencia del compresor, este accesorio varía el espacio muerto del cilindro a voluntad del operador, en forma manual. En la **Figura 3.8** se muestra un bolsillo de volumen fijo.

3.5 Fichas técnica de los Compresores reciprocantes Ingersoll-Rand

Se presentan las fichas técnicas de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand las cuales contienen los datos de identificación del equipo, parámetros de diseño, características de compresores reciprocantes y parámetros de operación.

3.5.1 Ficha técnica del compresor recíprocante Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Tabla 3.1. Ficha técnica compresor “k-1”.

DATOS DE IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO			
SERIAL DEL EQUIPO		12CS598	
NOMBRE DEL FABRICANTE	INGERSOLL-RAND	MODELO DEL FABRICANTE	SVG-412
AREA GEOGRAFICA	AMA	CAMPO	SAN JOAQUIN
CATEGORÍA DE LA INSTALACIÓN	PLANTA COMPRESORA	NOMBRE DE LA INSTALACIÓN	SAN JOAQUIN I
SITUACIÓN OPERACIONAL DEL EQUIPO	OPERATIVO	MODO DE UTILIZACION DURANTE FASE OPERATIVA	OPERACIÓN CONTINUA
CATEGORIA DE OPERACIÓN	CONTROL MANUAL	FECHA DE INSTALACIÓN O INICIO DE OPERACIÓN	1961
TIPO	RECIPROCANTE	APLICACIÓN	COMPRESIÓN DE GAS
PARAMETROS DE DISEÑO			
TIPO DE ESTRUCTURA	CÁMARA PARTIDA VERTICAL (BARRIL)	SELLO DE EJE	MECÁNICO
PRESIÓN DE SUCCIÓN – DISEÑO	450 PSIG	REFRIGERADOR INTERMEDIO ADAPTADO	SI
PRESIÓN DE DESCARGA – DISEÑO	1250 PSIG	SISTEMA DE SELLO DE EJE	INDEPENDIENTE
FLUJO – DISEÑO	10 MMSCFD	COJINETE RADIAL	ANTIFRICCIÓN
TEMPERATURA DE DESCARGA – DISEÑO	250 °F	VELOCIDAD	400 RPM
POTENCIA AL EJE DISEÑO	660 HP	TIPO DE ACCIONADOR	MOTOR DE GAS
ACOPLAMIENTO	FIJO	COJINETE DE EMPUJE	ANTIFRICCIÓN

COMPRESORES RECIPROCANTES			
CONFIGURACIÓN DEL CILINDRO	LINEAL	PRINCIPIO DE TRABAJO	DOBLE ACCIÓN
ORIENTACIÓN DEL CILINDRO	HORIZONTAL	TIPO DE EMPAQUE	LUBRICADO
PARAMETROS DE OPERACIÓN			
PRESIÓN DE SUCCIÓN OPERACIÓN	440 PSIG	TEMPERATURA DE DESCARGA OPERACIÓN	270 °F
PRESIÓN DE DESCARGA OPERACIÓN	1035 PSIG	FLUJO	9 MMSCFD

3.5.2 Ficha técnica de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412 “K-2” y “K-3”.

Tabla 3.2. Ficha técnica compresores “k-2” y “k-3”.

DATOS DE IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO			
SERIAL DE LOS EQUIPOS	12CS577 Y 12CS1501		
NOMBRE DEL FABRICANTE	INGERSOLL-RAND	MODELO DEL FABRICANTE	SVG-12
AREA GEOGRAFICA	AMA	CAMPO	SAN JOAQUIN
CATEGORÍA DE LA INSTALACIÓN	PLANTA COMPRESORA	NOMBRE DE LA INSTALACIÓN	SAN JOAQUIN IV
SITUACIÓN OPERACIONAL DEL EQUIPO	OPERATIVOS	MODO DE UTILIZACION DURANTE FASE OPERATIVA	OPERACIÓN CONTINUA
CATEGORIA DE OPERACIÓN	CONTROL MANUAL	FECHA DE INSTALACIÓN O INICIO DE OPERACIÓN	1956 Y 1967
TIPO	RECIPROCANTE	APLICACION	COMPRESIÓN DE GAS

PARAMETROS DE DISEÑO			
TIPO DE ESTRUCTURA	CÁMARA PARTIDA VERTICAL	SELLO DE EJE	MECÁNICO
PRESIÓN DE SUCCIÓN – DISEÑO (PRIMERA ETAPA)	450 PSI	REFRIGERADOR INTERMEDIO ADAPTADO	SI
PRESIÓN DE DESCARGA – DISEÑO (ÚLTIMA ETAPA)	1250 PSI	SISTEMA DE SELLO DE EJE	INDEPENDIENTE
FLUJO – DISEÑO	10 MMSCFD	COJINETE RADIAL	ANTIFRICCIÓN
TEMPERATURA DE DESCARGA – DISEÑO	250 °F	VELOCIDAD	400 RPM
ENERGÍA – DISEÑO	660 HP	TIPO DE ACCIONADOR	MOTOR DE GAS
ACOPLAMIENTO	FIJO	COJINETE DE EMPUJE	ANTIFRICCIÓN
COMPRESORES RECIPROCANTES			
CONFIGURACIÓN DEL CILINDRO	LINEA	PRINCIPIO DE TRABAJO	DOBLE ACCIÓN
ORIENTACIÓN DEL CILINDRO	INCLINADO	TIPO DE EMPAQUE	LUBRICADO
PARAMETROS DE OPERACIÓN (K-2)			
PRESIÓN DE SUCCIÓN OPERACIÓN	420 PSIG	TEMPERATURA DE DESCARGA OPERACIÓN	270 °F
PRESIÓN DE DESCARGA OPERACIÓN	1043 PSIG	FLUJO	9,4 MMSCFD
PARAMETROS DE OPERACIÓN (K-3)			
PRESIÓN DE SUCCIÓN OPERACIÓN	420 PSIG	TEMPERATURA DE DESCARGA OPERACIÓN	270 °F
PRESIÓN DE DESCARGA OPERACIÓN	1043 PSIG	FLUJO	9,2 MMSCFD

3.6 Características adicionales de los Compresores Reciprocantes

Se esta sección se mostraran características adicionales de los compresores reciprocantes que son necesarias para realizar el estudio.

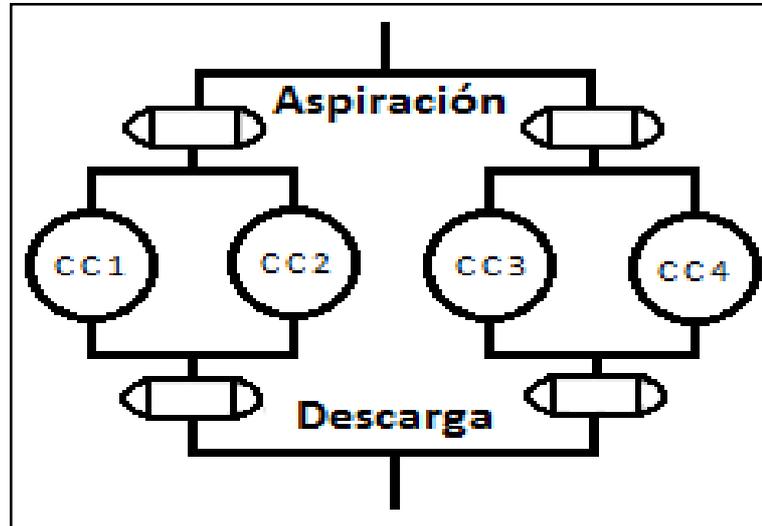


Figura 3.7. Configuración cilindros compresores de compresores recíprocos Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, “k-2” y “k-3”.

3.6.1 Características adicionales del compresor recíprocante Ingersoll-rand SVG-412 “K-1”.

Tabla 3.3. Características adicionales del compresor “k-1”.

PARAMETROS	C.C. 1	C.C. 2	C.C. 3	C.C. 4
Carrera (Pulgadas)	12	12	12	12
Diámetro barra (Pulgadas)	2	2	2	2
Número de cilindro y Porta-cruceta	1	2	3	4
Diámetro cilindro (Pulgadas)	4,125	4	5,5	5,5
Máxima presión de trabajo (psig)	2500	2500	1350	1350
% VMN _{LC} (lado Cabezal)	27,59	28,6	16,45	16,45
% VMN _{LB} (lado barra)	27,86	28,9	16,38	16,38
% Volumen del bolsillo por pulgadas	12,6	0	30	30
Abertura del bolsillo en pulgadas	0	0	0	1

3.6.2 Características adicionales del compresor recíprocante Ingersoll-rand SVG-412 “K-2”.

Tabla 3.4. Características adicionales del compresor “k-2”.

PARAMETROS	C.C. 1	C.C. 2	C.C. 3	C.C. 4
Carrera (Pulgadas)	12	12	12	12
Diámetro barra (Pulgadas)	2	2	2	2
Número de cilindro y Porta-cruceta	1	2	3	4
Diámetro cilindro (Pulgadas)	4,375	4,375	5,5	5,5
Máxima presión de trabajo (psig)	2500	2500	1350	1350
% VMN _{LC} (lado Cabezal)	25,56	25,56	16,45	16,45
% VMN _{LB} (lado barra)	25,77	25,77	16,375	16,375
% Volumen del bolsillo por pulgadas	0	0	35	35
Abertura del bolsillo en pulgadas	0	0	1	1

3.6.3 Características adicionales del compresor recíprocante Ingersoll-rand SVG-412 “K-3”.

Tabla 3.5. Características adicionales del compresor “k-3”.

PARAMETROS	C.C. 1	C.C. 2	C.C. 3	C.C. 4
Carrera (Pulgadas)	12	12	12	12
Diámetro barra (Pulgadas)	2	2	2	2
Número de cilindro y Porta-cruceta	1	2	3	4
Diámetro cilindro (Pulgadas)	4,375	4,375	6	6
Máxima presión de trabajo (psig)	2500	2500	1350	1350
% VMN _{LC} (lado Cabezal)	25,56	25,56	12,4	12,4
% VMN _{LB} (lado barra)	25,77	25,77	12,2	12,2
% Volumen del bolsillo por pulgadas	0	0	65	65
Abertura del bolsillo en pulgadas	0	0	1	1

3.7 Parámetros de paro de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412.

Se presenta una tabla con los parámetros y los valores máximos o mínimos que pueden ser alcanzados durante la operación de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412, cuando alguno estos valores son alcanzados el compresor se apaga automáticamente.

Tabla 3.6. Parámetros de parada de los compresores.

Parámetros	Valores Máximos o Mínimos
Baja Presión de Succión (B. P. S.)	410 psig
Alta Presión de Succión (A. P. S)	460 psig
Alta presión de descarga (A. P. D.)	1185 psig
Baja Presión de Agua (B. P. Ag.)	15 psig
Baja Presión de Aceite (B. P. Ac.)	25 psig
Alta Temperatura de Agua (A. T. Ag)	190 °F
Alta Temperatura de Descarga (A.T.D)	290 °F

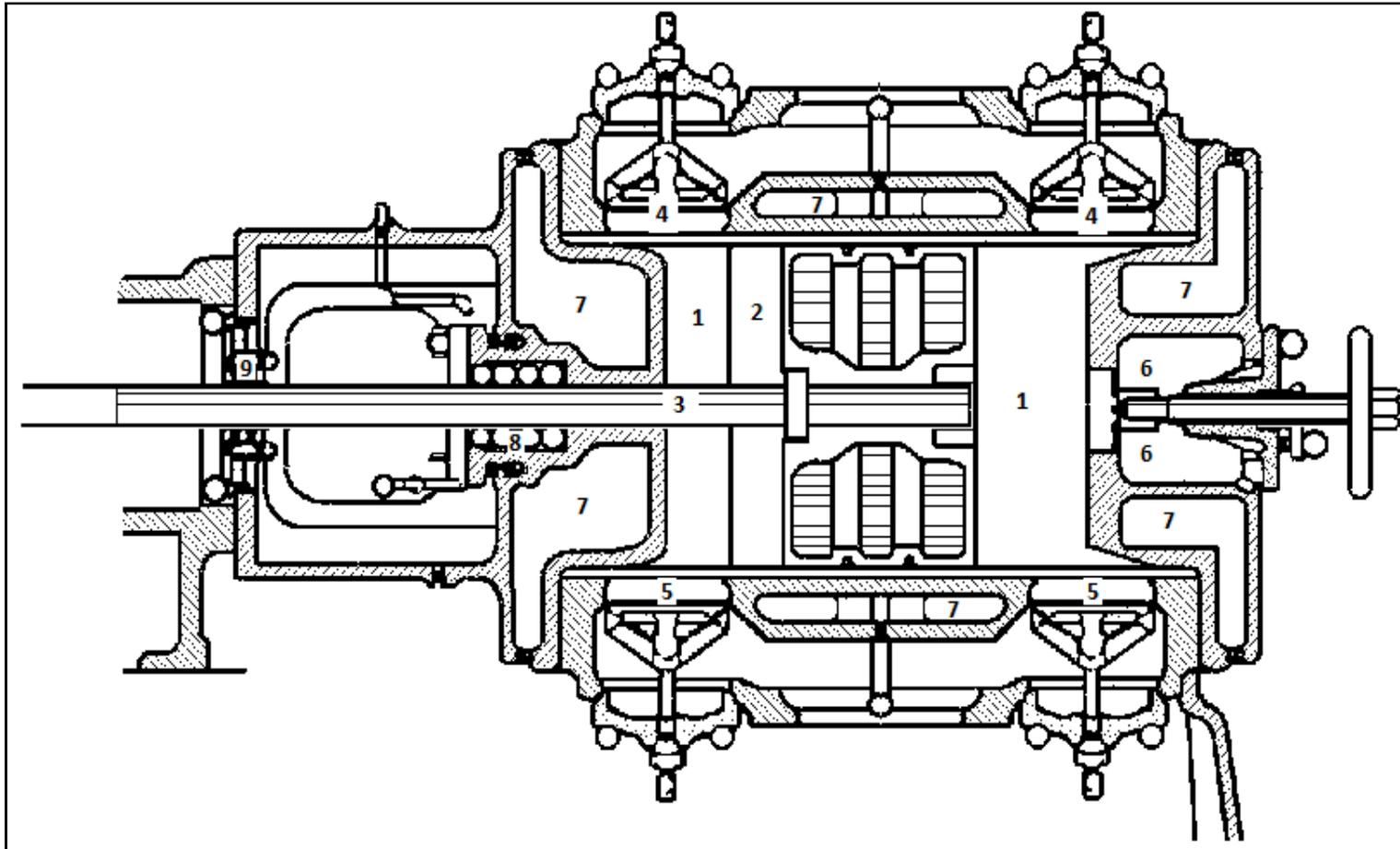


Figura 3.8. Corte transversal de un cilindro compresor. 1) Cámara de compresión. 2) Pistón compresor. 3) Barra del compresor. 4) Válvulas de succión. 5) Válvulas de descarga. 6) Bolsillo de espacio muerto fijo. 7) Pasajes de agua de enfriamiento. 8) Sello de gas. 9) Sello de aceite.

Capítulo IV

Descripción del software **COMPRESSION PERFORMANCE**

En este capítulo se describirá el software usado para realizar cálculos de compresión que se utilizó en este trabajo de grado.

4.1 Descripción del software COMPRESSION PERFORMANCE

Este Software simula el funcionamiento de compresores recíprocos y fue desarrollado por Glenn Davis para CORPOVEN ANACO. Este programa de computación es el usado por los ingenieros de PDVSA Gas Anaco para realizar predicciones o estimaciones en el funcionamiento de los compresores cuando se requiere de una herramienta que realice rápidos cálculos, con un error del 5 % según su fabricante.

Para poder hacer uso del programa, es necesario tener conocimientos previos de compresores recíprocos, así como el contar con una cromatografía del gas donde se muestre la naturaleza de este y los porcentajes molares del mismo.

El programa cuenta con dos sub-programas o aplicaciones los cuales son el COMPRES y el GASDAT, el primero sirve para simular el proceso de compresión, y el segundo sirve para calcular las propiedades promedio de la mezcla de gas.

Características generales:

- El programa trabaja por medio de ventanas o pantallas las cuales van cambiando de acuerdo como se va avanzando en el llenado de datos.
- Cuando se pide elegir alguna opción, el cursor indicará donde ingresar el dato, por medio del teclado así como las opciones disponibles, y se ingresará el número deseado y con <enter> pasará al siguiente dato.
- El llenado de datos es por medio del teclado y el cursor indica la posición en la que se ingresará dicho dato; una vez ingresado todos los datos en la ventana correspondiente el programa al pulsar <enter> automáticamente pasará a la siguiente.

- En caso que sea necesario corregir los datos ya ingresados, estos no podrán ser modificados, se tendrá que cerrar la ventana y comenzar de nuevo con el ingreso de estos, tampoco hay formas de regresar a la ventana anterior.
- El programa fue hecho en el sistema inglés, por lo que se deben ingresar los datos en este sistema.

En este programa se puede prever el comportamiento de compresores reciprocantes en dos modalidades: Funcionamiento Teórico y Operacional. Además en este software se puede calcular las propiedades físicas del gas introduciendo las características químicas del gas.

4.2 Parámetros necesarios para el GASDAT

Se deben conocer los porcentajes en base molar de los siguientes gases que componen el gas natural:

1. Nitrógeno (N_2)
2. Dióxido de Carbono (CO_2)
3. Azufre (H_2S)
4. Metano
5. Propano
6. Iso-Butano
7. Normal-Butano
8. Iso-Pentano
9. Normal-Pentano
10. Hexano
11. Heptano

12. Octano
13. Nonano
14. Vapor de agua

4.3 Parámetros que genera el GASDAT.

1. Peso Molecular
2. Gravedad Especifica
3. Temperatura Critica
4. Presión Critica
5. Relación de calores específicos a 50 °F
6. Relación de calores específicos a 150 °F
7. Relación de calores específicos a 300 °F

4.4 Parámetros necesarios para correr el COMPRES

1. Número de la unidad.
2. Relación de calores específicos @50°F y @300°F.
3. Temperatura ambiente.
4. Número de etapas.
5. Carrera del pistón en pulgada de los cilindros compresores.
6. Diámetro de la barra del cilindro compresor en pulgadas.
7. Las R.P.M. a la cual gira el cigüeñal de los cilindros compresores.
8. N° de cilindros de esa etapa.
9. El diámetro del cilindro compresor en pulgadas.

10. El cilindro compresor es de simple acción (comprime en un solo lado) o doble acción (comprime en los dos lados).
11. Los espacios muertos de diseño del lado del cabezal y del lado de la barra, debe colocarse en el software los valores en porcentaje.
12. El espacio muerto que se agrega por los bolsillos variables.
13. Eficiencia mecánica de la maquina.
14. Los cilindros compresores tienen TAILROD, es decir la barra guía que se le coloca a los compresores en el cabezal del pistón.
15. Compresores trabajan en una unidad separada o contra el cigüeñal del motor.
16. Presión de aspiración a la cual se quiere simular la compresión, en psig.
17. Temperatura de aspiración del gas de proceso, en °F.
18. Presión de descarga del compresor, en psig.

4.5 Parámetros que genera el COMPRES

1. Relación de Compresión.
2. Perdidas por Etapa.
3. Número de cilindro.
4. Diámetro de la camisa del cilindro compresor.
5. Porcentajes de volumen muerto de diseño.
6. Eficiencia volumétrica de succión.
7. Eficiencia volumétrica de descarga.
8. Eficiencia volumétrica promedio.

9. Eficiencia volumétrica calculada.
10. Pie cúbico por minuto a condiciones de entrada lado externo.
11. Pie cúbico por minuto a condiciones de entrada lado interno.
12. Fuerza a compresión que se ejercerá sobre la barra.
13. Fuerza a tensión que se ejercerá sobre la barra.
14. Caballos de fuerza que consumirá esta etapa en el proceso de compresión.
15. Millones de gas que maneja diario el compresor.
16. Relación de calores específicos promedio.
17. Exponente de compresión.
18. Factor de compresibilidad en la succión.
19. Factor de compresibilidad en la descarga.
20. HP consumidos solo por el gas.
21. HP consumidos por la etapa.
22. HP consumidos por cada millón de pies cúbicos de gas.

4.6 Ecuaciones que maneja el software COMPRESSION PERFORMANCE.

$$P_M = \sum_i^n y_i \cdot P_{Mi} \quad \text{Ec. (4.1)}$$

Donde:

P_M = Peso molecular de la mezcla.

P_{Mi} = Peso molecular del componente.

y_i = Fracción molar del componente.

$$P'_C = \sum_i^n y_i \cdot P_{Ci} \quad \text{Ec. (4.2)}$$

Donde:

P'_C = Presión pseudocrítica de la mezcla (psia).

P_{Ci} = Presión crítica del componente (psia).

y_i = Fracción molar del componente.

$$T'_C = \sum_i^n y_i \cdot T_{Ci} \quad \text{Ec. (4.3)}$$

Donde:

T'_C = Temperatura pseudocrítica de la mezcla (°R).

T_{Ci} = Temperatura crítica del componente (°R).

y_i = Fracción molar del componente.

$$\bar{C}_{Pm} = \sum_i^n y_i \cdot \bar{C}_{Pi} \quad \text{Ec. (4.4)}$$

Donde:

\bar{C}_{Pm} = Calor específico de la mezcla a presión constante $\left(\frac{Btu}{Lbmol \cdot R} \right)$

\bar{C}_{Pi} = Calor específico del componente a presión constante $\left(\frac{Btu}{Lbmol \cdot R} \right)$

y_i = Fracción molar del componente.

$$k_m = \frac{\bar{C}_{Pm}}{\bar{C}_{Pm} - R} \quad \text{Ec. (4.5)}$$

k_m = Exponente adiabático de la mezcla.

$$R = \text{Constante del gas} = 1,986 \frac{Btu}{Lbmol \cdot R}$$

$$\bar{C}_{Pm} = \text{Calor específico de la mezcla a presión constante} \left(\frac{Btu}{Lbmol \cdot R} \right)$$

$$SG = \frac{P_M}{28,96} \quad \text{Ec. (4.6)}$$

SG = Gravedad específica del gas.

28,96 = Peso Molecular del aire.

$$A_b = \pi \cdot \left(\frac{D_b}{2} \right)^2 \quad \text{Ec. (4.7)}$$

A_b = Área de la barra (plg²).

D_b = Diámetro de la barra (plg).

$$A_{HE} = \pi \cdot \left(\frac{D_{CC}}{2} \right)^2 \quad \text{Ec. (4.8)}$$

Donde:

A_{HE} = Área del Head End (lado del cabezal) (plg²).

D_{CC} = Diámetro del Cilindro Compresor (plg).

$$A_{FE} = A_{HE} - A_b \quad \text{Ec. (4.9)}$$

Donde:

A_{FE} = Área del Frame End (Lado de la barra) (plg²).

A_{HE} = Área del Head End (lado del cabezal) (plg²).

A_b = Área de la barra (plg²).

$$V_{DPHE} = \frac{A_{HE} \cdot S \cdot N}{1728} \quad \text{Ec. (4.10)}$$

Donde:

V_{DPHE} = Volumen desplazado por el pistón de lado del Head End (lado del cabezal) (Pies³/min)

A_{HE} = Área del Head End (lado del cabezal) (plg²).

S = Carrera o recorrido del pistón de proceso (plg).

N = Revoluciones por Minuto (RPM).

1728 = Factor de conversión de pulg³ a pies³.

$$V_{DPFE} = \frac{A_{FE} \cdot S \cdot N}{1728} \quad \text{Ec. (4.11)}$$

Donde:

V_{DPFE} = Volumen desplazado por el pistón de lado del Frame End (lado de la barra) $(Pies^3/min)$.

A_{FE} = Área del Frame End (lado de la barra) (plg²).

S = Carrera o recorrido del pistón de proceso (plg).

N = Revoluciones por Minuto (RPM).

1728 = Factor de conversión de pulg³ a pies³.

Para $S_g > 0,7$

$$T_{SC} = 166 + (318 \cdot SG) \quad \text{Ec. (4.12)}$$

$$P_{SG} = 708 - (56 \cdot SG) \quad \text{Ec. (4.13)}$$

Donde:

SG = Gravedad específica

T_{SC} = Temperatura pseudocrítica (°R).

P_{SC} = Presión pseudocrítica (psia).

Para $S_g < 0,7$

$$T_{SC} = 166 + (318 \cdot SG) \quad \text{Ec. (4.14)}$$

$$P_{SG} = 693 - (36 \cdot SG) \quad \text{Ec. (4.15)}$$

Donde:

SG = Gravedad específica

T_{SC} = Temperatura pseudocrítica (°R).

P_{SC} = Presión pseudocrítica (psia).

$$T_{SR} = \frac{T_{Gas}}{T_{SC}} \quad \text{Ec. (4.16)}$$

T_{SR} = Temperatura pseudoreducida.

T_{Gas} = Temperatura del gas (°R).

T_{SC} = Temperatura pseudocrítica (°R).

$$P_{SR} = \frac{P_{Gas}}{P_{SC}} \quad \text{Ec. (4.17)}$$

P_{SR} = Presión pseudoreducida.

P_{Gas} = Presión del gas (psia).

P_{SC} = Presión pseudocrítica (psia).

$$Z = 1 + \left[\left(0,31506 - \left(\frac{1,0467}{T_{SR}} \right) - \left(\frac{0,5783}{T_{SR}^3} \right) \right) \cdot 0,27 \cdot \frac{P_{SR}}{T_{SR}} \right] + \left[\left(0,5353 - \left(\frac{0,6123}{T_{SR}} \right) \right) \cdot \left(0,27 \cdot \frac{P_{SR}}{T_{SR}} \right)^2 \right] + \left[\left(0,6815 \cdot \left(0,27 \cdot \frac{P_{SR}}{T_{SR}} \right)^2 \right) \cdot \frac{1}{T_{SR}^3} \right]$$

Ec. (4.18)

Donde:

Z = Factor de compresibilidad

T_{SR} = Temperatura pseudoreducida

P_{SR} = Presión pseudoreducida.

$$T_{Abs(^{\circ}R)} = T_{(^{\circ}F)} + 460 \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Donde:

$T_{Abs(^{\circ}R)}$ = Temperatura absoluta en ($^{\circ}R$).

$$P_{Abs(psia)} = P_{(psig)} + 14,7 \quad \text{Ec. (4.20)}$$

Donde:

$P_{Abs(psia)}$ = Presión absoluta en (psia).

$$k_A = 0,4 \cdot (k_2 - k_1) + k_1 \quad \text{Ec. (4.21)}$$

k_A = Relación de calores específicos promedio.

k_1 = Relación de calores específicos a 50 $^{\circ}F$.

k_2 = Relación de calores específicos a 300 $^{\circ}F$.

$$k_B = \frac{k_A - 1}{k_A} \quad \text{Ec. (4.22)}$$

k_A = Relación de calores específicos promedio

$$\eta_c = \frac{1}{\left[0,34028 \cdot \left(\frac{1}{r_c}\right)\right] + 1,0955} \quad \text{Ec. (4.23)}$$

r_c =Relación de compresión.

η_c = Rendimiento de compresión.

$$r_c = \frac{P_d}{P_s} \quad \text{Ec. (4.24)}$$

Donde:

r_c =Relación de compresión.

P_d = Presión de descarga (psia).

P_s = Presión de aspiración (psia).

$$T_d = \left[\left((T_s - 460) \cdot \frac{1}{\eta_c} \right) + 460 \right] \left[r_c^{k_b} \right] \quad \text{Ec. (4.25)}$$

Donde:

T_d =Temperatura de descarga (°R).

T_s =Temperatura de aspiración (°R).

r_c =Relación de compresión.

η_c = Rendimiento de compresión.

$$E_V = 1 - V \left[(r_c)^{1/k} \cdot \left(\frac{Z_s}{Z_d} \right) - 1 \right] \quad \text{Ec. (4.26)}$$

Donde:

E_V = Eficiencia volumétrica.

Z_s = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_d = Factor de compresibilidad en la descarga.

V_M = Volumen muerto.

r_c = Relación de compresión.

$$HP = 0,0043636 \cdot P_s \cdot V_s \cdot \frac{1}{k_B} \cdot [r_c^{k_B} - 1] \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad \text{Ec. (4.27)}$$

Donde:

HP = Potencia de compresión.

V_s = Volumen manejado en la aspiración (MMPCND)

P_s = Presión de aspiración (psia).

r_c = Relación de compresión.

η_c = Rendimiento de compresión.

$$CCM = P_d \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{CC}^2 \right) - P_s \cdot \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (D_{CC}^2 - d_b^2) \quad \text{Ec. (4.28)}$$

CCM = Carga de compresión máxima (Lbf).

P_d = Presión de descarga (psia).

P_s = Presión de aspiración (psia).

D_{CC} = Diámetro del cilindro compresor (pulg).

d_b = Diámetro de la barra (pulg).

$$CTM = P_d \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (D_{CC}^2 - d_b^2) - P_s \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{CC}^2\right) \quad \text{Ec. (4.29)}$$

CTM = Carga de tensión máxima (Lbf).

P_d = Presión de descarga (psia).

P_s = Presión de aspiración (psia).

D_{CC} = Diámetro del cilindro compresor (pulg).

d_b = Diámetro de la barra (pulg).

$$E_{VDHE} = \frac{E_{VSHE} \cdot P_s \cdot T_d \cdot Z_d}{P_d \cdot T_s \cdot Z_s} \quad \text{Ec. (4.30)}$$

E_{VDHE} = Eficiencia Volumétrica de Descarga del Head End (lado del cabezal).

E_{VSHE} = Eficiencia Volumétrica de Succión del Head End (lado del cabezal).

P_s = Presión de aspiración (psia).

P_d = Presión de descarga (psia).

T_d = Temperatura de descarga (°R).

T_s = Temperatura de aspiración (°R).

Z_s = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_d = Factor de compresibilidad en la descarga.

$$E_{VDFE} = \frac{E_{VSFE} \cdot P_s \cdot T_d \cdot Z_d}{P_d \cdot T_s \cdot Z_s} \quad \text{Ec. (4.31)}$$

Donde:

E_{VDHE} = Eficiencia Volumétrica de Descarga del Frame End (lado del cabezal).

E_{VSFE} = Eficiencia Volumétrica de Succión del Frame End (lado del cabezal).

P_s = Presión de aspiración (psia).

P_d = Presión de descarga (psia).

T_d = Temperatura de descarga (°R).

T_s = Temperatura de aspiración (°R).

Z_s = Factor de compresibilidad en la aspiración.

Z_d = Factor de compresibilidad en la descarga.

$$V_{HE} = V_{DPHE} \cdot E_{VSHE} \quad \text{Ec. (4.32)}$$

Donde:

V_{HE} = Volumen manejado en la aspiración del lado del Head End (lado del cabezal) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$

E_{VSHE} = Eficiencia volumétrica de aspiración del Head End (lado cabezal).

V_{DPHE} = Volumen desplazado por el pistón de lado del Head End (lado del cabezal) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$.

$$V_{FE} = V_{DPFE} \cdot E_{VSFE} \quad \text{Ec. (4.33)}$$

Donde:

V_{FE} = Volumen manejado en la aspiración del lado del Frame End (lado de la barra) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$

E_{VSFE} = Eficiencia volumétrica de aspiración del Frame End (lado de la barra).

V_{DPFE} = Volumen desplazado por el pistón del lado del Frame End (lado de la barra) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$.

$$V_S = V_{HE} + V_{FE} \quad \text{Ec. (4.34)}$$

Donde:

V_S = Volumen manejado en la aspiración del Compresor $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$

V_{FE} = Volumen manejado en la aspiración del lado del Frame End (lado de la barra) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$

V_{HE} = Volumen manejado en la aspiración del lado del Head End (lado del cabezal) $\left(\text{pies}^3/\text{min}\right)$

$$V_N = \frac{P_S \cdot V_S \cdot T_N \cdot Z_N}{T_S \cdot Z_S \cdot P_N} \quad \text{Ec. (4.35)}$$

Donde:

V_N = Volumen a condiciones normales (MMPCND).

T_N = Temperatura a condiciones normales = 520 °R

P_N = Presión Atmosférica = 14,7 psia.

Z_N = Factor de compresibilidad a condiciones normales = 1.

P_S = Presión de aspiración (psia).

T_S = Temperatura de aspiración (°R).

Z_S = Factor de compresibilidad en la aspiración.

$$\frac{\%V_M}{in} = \frac{V_{Vin}}{V_P} = \frac{\pi \cdot D_{Pvv}^2 \cdot 1in}{\frac{\pi \cdot D_{Pp}^2 \cdot S}{4}} \cdot 100 = \left(\frac{D_{Pvv}}{D_{Pp}} \right)^2 \cdot \frac{100}{S} \quad \text{Ec. (4.36)}$$

Donde:

$\frac{\%V_M}{in}$ = Porcentaje de volumen muerto por pulgada.

V_{Vin} = Volumen variable por pulgada.

V_P = Volumen de proceso.

D_{Pvv} = Diámetro del pistón de volumen variable (pulg).

D_{Pp} = Diámetro del pistón de proceso (pulg).

S = Carrera o recorrido del pistón de proceso (pulg).

Capítulo V

Metodología utilizada

En esta sección se exponen de forma precisa la metodología utilizada y las distintas técnicas que posibilitaron obtener la información necesaria y generar los resultados para el logro de los objetivos de la investigación.

5.1 Investigación Previa

El objetivo de la investigación previa fue obtener toda la información necesaria sobre los compresores recíprocos Ingersoll-Rand SVG-412 de las Plantas Compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, usados para la compresión de gas natural, desde un nivel de presión nominal en la aspiración de 450 psig hasta una presión nominal de descarga de 1200 psig.

Se realizó una investigación acerca de las especificaciones técnicas de los compresores, por ejemplo: diámetro de los cilindros compresores, presiones de aspiración nominal y operacional, número de paros por baja presión de aspiración, entre otros (**Ver Capítulo III**); así como también las características generales del gas que se comprime y composición química que se obtiene de la cromatografía.

5.1.1 Presiones en Estaciones de Descarga en el Campo San Joaquín

Se investigó las presiones en Estaciones de Descarga del Campo San Joaquín que manejan el nivel de 450 psig, tomando las presiones en las estaciones del último año, comenzando por julio del 2009 y terminando con junio del 2010. En la **Tabla 5.1** se muestra la presión promedio mensual en las Estaciones de Descarga y en el **Gráfico 6.1**, se grafican y analizan estos valores.

Los datos fueron tomados del registro de presiones diario que lleva el Departamento de Gasoducto, que pertenece a la superintendencia de Recolección y Transmisión, además de reportes instantáneos que lleva diariamente la Gerencia de Manejo de Gas.

Tabla 5.1. Presiones promedios en las Estaciones de Descarga en el Campo San Joaquín.

Estaciones de Descarga	Jul.	Ag	Sep.	Oct.	Nov	Dic.	Ene	Fe	Mar	Ab	May	Jun
San Joaquín I	479	465	463	463	452	450	452	452	453	449	441	439
San Joaquín IV	448	444	442	425	412	416	416	416	421	425	422	433
San Joaquín III	450	440	438	437	421	416	418	418	423	419	415	416
Guario	452	452	451	444	431	434	444	444	433	438	433	436
El Roble	444	439	452	456	449	441	445	445	446	443	444	449

5.1.2 Presión de aspiración en plantas compresoras del Campo San Joaquín

Se investigó las presiones de aspiración en Plantas Compresoras del campo San Joaquín que manejan el nivel de 450 psig, tomando las presiones de aspiración del último año, comenzando por julio del 2009 y terminando con junio del 2010. En la **Tabla 5.2** se muestra la presión promedio mensual en las plantas compresoras y en el **Gráfico 6.2**, se grafican y analizan estos valores.

Los datos fueron tomados del registro de presiones diario que lleva el Departamento de Gasoducto y de reportes instantáneos.

Tabla 5.2. Presiones de Aspiración promedio en las plantas compresoras en el Campo San Joaquín.

Plantas Compresoras	Jul.	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun
San Joaquín Booster	418	408	410	405	404	398	398	398	401	403	401	403
RECAT San Joaquín	417	409	412	397	405	398	398	398	400	403	400	403
San Joaquín I	459	442	445	448	444	439	446	432	432	433	431	429
San Joaquín IV	435	429	427	419	418	418	425	427	432	427	426	424
San Joaquín II	434	431	427	417	418	417	442	442	428	424	426	426

5.1.3 Presión de descarga en plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV

Se indagó y recolectó las presiones de descarga en plantas compresoras San Joaquín I y IV, tomando las presiones de aspiración de los últimos 6 meses, comenzando por marzo del 2010 y terminando con agosto del 2010. En la **Tabla 5.3** se muestra la presión promedio mensual en las descargas de las plantas compresoras y en el **Gráfico 6.3**, se grafican y analizan estos valores. Los datos fueron tomados de reportes instantáneos.

Tabla 5.3. Presión promedio en la descarga de las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

Plantas Compresoras	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto
San Joaquín I	1049	1048	1038	1037	1048	1040
San Joaquín IV	1033	1046	1045	1049	1051	1050

5.1.4 Flujo de gas manejado en plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

Se investigó el flujo de gas que se maneja en plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, tomando el flujo de gas que fue comprimido en los últimos 6 meses, comenzando por marzo del 2010 y terminando con agosto del 2010. En la **Tabla 5.4** se muestra el flujo promedio mensual del gas manejado en las Plantas Compresoras San Joaquín I y IV, en el **Gráfico 6.4**, se grafican estos valores. Los datos fueron tomados de reportes instantáneos.

Tabla 5.4. Flujo promedio del gas manejado en las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

Plantas Compresoras		Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto
San Joaquín I	k-1	9,15	8,64	8,78	8,64	8,53	8,29
San Joaquín IV	k-2	8,77	8,59	8,46	8,56	8,46	8,26
	k-3	8,66	8,48	8,35	8,38	8,38	8,17

5.1.5 Composición del gas natural en plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

En la **Tabla 5.5 y 5.6** se muestran la composición del gas natural en las Plantas Compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV respectivamente. La composición es suministrada por laboratorios de PDVSA Gas Anaco en Base Molar. La composición del gas se obtiene a través de técnicas cromatográficas para obtener la composición, hay una fase móvil, que consiste en un fluido (gas, líquido o fluido supercrítico) que arrastra la muestra a través de una fase estacionaria que se trata de un sólido o un líquido fijado en un sólido. Los componentes de la mezcla interaccionan en distinta forma con la fase estacionaria. De este modo, los componentes atraviesan la fase estacionaria a distintas velocidades y se van separando. Después de que los componentes hayan pasado por la fase estacionaria, separándose, pasan por un detector que genera una señal que puede depender de la concentración y del tipo de compuesto.

Tabla 5. 5. Composición del gas natural de la planta compresora San Joaquín I.
Fuente: Cromatografía suministrada por laboratorio de PDVSA GAS Anaco.

Gas	Composición base molar (%)
N2	0,107
CO2	6,440
METANO	81,933
ETANO	5,482
PROPANO	3,082
I-BUTANO	1,000
N-BUTANO	1,267
I-PENTANO	0,343
N-PENTANO	0,172
HEXANO	0,111
HEPTANO	0,042
OCTANO	0,021
	100

Tabla 5. 6. Composición del gas natural de la planta compresora San Joaquín IV.
Fuente: Cromatografía suministrada por laboratorio de PDVSA GAS Anaco.

Gas	Composición base molar (%)
N2	0,149
CO2	12,291
METANO	78,948
ETANO	4,679
PROPANO	2,245
I-BUTANO	0,501
N-BUTANO	0,557
I-PENTANO	0,304
N-PENTANO	0,177
HEXANO	0,081
HEPTANO	0,046
OCTANO	0,022
	100

5.2 Propiedades promedio de los gases

Teniendo las características de la mezcla de gas en porcentaje molar se calculan las propiedades de la mezcla que conforma el gas natural, se usará el método de la fracción molar ponderada que se recomienda en la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*”.^[18]

5.2.1 Características físicas de los gases que componen el gas natural

En la **Tabla 5.7**, se observan las propiedades físicas de los gases que componen el gas natural que se extrae en el campo San Joaquín.

Tabla 5.7. Propiedades físicas de los gases que componen el gas natural que se extrae en el campo San Joaquín.

Fuente: GPSA Engineering Data Book, 12Th Edition.

Gas	Peso Molecular (PM)	Presión Crítica (Pc, psia)	Temperatura Crítica (Tc, °F)
N2	28,0135	492,5	-232,53
CO2	44,01	1070	87,76
METANO	16,042	667	-116,66
ETANO	30,069	706,6	89,92
PROPANO	44,096	615,5	205,92
I-BUTANO	58,122	527,9	274,41
N-BUTANO	58,122	550,9	305,55
I-PENTANO	72,149	490,4	369
N-PENTANO	72,149	488,8	385,8
HEXANO	86,175	436,9	453,8
HEPTANO	100,202	396,8	512,9
OCTANO	114,229	360,7	564,2

Para el cálculo del Peso Molecular, Temperatura Crítica y Presión Crítica de la mezcla se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$(PM)_{mezcla} = \sum_i y_i \cdot PM_i \quad (2.9)$$

$$(P_c)_{mezcla} = \sum_i y_i \cdot P_{ci} \quad (2.10)$$

$$(T_c)_{mezcla} = \sum_i y_i \cdot T_{ci} \quad (2.11)$$

Donde:

$(PM)_{mezcla}$ = Peso Molecular de la mezcla.

$(P_c)_{mezcla}$ = Presión Crítica de la mezcla.

$(T_c)_{mezcla}$ = Temperatura Crítica de la mezcla.

y_i = Fracción Molar del componente.

PM_i = Peso Molecular del componente.

P_{ci} = Presión Crítica del componente.

T_{ci} = Temperatura Crítica del componente.

Tabla 5.8. Propiedades del Gas Natural de la planta San Joaquín I.

Gas	Fracción Molar (y)	(y).(PM)	(y).(Pc)	(y).(Tc, °R)
N2	0,107	0,029974445	0,526975	0,2430398
CO2	6,44	2,834244	68,908	35,254492
METANO	81,933	13,14369186	546,49311	281,0383833
ETANO	5,482	1,64838258	38,735812	30,1285238
PROPANO	3,082	1,35903872	18,96971	20,5134838
I-BUTANO	1	0,58122	5,279	7,3408
N-BUTANO	1,267	0,73640574	6,979903	9,6953374
I-PENTANO	0,343	0,24747107	1,682072	2,8423381
N-PENTANO	0,172	0,12409628	0,840736	1,4542084
HEXANO	0,111	0,09565425	0,484959	1,0139517
HEPTANO	0,042	0,04208484	0,166656	0,4084794
OCTANO	0,021	0,02398809	0,075747	0,2150127
Gas Natural	100	20,86625188	689,14268	391,1480504

Por la ecuación (2.9) se tiene que el Peso Molecular de la mezcla es:

$$PM = 20,87$$

Por la ecuación (2.10) se tiene que la Presión Crítica de la mezcla es:

$$P_c = 689,14$$

Por la ecuación (2.11) se tiene que la Temperatura Crítica de la mezcla es:

$$T_c = 391,15$$

5.3 Temperatura de entrada a los compresores recíprocos.

Para fijar la temperatura de aspiración que se utilizará en este estudio se observó y recolectó temperaturas de aspiración de reportes diarios que son

llevados por los operadores de las plantas compresoras San Joaquín I y IV, se seleccionó la máxima temperatura de aspiración por representar la condición más crítica o desfavorable a la hora de calcular la mínima presión de aspiración, la temperatura de descarga crecerá proporcionalmente a la temperatura de aspiración. La máxima temperatura de aspiración observada en las plantas San Joaquín I y San Joaquín IV, son respectivamente, 135 °F y 133 °F. Ver **Tabla 5.9**.

Tabla 5.9. Temperaturas de aspiración en plantas compresoras.

Temperatura de aspiración	
San Joaquín I	San Joaquín IV
135	131
130	129
124	119
125	133
126	128
135	130
124	128
127	132
135	124
130	130
130	124
134	128
115	124
115	124
115	133
135	118
120	128
120	133
127	128
120	129
123	130
125,9	127,8

5.4 Presión de descarga de los compresores recíprocos.

Para fijar la presión de descarga que se utilizará en este estudio, se observó y recolectó presiones de descarga de los reportes instantáneos, se seleccionó la presión de descarga promedio observada en un lapso de 6 meses, a esta presión se le deben sumar de 20 a 25 psig que se pierden desde la salida del compresor hasta

el punto de medición que se encuentra la tubería de descarga de planta. De la **Tabla 5.3** se tiene que el promedio de presión de descarga de las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, son respectivamente 1043 y 1046 psig, si se le suman 20 psig por pérdidas a estos valores quedan en 1063 y 1066 psig.

5.5 Temperatura de Descarga de los compresores Reciprocantes.

La temperatura de descarga de los compresores reciprocantes se calculará, estimando que la trayectoria de descarga se produce a través de procesos, primeramente, Isentrópicos, luego a través de un proceso politrópico y por último se utilizará el software compres, con la finalidad de comparar los tres métodos cálculos.

Según la **Norma API 618** ^[14], en el ítem **2.3 Allowable Discharge Temperature**, la temperatura de descarga predicha no debe exceder los 300 °F.

5.6 Potencia de los compresores

La potencia requerida de los compresores reciprocantes se calculará estimando que la trayectoria de procesos, primeramente, Isentrópicos, luego a través de un proceso Politrópico y por último se utilizará el software compres, con la finalidad de comparar los tres métodos cálculos.

La máxima potencia disponible es de 660 HP, según el fabricante.

5.7 Presión de Aspiración de los compresores reciprocantes

Para determinar la mínima presión de aspiración, se realizaron cálculos para descensos progresivos de la presión de aspiración de los compresores para comprobar el comportamiento de los distintos parámetros manejados (temperatura

de descarga, potencia, flujo de gas manejado, fuerzas en barras compresoras, etc.) de manera de verificar que no excedan los límites máximos.

5.8 Estimación del factor de compresibilidad Z

El factor de compresibilidad Z, se calculó mediante el uso de cartas generalizadas de compresión, se tomaron los valores de presión de aspiración y de presión de descarga y se calcula la presión reducida, lo mismo se hace con la temperatura de aspiración y temperatura de descarga para calcular la temperatura reducida, luego se calcula el factor de compresibilidad con ayuda de las cartas de compresibilidad del **Anexo B**.

5.9 Estimación de la temperatura de descarga, potencia requerida y flujo manejado en el proceso de compresión, mediante el método Isentrópico. Cálculo tipo.

Este cálculo se realizará para la planta compresora San Joaquín I, con las siguientes condiciones:

$$T_1 = 135 \text{ }^\circ\text{F} = 595,67 \text{ }^\circ\text{R} = \text{Temperatura de aspiración.}$$

$$P_1 = 410 \text{ psig} = 424,7 \text{ psia} = \text{Presión de Aspiración.}$$

$$P_2 = 1063 \text{ psig} = 1077,7 \text{ psia} = \text{Presión de descarga.}$$

5.9.1 Estimación temperatura de descarga Isentrópica.

Para el cálculo de la temperatura Isentrópica de descarga se utilizó la siguiente ecuación:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.19)$$

De esta ecuación se desconoce la relación de calores específicos (k), que va a ser calculada primeramente a la temperatura de entrada y se asumirá 300 °F como la temperatura de descarga, por ser la máxima temperatura permisible, según la Norma API 618 ^[14], luego, se determinará el valor promedio de k que será el usado en los cálculos, teniendo una primera aproximación a la temperatura de descarga, se vuelve a calcular la relación de calores específicos a esta temperatura. El procedimiento se realiza de la manera siguiente:

Se calcula la temperatura reducida tanto en la aspiración como en la descarga:

De la **tabla 5.8**, se tiene que la temperatura crítica del gas natural es:

$$T_c = 391,15 \text{ °R}$$

La temperatura reducida para la aspiración y descarga es:

$$T_{r \text{ asp}} = \frac{T_1}{T_c} = \frac{595,67 \text{ °R}}{391,15 \text{ °R}} = 1,52 \quad (2.15)$$

$$T_{r \text{ des}} = \frac{T_2}{T_c} = \frac{759,67 \text{ °R}}{391,15 \text{ °R}} = 1,94 \quad (2.15)$$

De la **tabla 5.8**, se tiene que la presión crítica del gas natural de la planta compresora San Joaquín I es:

$$P_c = 689,14 \text{ psia}$$

La presión reducida para la aspiración y descarga es:

$$P_{r\ asp} = \frac{P_1}{P_c} = \frac{424,7\ psia}{689,14\ psia} = 0,62 \quad (2.14)$$

$$P_{r\ des} = \frac{P_2}{P_c} = \frac{1077,7\ psia}{689,14\ psia} = 1,56 \quad (2.14)$$

De la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN*” ^[18] se obtiene la siguiente ecuación para el cálculo de la relación de calores específicos (k), se calcula para la aspiración y la descarga:

$$k = \frac{(C_p^\circ + \Delta C_p)}{(C_p^\circ + \Delta C_p) - (C_p - C_v)} \quad (2.13)$$

De la tabla 4C, de dicha norma y teniendo las temperaturas de aspiración y descarga, se obtiene C_p° , en unidades inglesas para los diferentes gases que componen el gas natural para la aspiración y descarga.

Para la temperatura de aspiración, de 135 °F, se tienen los valores que se observan en la **Tabla 5.10**, y con la ecuación 5.1 siguiente se calcula el C_p° del Gas Natural:

$$(C_p^\circ)_{Gas\ Natural} = \sum_i y_i \cdot C_{p^\circ i} \quad (5.1)$$

Tabla 5.10. Calculo de C_p° del Gas Natural a 135°F.

Gas	Fración Molar (y)	C_p° 135 °F	(y).(Cp° 135 °F)
N ₂	0,107	6,96	0,0074472
CO ₂	6,44	9,21	0,593124
METANO	81,933	8,85	7,2510705
ETANO	5,482	13,5	0,74007
PROPANO	3,082	19,1	0,588662
I-BUTANO	1	25,2	0,252
N-BUTANO	1,267	25,3	0,320551
I-PENTANO	0,343	31	0,10633
N-PENTANO	0,172	31,25	0,05375
HEXANO	0,111	37,25	0,0413475
HEPTANO	0,042	43,1	0,018102
OCTANO	0,021	50	0,0105
Gas Natural	100		9,9829542

De la tabla 5b, de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*”^[18] y teniendo la temperatura y presión reducida, se obtienen las demás propiedades que aparecen en la ecuación 2.13 para calcular la relación de calores específicos.

$$k_1 = \frac{(9,9829542 + 0,79069)}{(9,9829542 + 0,79069) - (2,665)} = 1,3287$$

Para la temperatura de descarga, de 300 °F, de la tabla 4c, de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*”^[18], se tienen los valores que se observan en la Tabla 5.13, y con la ecuación 5.1 siguiente se calcula el C_p° del Gas Natural:

Tabla 5. 11. Calculo de C_p° del Gas Natural a 300 °F.

Gas	Fración Molar (y)	C_p° 300 °F	(y).(Cp° 300 °F)
N2	0,107	7	0,00749
CO2	6,44	10,1	0,65044
METANO	81,933	10	8,1933
ETANO	5,482	16,3	0,893566
PROPANO	3,082	23,6	0,727352
I-BUTANO	1	31,1	0,311
N-BUTANO	1,267	30,9	0,391503
I-PENTANO	0,343	38,1	0,130683
N-PENTANO	0,172	38,2	0,065704
HEXANO	0,111	45,4	0,050394
HEPTANO	0,042	52,6	0,022092
OCTANO	0,021	58,1	0,012201
Gas Natural	100		11,455725

De la tabla 5b, de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*”^[18] y teniendo la temperatura y presión reducida de la descarga, se obtienen las demás propiedades que aparecen en la ecuación 2.13 para calcular la relación de calores específicos.

$$k_2 = \frac{(11,48193 + 1,8)}{(11,48193 + 1,8) - (3,59)} = 1,3704$$

Teniendo los calores específicos de aspiración y descarga, se calcula el calor específico promedio:

$$k_{Prom} = \frac{k_1 + k_2}{2} \quad (5.2)$$

$$k_{Prom} = \frac{1,3287 + 1,3704}{2} = 1,3496$$

Ahora con la ecuación 2.19, se tiene:

$$T_{2s} = 595,67 \text{ } ^\circ R \cdot \left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,3496-1}{1,3496}}$$

$$T_{2s} = 595,67 \cdot (2,5375)^{0,2545} = 758,17 \text{ } ^\circ R = 297,5 \text{ } ^\circ F$$

El cálculo de la temperatura isentrópica de descarga se vuelve a realizar hasta que la temperatura de descarga converja.

5.9.2 Estimación del flujo de gas que maneja el compresor, Proceso Isentrópico.

Para estimar el flujo que maneja el compresor se realizan cálculos por separado del volumen que se maneja del lado del cabezal del pistón y el volumen que se maneja del lado de la barra del pistón.

$$MMcfd = \frac{PD \cdot VE \cdot P_S}{Z_S} \cdot 10^{-6} \quad (2.24)$$

$$Q = MMSCFD = MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{P_L} \right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S} \right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S} \right) \quad (2.25)$$

Se calculó por separado el volumen que desplaza el pistón y la eficiencia volumétrica del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón, y con las

ecuaciones 2.24 y 2.25 se calcula el flujo que maneja el compresor en ambos lados del pistón.

5.9.2.1 Cálculo del volumen que desplaza el pistón.

En este ejemplo se mostrará como se realizan los cálculos para el cilindro compresor uno, del compresor recíprocante k-1, de la planta compresora San Joaquín I. En las **Tablas 3.1 y 3.3**, se observan los parámetros necesarios de los compresores para realizar los cálculos.

5.9.2.1.1 Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal del pistón.

$$PD_{LC} = \frac{A_P \cdot S \cdot N}{1728} \quad (2.28)$$

$$A_P = \frac{\pi \cdot D_P^2}{4}$$

$$A_P = \frac{\pi \cdot 4,125^2}{4} = 13,364 \text{ plg}^2$$

Ahora aplicando la Ecuación 2.28, se tiene:

$$PD_{LC} = \frac{13,364 \text{ plg}^2 \cdot 12 \cdot 400}{1728} = 37,122 \text{ pie}^3 / \text{min}$$

5.9.2.1.2 Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.

$$PD_{LB} = \frac{(A_P - A_B) \cdot S \cdot N}{1728} \quad (2.29)$$

$$A_B = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4}$$

$$A_B = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,1416 \text{ plug}^2$$

Ahora aplicando la Ecuación 2.29, se tiene:

$$PD_{LB} = \frac{(13,364 \text{ plug}^2 - 3,1416 \text{ plug}^2) \cdot 12 \cdot 400}{1728}$$

$$PD_{LB} = 28,396 \text{ pie}^3 / \text{min}$$

5.9.2.2 Cálculo de la eficiencia volumétrica.

Se calcula el rendimiento volumétrico del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón por separado.

5.9.2.2.1 Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal.

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VM_{LC} \cdot \left(\frac{Z_s}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right) \quad (2.30)$$

De la **Tabla 3.3**, se obtienen los siguientes datos para calcular el volumen muerto.

$$\%VM_{LC} = \%VMN_{LC} + \%BV$$

$\% BV$ = Porcentaje de Volumen muerto debido a la abertura del bolsillo variable.

El porcentaje de volumen muerto nominal del lado del cabezal, del cilindro compresor 1, es:

$$\%VMN_{LC} = 27,59 \%$$

El Porcentaje de Volumen muerto debido a la abertura del bolsillo variable es:

$$\% BV = \text{Abertura del bolsillo en pulgadas} \\ \cdot \% VM \text{ por pulgada del bolsillo}$$

$$\% BV = 0 \text{ pulg} \cdot 12,6 \% = 0$$

Aplicando la ecuación 20, se tiene:

$$\%VM_{LC} = \%VMN_{LC} + \% BV = 27,59 \% + 0 = 27,59 \%$$

Con la presión reducida y temperatura reducida de la aspiración y descarga, se determina los valores de los factores de compresibilidad Z, tanto para la aspiración como para la descarga.

De la carta generalizada de compresibilidad del **Anexo B**, se obtiene el factor de compresibilidad (Z) se obtiene:

$$Z_S = 0,945$$

$$Z_D = 0,96$$

Aplicando la Ecuación 2.30, se tiene:

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{1077,7}{424,7} \right) - 27,59 \cdot \left(\left(\frac{0,945}{0,96} \cdot \left(\frac{1077,7}{424,7} \right)^{\frac{1}{1,3496}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LC} = 96 - (2,538) - 27,59 \cdot \left(\left(0,9844 \cdot (2,538)^{\frac{1}{1,3496}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LC} = 66,91 \%$$

5.9.2.2.2 Eficiencia Volumétrica del lado de la barra.

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s} \right) - \%VMN_{LB} \cdot \left(\frac{Z_s}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right) \quad (2.31)$$

De la **Tabla 3.3**, se obtienen el porcentaje de volumen muerto nominal del lado de la barra, del cilindro compresor 1, es:

$$\%VMN_{LB} = 27,86 \%$$

Aplicando la Ecuación 2.21, se tiene:

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{1077,7}{424,7} \right) - 27,86 \cdot \left(\left(\frac{0,945}{0,96} \cdot \left(\frac{1077,7}{424,7} \right)^{\frac{1}{1,3496}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LB} = 96 - (2,538) - 27,86 \cdot \left(\left(0,9844 \cdot (2,5776)^{\frac{1}{1,3496}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LB} = 66,65 \%$$

Aplicando la ecuación 2.24 para el lado del cabezal, se tiene que el cilindro compresor 1 maneja:

$$MMcfd = \frac{37,122 \text{ pie}^3/\text{min} \cdot 66,91 \cdot 424,7 \text{ psia}}{0,945} \cdot 10^{-6}$$

$$MMcfd = 1,1 \text{ MMcfd}$$

Si se siguen los pasos anteriores desde el ítem **5.9.2.1**, se tienen que los demás cilindros compresores manejan del lado del cabezal:

$$MMcfd_{CC2} = 1,01 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC3} = 2,28 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC4} = 1,39 \text{ MMcfd}$$

En total, el lado del cabezal maneja un volumen de:

$$MMcfd_{LC} = 5,78 \text{ MMcfd}$$

Aplicando la ecuación 2.24 para el lado de la barra, se tiene que el cilindro compresor 1 maneja:

$$MMcfd = \frac{28,396 \text{ pie}^3 / \text{min} \cdot 66,65 \cdot 424,7 \text{ psia}}{0,945} \cdot 10^{-6}$$

$$MMcfd = 0,82 \text{ MMcfd}$$

Si se siguen los pasos anteriores desde el ítem **5.9.2.1**, se puede calcular que los demás cilindros compresores manejan del lado de la barra:

$$MMcfd_{CC2} = 0,76 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC3} = 1,98 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC4} = 1,98 \text{ MMcfd}$$

En total, el lado de la barra maneja un volumen de:

$$MMcfd_{LB} = 5,54 \text{ MMcfd}$$

El compresor “k-1”, a las condiciones antes mencionadas manejará un flujo de gas de:

$$MMcfd = 11,33 \text{ MMcfd}$$

Se aplica la ecuación 2.25 para saber el flujo que maneja el compresor “k-1”, a condiciones estándar:

$$Q = MMSCFD = 11,5265 \text{ MMcfd} \cdot \left(\frac{14,4}{P_L}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S}\right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S}\right)$$

$$Q = MMSCFD = 11,5265 \text{ MMcfd} \cdot \left(\frac{14,4}{14,7}\right) \cdot \left(\frac{520,67}{595,67}\right) \cdot \left(\frac{1}{0,945}\right)$$

$$Q = 10,22 \text{ MMSCFD}$$

5.9.3 Estimación de la potencia requerida, método Isentrópico

De “Práctica para la tecnología de los Compresores” [8] se obtiene la siguiente fórmula para estimar la potencia al freno necesaria en el proceso de compresión:

$$BHP = 43,67 \cdot (Q) \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad (2.22)$$

De la Figura 2 de *Anexo D*, de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*” [18], se obtiene que la eficiencia mecánica es de 92,5 %, sin embargo tomando en cuenta los años de servicio de los compresores recíprocos se tomará para efectos de este estudio que la eficiencia mecánica es de 91 %.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías como la DRESSER-RAND recomiendan emplear un valor de 0,85 como una aproximación al servicio lubricado. Este valor será tomado para efectos de este estudio.

Por la ecuación 2.22, se tiene:

$$BHP = 43,67 \cdot (10,22 \text{ MMSCFD}) \cdot \left(\frac{1,3496}{1,3496 - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,3496-1}{1,3496}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1}{0,91}$$

$$BHP = 608,06 \text{ HP}$$

Tabla 5.12. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria Isentrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	282,41	11,92	633,56
440	286,10	11,49	628,24
430	289,86	11,07	622,22
420	293,70	10,65	615,50
410	297,53	10,22	608,06
400	301,65	9,81	599,90
390	305,76	9,40	590,96
380	309,98	8,99	581,22

Tabla 5.13. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria Isentrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	283,34	11,91	636,51
440	287,17	11,44	629,13
430	290,92	11,06	621,06
420	294,89	10,53	612,14
410	298,91	10,18	602,37
400	303,04	9,66	591,72
390	307,28	9,20	580,25
380	311,52	8,71	567,88

Tabla 5.14. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria Isentrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	283,29	12,06	644,62
440	287,05	11,52	633,38

430	290,90	10,99	621,17
420	294,83	10,46	607,97
410	298,85	9,93	593,74
400	302,97	9,41	578,46
390	307,19	8,89	562,09
380	311,50	8,37	544,62

5.10 Estimación de la temperatura de descarga, volumen manejado y potencia requerida en el proceso de compresión, mediante el método politrópico. Calculo tipo.

Este cálculo tipo se realizará para la planta compresora San Joaquín I, con las siguientes condiciones:

$$T_1 = 135 \text{ °F} = 595,67 \text{ °R} = \text{Temperatura de aspiración.}$$

$$P_1 = 410 \text{ psig} = 424,7 \text{ psia} = \text{Presión de Aspiración.}$$

$$P_2 = 1063 \text{ psig} = 1077,7 \text{ psia} = \text{Presión de descarga.}$$

5.10.1 Estimación de la temperatura de descarga.

Para la estimación de la temperatura de descarga se seguirá el procedimiento que se emplea en la norma **“CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION”** [18].

Para estimar la temperatura de descarga suponiendo que el proceso de compresión se lleva a cabo por una trayectoria politrópica, es necesario suponer una temperatura de descarga y llevar a cabo un proceso iterativo, las iteraciones se hicieron como se muestra a continuación:

5.10.1.1 Detalles del Procedimiento de Iteración

Paso 1.

De la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION*”^[18], se obtiene la siguiente ecuación para el cálculo exponente politrópico de aumento de temperatura (m), se calcula para la aspiración y la descarga:

$$m_1 = \frac{\frac{\bar{R}Z}{\eta_{poli}} + \bar{R}T_r \cdot \left[\frac{\delta Z}{\delta T_r} \right]_{Pr}}{C_p^\circ \cdot \Delta C_p} \quad (2.36)$$

En la **Tabla 5.10**, se tiene el valor de C_p° del gas natural a 135 °F.

En la **Tabla 5.8**, se tienen los valores de presión y temperatura críticas para el gas natural de la planta compresora San Joaquín I, se calcula la presión y temperatura reducida a las condiciones de aspiración.

$$T_{r\ asp} = \frac{T_1}{T_c} = \frac{595,67\ ^\circ R}{391,148\ ^\circ R} = 1,523$$

$$P_{r\ asp} = \frac{P_1}{P_c} = \frac{424,7\ psia}{689,143\ psia} = 0,616$$

De la Tabla 5b (**ANEXO D**), de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN*”^[18], teniendo la temperatura y presión reducida, se obtienen las demás propiedades que aparecen en la ecuación 2.38 (excepto de la eficiencia politrópica) para calcular el Exponente Politrópico de aumento de temperatura

Para estimar la eficiencia politrópica se utiliza la **Figura 5** (**ANEXO D**), de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN*”^[18], teniendo la

eficiencia isentrópica, y calculando la relación entre la eficiencia politrópica y eficiencia isentrópica como sigue:

Teniendo la relación de compresión y el peso molecular del gas natural, se obtiene de la figura 2 (ANEXO D), de la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN*”^[18], una estimación de la eficiencia isentrópica:

$$\eta_s = 90,4 \%$$

$$X = \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \left[\left(\frac{1094,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,3496-1}{1,3496}} - 1 \right] = 0,28$$

$$\eta_{poli} = 90,5 \%$$

Ahora con la ecuación 2.38, se tiene que:

$$m_1 = \frac{\frac{1,91}{0,91} + 0,3603}{9,9829542 \cdot 0,79069} = 0,3116$$

Paso 2.

Para asumir T_2 , la norma “*CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN*”^[18], sugiere que se comience con 250°F ó $T_1 + 170^\circ\text{F}$, en este caso se asumirá 300 °F por ser la máxima temperatura permisible.

$$T_{2 \text{ Asum}} = 300 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Paso 3.

$$m_{2est} = \frac{\frac{RZ}{\eta_{poli}} + RT_r \cdot \left[\frac{\delta Z}{\delta T_r} \right]_{Pr}}{Cp^\circ \cdot \Delta Cp}$$

En la **tabla 5.10**, se tiene el valor de Cp° del gas natural a 135 °F.

En la **Tabla 5.8**, se tienen los valores de presión y temperatura críticas para el gas natural de la planta compresora San Joaquín I, se calcula la presión y temperatura reducida a las condiciones de descarga.

$$P_{r des} = \frac{P_2}{P_c} = \frac{1077,7}{689,14 \text{ psia}} = 1,56$$

$$T_{r des} = \frac{T_{2asumido}}{T_c} = \frac{759,67 \text{ }^\circ\text{R}}{391,15 \text{ }^\circ\text{R}} = 1,94$$

De la tabla 5b (**ANEXO D**), de la norma “**CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESIÓN**”^[18], teniendo la temperatura y presión reducida, se obtienen las demás propiedades que aparecen en la ecuación 2.38 para calcular el Exponente Politrópico de aumento de temperatura.

Ahora con la ecuación 2.38, se tiene que:

$$m_2 = \frac{\frac{1,79}{0,91} + 0,68}{11,455725 \cdot 1,67} = 0,1384$$

Paso 4. Primer Estimado.

$$m_{prom} = \frac{m_{21er.estimado} + m_1}{2}$$

$$m_{prom} = \frac{0,1384 + 0,31155}{2} = 0,224955$$

Paso 5.

$$T_{2estimado} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{m_{prom\ estimado}}$$

$$T_{2estimado} = 595,67 \text{ }^\circ\text{R} \cdot \left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}}\right)^{0,224956}$$

$$T_{2estimado} = 734,482 \text{ }^\circ\text{R} = 273,81 \text{ }^\circ\text{F}$$

Paso 6.

Si

$$T_{2estimado} = 273,81 \text{ }^\circ\text{F} \neq T_{2\ asumido} = 300 \text{ }^\circ\text{F}$$

Entonces,

$$T_{2\ asumido} = T_{2estimado} = 273,81 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_{r\ des} = \frac{P_2}{P_c} = \frac{1077,7}{689,14 \text{ psia}} = 1,56$$

$$T_{r\ des} = \frac{T_{2\ asumido}}{T_c} = \frac{734,81 \text{ }^\circ\text{R}}{390,15 \text{ }^\circ\text{R}} = 1,883$$

Se calcula C_p a 273 °F con la ecuación 2.9:

Gas	Fracción Molar (y)	C_p 273 °F	(y).(Cp° 273 °F)
-----	--------------------	--------------	------------------

N2	0,107	6,99	0,0074793
CO2	6,44	9,96	0,641424
METANO	81,933	9,85	8,0704005
ETANO	5,482	16	0,87712
PROPANO	3,082	23	0,70886
I-BUTANO	1	30,4	0,304
N-BUTANO	1,267	30,2	0,382634
I-PENTANO	0,343	37,3	0,127939
N-PENTANO	0,172	37,4	0,064328
HEXANO	0,111	44,4	0,049284
HEPTANO	0,042	51,93	0,0218106
OCTANO	0,021	57,9	0,012369
Gas Natural	100		11,2383869

Ahora con la ecuación 2.38, se tiene que:

$$m_2 = \frac{\frac{1,81}{0,912} + 0,68}{11,2384 \cdot 1,67} = 0,1419$$

Paso 7. 2do. Estimado.

$$m_{prom} = \frac{m_{2 \text{ 2do estimado}} + m_1}{2}$$

$$m_{prom} = \frac{0,1419 + 0,310966}{2} = 0,2264$$

Paso 8.

$$T_{2 \text{ 2do.Estimado}} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{m_{prom \text{ estimado}}}$$

$$T_{2 \text{ estimado}} = 595,67 \text{ }^\circ\text{R} \cdot \left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}}\right)^{0,2264}$$

$$T_{2 \text{ estimado}} = 735,471 \text{ }^\circ\text{R} = 274,4 \text{ }^\circ\text{F}$$

Paso 9.

Continué la iteración hasta que T_2 converge cerca de 10 °F para propósitos de diseño de servicio.

Paso 10.

Usando el T_2 resultante, calcule:

$$V_2 = \left(\frac{1}{P_2}\right) \cdot (Z_2) \cdot \left(\frac{\bar{R}}{M}\right) \cdot T_2 \quad (2.34)$$

De la **tabla 5.8**, se tiene el peso molecular del gas natural de la planta compresora San Joaquín I.

$$V_2 = \left(\frac{1}{1077,7 \text{ psia}}\right) \cdot (0,96) \cdot \left(\frac{18540 \frac{\text{Pulg} \cdot \text{LbF}}{\text{Lb mol} \cdot \text{°R}}}{20,7576}\right) \cdot 735,471 \text{ °R}$$

$$V_2 = 585,1558 \text{ Pulg}^3/\text{Lbm} = 0,3386 \text{ Pie}^3/\text{Lbm}$$

$$V_1 = \left(\frac{1}{424,7 \text{ psia}}\right) \cdot (0,945) \cdot \left(\frac{18540 \frac{\text{Pulg} \cdot \text{LbF}}{\text{Lb mol} \cdot \text{°R}}}{20,7576}\right) \cdot 595,67 \text{ °R}$$

$$V_1 = 1188,53 \text{ Pulg}^3/\text{Lbm} = 0,6878 \text{ Pie}^3/\text{Lbm}$$

Ahora, se calcula el exponente de compresión politrópica:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}$$

$$n = \frac{\log\left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}}\right)}{\log\left(\frac{0,6875 \text{ Pie}^3/\text{Lbm}}{0,3386 \text{ Pie}^3/\text{Lbm}}\right)} = 1,2891$$

5.10.2 Estimación del flujo de gas que maneja el compresor, proceso politrópico.

Para estimar el flujo que maneja el compresor se realizan cálculos por separado del volumen que se maneja del lado del cabezal del pistón y el volumen que se maneja del lado de la barra del pistón.

$$MMcfd = \frac{PD \cdot VE \cdot P_S}{Z_S} \cdot 10^{-6} \quad (2.40)$$

$$Q = MMSCFD = MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{P_L}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S}\right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S}\right) \quad (2.41)$$

Se calculó por separado el volumen que desplaza el pistón y la eficiencia volumétrica del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón, y con las formulas anteriores se calcula el flujo que maneja el compresor en ambos lados del pistón.

5.10.2.1 Cálculo del volumen que desplaza el pistón.

En este ejemplo se mostrará como se realizan los cálculos para el cilindro compresor uno, del compresor recíprocante Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, de la planta compresora San Joaquín I. En las **Tabla 3.1** y **3.3**, se observan los parámetros necesarios de los compresores para realizar los cálculos.

5.10.2.1.1 Volumen que desplaza el pistón del lado del cabezal del pistón.

Los cálculos se realizan igual al ítem a) de **5.9.2.1**, y se obtiene:

$$PD_{LC} = \frac{13,364 \text{ plug}^2 \cdot 12 \cdot 400}{1728} = 37,122 \text{ pie}^3/\text{min}$$

5.10.2.1.2 Volumen que desplaza el pistón del lado de la barra.

Estos cálculos son iguales a los que se realizan en el ítem b) de **5.9.2.1** y se obtiene:

$$PD_{LB} = \frac{(13,364 \text{ plug}^2 - 3,1416 \text{ plug}^2) \cdot 12 \cdot 400}{1728}$$

$$PD_{LB} = 28,396 \text{ pie}^3/\text{min}$$

5.10.2.2 Cálculo de la eficiencia volumétrica, proceso Politrópico.

De igual manera se calcula el rendimiento volumétrico del lado del cabezal y del lado de la barra del pistón por separado.

5.10.2.2.1 Eficiencia Volumétrica del lado del cabezal, proceso Politrópico.

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s}\right) - \%VM_{LC} \cdot \left(\frac{Z_S}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right) \quad (2.44)$$

El porcentaje de volumen muerto nominal del lado del cabezal, del cilindro compresor 1, al igual que **5.9.2.2.1**, es:

$$\%VMN_{LC} = 27,59 \%$$

El Porcentaje de Volumen muerto debido a la abertura del bolsillo variable es:

$$\%BV = \text{Abertura del bolsillo en plg} \cdot \%VM \text{ por plg del bolsillo}$$

$$\%BV = 0 \text{ plg} \cdot 12,6 \% = 0$$

$$\%VM_{LC} = \%VMN_{LC} + \%BV = 27,59 \% + 0 = 27,59 \%$$

Con la presión reducida y temperatura reducida de la aspiración y descarga, se determina los valores de los factores de compresibilidad Z, tanto para la aspiración como para la descarga.

De la carta generalizada de compresibilidad del **ANEXO B**, el factor de compresibilidad de un fluido (Z) es:

$$Z_S = 0,945$$

$$P_{r des} = \frac{P_2}{P_c} = \frac{1077,7}{689,14 \text{ psia}} = 1,564$$

$$T_{r des} = \frac{T_{2asumido}}{T_c} = \frac{741,551 \text{ }^\circ R}{391,15 \text{ }^\circ R} = 1,896$$

$$Z_D = 0,96$$

Aplicando la Ecuación 2.44, se tiene:

$$VE_{LC} = 96 - \left(\frac{1077,7}{424,7} \right) - 27,59 \cdot \left(\left(\frac{0,945}{0,96} \cdot \left(\frac{1077,7}{424,7} \right)^{\frac{1}{1,281}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LC} = 96 - (2,5376) - 27,59 \cdot \left(\left(0,9844 \cdot (2,5376)^{\frac{1}{1,2891}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LC} = 64,15 \%$$

5.10.2.2.2 Eficiencia volumétrica del lado de la barra, proceso politrópico.

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{P_d}{P_s} \right) - \%VMN_{LB} \cdot \left(\frac{Z_S}{Z_d} \cdot \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) \quad (2.45)$$

De la **Tabla 3.3**, se obtiene el porcentaje de volumen muerto nominal del lado de la barra, el del cilindro compresor 1, es:

$$\%VMN_{LB} = 27,86 \%$$

Aplicando la Ecuación 2.45, se tiene:

$$VE_{LB} = 96 - \left(\frac{1077,7}{424,7} \right) - 27,86 \cdot \left(\left(\frac{0,945}{0,96} \cdot \left(\frac{1077,7}{424,7} \right)^{\frac{1}{1,2891}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LB} = 96 - (2,5375) - 27,86 \cdot \left(\left(0,9844 \cdot (2,5344)^{\frac{1}{1,2887}} \right) - 1 \right)$$

$$VE_{LB} = 63,86 \%$$

Aplicando la ecuación 2.40 para el lado del cabezal, se tiene que el cilindro compresor 1 maneja:

$$MMcfd = \frac{37,122 \text{ pie}^3 / \text{min} \cdot 64,15 \cdot 424,7 \text{ psia}}{0,945} \cdot 10^{-6}$$

$$MMcfd = 1,07 \text{ MMcfd}$$

Si se siguen los pasos anteriores desde el ítem **5.10.2**, se deduce que los demás cilindros compresores manejan del lado del cabezal:

$$MMcfd_{CC 2} = 0,99 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC 3} = 2,25 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC 4} = 1,3 \text{ MMcfd}$$

En total, el lado del cabezal maneja un volumen de:

$$MMcfd_{LC} = 5,60 \text{ MMcfd}$$

Aplicando la ecuación 2.40 para el lado de la barra, se tiene que el cilindro compresor 1 maneja:

$$MMcfd = \frac{28,396 \text{ pie}^3/\text{min} \cdot 63,86 \cdot 424,7 \text{ psia}}{0,945} \cdot 10^{-6}$$

$$MMcfd = 0,81 \text{ MMcfd}$$

Si se siguen los pasos anteriores se tiene que los demás cilindros compresores manejan del lado de la barra:

$$MMcfd_{CC 2} = 0,74 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC 3} = 1,95 \text{ MMcfd}$$

$$MMcfd_{CC 4} = 1,13 \text{ MMcfd}$$

En total, el lado de la barra maneja un volumen de:

$$MMcfd_{LB} = 4,63 \text{ MMcfd}$$

El compresor k-1, a las condiciones antes mencionadas manejará un flujo de gas en un proceso Politrópico de:

$$MMcfd_{LB} = 10,23 MMcfd$$

Se aplica la 2.41 para saber el flujo que maneja el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, a condiciones estándar:

$$Q = MMSCFD = 10,1 MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{P_L}\right) \cdot \left(\frac{T_L}{T_S}\right) \cdot \left(\frac{Z_L}{Z_S}\right)$$

$$Q = MMSCFD = 10,23 MMcfd \cdot \left(\frac{14,4}{14,7}\right) \cdot \left(\frac{520,67}{595,67}\right) \cdot \left(\frac{1}{0,945}\right)$$

$$Q = 9,15 MMSCFD$$

5.10.3 Estimación de la potencia requerida, proceso politrópico.

De “Práctica para la tecnología de los Compresores” [8] se obtiene la siguiente fórmula para estimar la potencia al freno necesaria en el proceso de compresión:

$$BHP = 43,67 \cdot (Q) \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} \quad (2.39)$$

De la Figura 3 (ANEXO D), de la norma “CALCULOS EN SISTEMAS DE COMPRESION” [18] se obtiene que la eficiencia mecánica es de 92,5 %, sin embargo tomando en cuenta los años de servicio de los compresores recíprocos se tomará para efectos de este estudio que la eficiencia mecánica es de 91 %.

La eficiencia de compresión varía con muchos factores y es difícil definir una relación única. Sin embargo, algunas compañías como la DRESSER-RAND recomiendan emplear un valor de 0,85 como una aproximación al servicio lubricado. Este valor será tomado para efectos de este estudio.

Por la ecuación 2.39, se tiene:

$$BHP = 43,67 \cdot (9,15 \text{ MMSCFD}) \cdot \left(\frac{1,2891}{1,2891 - 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{1077,7 \text{ psia}}{424,7 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,2891 - 1}{1,2891}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{1}{0,91}$$

$$BHP = 535,33 \text{ HP}$$

Tabla 5.15. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria politrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	252,04	10,76	559,53
440	259,00	10,38	556,18
430	263,88	9,96	549,73
420	269,15	9,56	542,94
410	274,41	9,16	535,33
400	280,18	8,76	527,52
390	286,68	8,38	519,58
380	293,36	8,00	510,94
370	300,47	7,62	501,84
360	308,02	7,25	492,10

Tabla 5.16. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria politrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	257,83	11,34	595,42
440	263,26	10,92	590,77
430	268,46	10,50	584,90
420	274,24	10,09	579,11
410	280,35	9,69	573,01

400	286,85	9,30	566,61
390	293,75	8,91	559,96
380	301,11	8,54	553,09
370	309,01	8,17	546,10
360	317,56	7,81	539,09

Tabla 5.17. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración mediante una trayectoria politrópica.
Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	257,83	11,30	593,63
440	263,26	10,83	585,85
430	268,46	10,35	576,53
420	274,24	9,89	567,36
410	280,35	9,43	557,83
400	286,85	8,99	547,96
390	293,75	8,56	537,81
380	301,11	8,14	527,42
370	309,01	7,73	516,92
360	317,56	7,34	506,46

5.11 Cálculo de fuerzas sobre la barra del pistón.

$$F_C = A_P \cdot (P_d - P_S) + P_S \cdot A_B \quad (2.55)$$

$$F_C = 13,364 \text{ plug}^2 \cdot (1094,7 \text{ psia} - 424,7 \text{ psia}) + 424,7 \text{ psia} \cdot 3,1416 \text{ plug}^2$$

$$F_C = 10288,12 \text{ Lbf}$$

$$F_T = A_P \cdot (P_d - P_s) - P_d \cdot A_B \quad (2.54)$$

$$F_T = 13,364 \text{ plg}^2 \cdot (1094,7 \text{ psia} - 424,7 \text{ psia}) - 1094,7 \text{ psia} \cdot 3,1416 \text{ plg}^2$$

$$F_T = 5514,77 \text{ Lbf}$$

Tabla 5.18. Fuerza de compresión y tracción en las barras de los cilindros compresores del Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Presión de aspiración (psig)	E. C. CC 1	E. C. CC 2	E. C. CC 3	E. C. CC 4	E. T. CC 1	E. T. CC 2	E. T. CC 3	E. T. CC 4
450	9652	9163	16024	16024	4806	4317	11178	11178
440	9754	9257	16230	16230	4940	4443	11416	11416
430	9857	9352	16436	16436	5074	4569	11653	11653
420	9959	9446	16642	16642	5207	4694	11891	11891
410	10061	9540	16848	16848	5341	4820	12128	12128
400	10163	9634	17055	17055	5475	4946	12366	12366
390	10265	9729	17261	17261	5608	5071	12604	12604
380	10368	9823	17467	17467	5742	5197	12841	12841
370	10470	9917	17673	17673	5876	5323	13079	13079
360	10572	10011	17879	17879	6009	5448	13316	13316

Tabla 5.19. Fuerza de compresión y tracción en las barras de los cilindros compresores del Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

Presión de aspiración (psig)	E. C. CC 1	E. C. CC 2	E. C. CC 3	E. C. CC 4	E. T. CC 1	E. T. CC 2	E. T. CC 3	E. T. CC 4
450	10480	10480	15715	15715	5675	5675	10910	10910
440	10599	10599	15921	15921	5825	5825	11148	11148
430	10718	10718	16127	16127	5976	5976	11385	11385
420	10836	10836	16333	16333	6126	6126	11623	11623
410	10955	10955	16540	16540	6276	6276	11860	11860
400	11074	11074	16746	16746	6427	6427	12098	12098
390	11193	11193	16952	16952	6577	6577	12336	12336
380	11312	11312	17158	17158	6727	6727	12573	12573
370	11431	11431	17364	17364	6878	6878	12811	12811
360	11550	11550	17570	17570	7028	7028	13048	13048

Tabla 5.20. Fuerza de compresión y tracción en las barras de los cilindros compresores del Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Presión de aspiración (psig)	F. C. CC 1	F. C. CC 2	F. C. CC 3	F. C. CC 4	F. T. CC 1	F. T. CC 2	F. T. CC 3	F. T. CC 4
450	10480	10480	18424	18424	5675	5675	13620	13620
440	10599	10599	18676	18676	5825	5825	13902	13902
430	10718	10718	18927	18927	5976	5976	14185	14185
420	10836	10836	19178	19178	6126	6126	14468	14468
410	10955	10955	19430	19430	6276	6276	14751	14751
400	11074	11074	19681	19681	6427	6427	15033	15033
390	11193	11193	19932	19932	6577	6577	15316	15316
380	11312	11312	20184	20184	6727	6727	15599	15599

5.12 Análisis del proceso de compresión por medio del software COMPRES

Se colocan los datos de la **Tabla 5.5**, y el programa genera los siguientes parámetros:

Peso molecular = 20,850158

Gravedad específica = 0,720158

Temperatura crítica = 390,202

Presión crítica = 689,9626

Relación de calores específicos a 50 °F = 1,268432

Relación de calores específicos a 150 °F = 1,244314

Relación de calores específicos a 300 °F = 1,209614

Para el proceso de compresión como tal se insertan los siguientes datos en el programa:

19. Gravedad específica (0,720158)

20. Relación de calores específicos a 50°F y a 300°F. (1,268432 y 1,209614)

21. Temperatura ambiente a la cual trabaja el equipo. (90 °F)

22. Número de etapas. En este caso el número de etapas es 1, sin embargo, se pueden usar hasta cuatro etapas. (1)
23. Se le coloca la carrera del pistón en pulgada. (12 pulg.)
24. Diámetro de la barra del cilindro compresor en pulgadas. (2 pulg.)
25. Las R.P.M. a la cual gira el cigüeñal de los cilindros compresores. (400 RPM)
26. N° de cilindros de esa etapa. En este caso se hará para el cilindro compresor 1, del Motocompresor k-1. (1)
27. El diámetro del cilindro compresor en pulgadas. (4,125 plg)
28. Colocar si el cilindro compresor es de simple acción “s” (comprime en un solo lado) o doble acción “d” (comprime en los dos lados).
29. Los espacios muertos de diseño del lado del cabezal y del lado de la barra, este dato está en la placa del compresor y debe colocarse en el software los valores en porcentaje. (27,59 % y 27,86 %)
30. Luego se coloca el espacio muerto que se agrega por los bolsillos variables. (0%)
31. El programa pide que se introduzca si se conoce la eficiencia mecánica de la máquina. (91%)
32. El programa pregunta si los cilindros compresores tienen TAILROD, es decir la barra guía que se le coloca a los compresores en el cabezal del pistón. Se coloca la letra <N> del teclado.
33. El programa pregunta si los compresores trabajan en una unidad separada o contra el cigüeñal del motor. En este caso el motor trabaja contra cigüeñal. Opción <1>.
34. Se coloca la presión de aspiración a la cual se quiere simular la compresión, en psig. (410 psig)
35. Se introduce la temperatura de aspiración del gas de proceso, en °F. (135 °F)
36. Se coloca la presión de descarga del compresor, en psig. (1080 psig)

El software compres genera los siguientes datos:

23. Stage Ratio = 2.578 = Relación de Compresión.
24. INT. Std. LOSS = 13.41 = Perdidas por Etapa.
25. CILINDER No. 1 = Número de cilindro.
26. DIAMETER = 4,125 = diámetro de la camisa del cilindro compresor.
27. H.E. CL. 27,59 - F.E. CL 27,86 = Porcentajes de volumen muerto de diseño estos valores se encuentran en la chapa del cilindro.
28. EVs H.E. = 0,63 EVs F.E. = 0.63. Eficiencia volumétrica de succión.
29. EVd H.E. = 0.31 EVd F.E. = 0.31. Eficiencia volumétrica de descarga.
30. EV Avg = 0.632 = Eficiencia volumétrica promedio.
31. EV Cal. = 0.632 = Eficiencia volumétrica calculada.
32. ICFM H.E.= 23.5 = Pie cúbico por minuto a condiciones de entrada lado externo.
33. ICFM F.E. =17.9 = Pie cúbico por minuto a condiciones de entrada lado interno.
34. ROD LOAD COMP. = 10288,1= Fuerza a compresión que se ejercerá sobre la barra.
35. ROD LOAD TEN. = 5514,8 =Fuerza a tensión que se ejercerá sobre la barra.
36. H.P.STAGE= 107,41 = Caballos de fuerza que consumirá esta etapa en el proceso de compresión.
37. MMSCFD= 1,607 = Millones de gas que maneja diario el compresor.
38. K_{Avg} = 1.2336 = Relación de calores específicos promedio.
39. Comp. Exp. = 1.32 = Exponente de compresión.
40. Z_s = 0.937 = Factor de compresibilidad en la succión.
41. Z_d =0.937 = Factor de compresibilidad en la descarga.
42. Gas H.P. TOTAL = 97,7495 = HP consumidos solo por el gas.
43. B.H.P TOTAL = 107,4076 = HP consumidos por la etapas.
44. B.H.P PER MM = 66.83645 = HP consumidos por cada millón de pies cúbicos de gas.

Para mayor detalle en el Capítulo III, se explica de forma detallada este software.

Tabla 5.21. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración obtenidos a través del COMPRES. Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Presión aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	280,66	11,1270	663,3255
440	283,34	10,7390	657,3938
430	286,09	10,3520	650,7201
420	288,92	9,9660	643,2865
410	291,85	9,5820	635,074
400	294,87	9,1990	626,0613
390	297,98	8,8180	616,2283
380	301,2	8,4380	605,5506

Tabla 5.22. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración obtenidos a través del COMPRES. Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	281,97	11,11	660,45
440	284,75	10,68	651,99
430	287,62	10,25	642,67
420	290,58	9,82	632,49
410	293,63	9,40	621,41
400	296,78	8,98	609,41
390	300,03	8,55	596,46

Tabla 5.23. Temperatura de descarga, flujo y potencia en función de la presión de aspiración obtenidos a través del COMPRES. Compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Presión de aspiración (psig)	Temperatura de descarga (°F)	Flujo (MMSCFD)	Potencia (HP)
450	281,97	11,2020	665,8465
440	284,75	10,6940	652,8596

430	287,62	10,1890	638,8096
420	290,58	9,6870	623,6673
410	293,63	9,1870	607,4063
400	296,78	8,6890	589,9943
390	300,03	8,1940	571,4001

5.13 Cálculo de pérdidas en las tuberías de aspiración y la descarga.

Utilizando lo visto en el ítem 2.13, del Capítulo II “Flujo de fluidos compresibles en tuberías de gas” se calculan las pérdidas desde el cabezal de aspiración de las plantas hasta la aspiración del compresor.

5.13.1 Especificaciones de las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

a) Tubería de aspiración:

- Longitud: 30,2042 pies (□ 6”).
- Longitud: 8,2021 pies (□ 4”).
- Codos 45°: 1 (□ 6”).
- Codos 90°: 7 (□ 6”).
- Codos 90°: 1 (□ 4”).
- Estrechamiento: 6” - 4”.
- Válvula: 1 (□ 6”).
- Separador de aspiración: $\Delta P = 3\text{psi}$.

b) Tubería de descarga:

- Longitud: 64,6325 pies (□ 4”).

- Codos 45°: 1 (□ 4”).
- Codos 90°: 11 (□ 4”).
- Válvula: 1 (□ 4”).
- Separador de descarga: $\Delta P = 5$ psi.
- Enfriador: $\Delta P = 5$ psi.

Tabla 5.24. Variación de la presión en función del caudal, aspiración compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	10,60
9,5	9,86
9	9,16
8,5	8,50
8	7,87
7,5	7,28
7	6,73
6,5	6,22

Tabla 5.25. Variación de la presión en función del caudal, descarga compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	25,72
9,5	24,20
9	22,75
8,5	21,37
8	20,08
7,5	18,87
7	17,73
6,5	16,67

5.13.2 Especificaciones de las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

a) Tubería de aspiración:

- Longitud: 11,145 pies (□ 6”).
- Longitud: 13,12 pies (□ 4”).
- Codos 45°: 1 (□ 6”).
- Codos 90°: 1 (□ 4”).
- Estrechamiento: 6” - 4”.
- Válvula: 1 (□ 6”).

b) Tubería de descarga:

- Longitud: 67,25 pies (□ 4”).
- Codos 45°: 1 (□ 4”).
- Codos 90°: 11 (□ 4”).
- Válvula: 1 (□ 4”).
- Separador de descarga: $\Delta P = 5$ psi.
- Enfriador: $\Delta P = 5$ psi.

Tabla 5.26. Variación de la presión en función del caudal, aspiración compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	5,02
9,5	4,53
9	4,07
8,5	3,63
8	3,22
7,5	2,83
7	2,47
6,5	2,13

Tabla 5.27. Variación de la presión en función del caudal, descarga compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	25,97
9,5	24,42
9	22,95
8,5	21,56

8	20,24
7,5	19,01
7	17,85
6,5	16,77

5.13.3 Especificaciones de las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

a) Tubería de aspiración:

- Longitud: 7,87 pies (□ 6”).
- Longitud: 14,76 pies (□ 4”).
- Codos 45°: 1 (□ 6”).
- Codos 90°: 1 (□ 4”).
- Estrechamiento: 6” - 4”.
- Válvula: 1 (□ 6”).

b) Tubería de descarga:

- Longitud: 67,25 pies (□ 4”).
- Codos 45°: 1 (□ 4”).
- Codos 90°: 11 (□ 4”).
- Válvula: 1 (□ 4”).
- Separador de descarga: $\Delta P = 5$ psi.
- Enfriador: $\Delta P = 5$ psi.

Tabla 5.28. Variación de la presión en función del caudal, aspiración compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	5,00

9,5	4,52
9	4,06
8,5	3,62
8	3,21
7,5	2,83
7	2,46
6,5	2,13

Tabla 5.29. Variación de la presión en función del caudal, descarga compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Flujo (MMSCFD)	ΔP (psi)
10	25,80
9,5	24,27
9	22,81
8,5	21,44
8	20,14
7,5	18,91
7	17,77
6,5	16,70

Capítulo VI

Análisis de resultados

En esta sección se presentan los resultados que se obtuvieron del estudio realizado, ordenados y agrupados gráficamente, a fin de exponer razonadamente el análisis de resultados respectivo.

6.1 Presiones en Estaciones de Descarga en el Campo San Joaquín

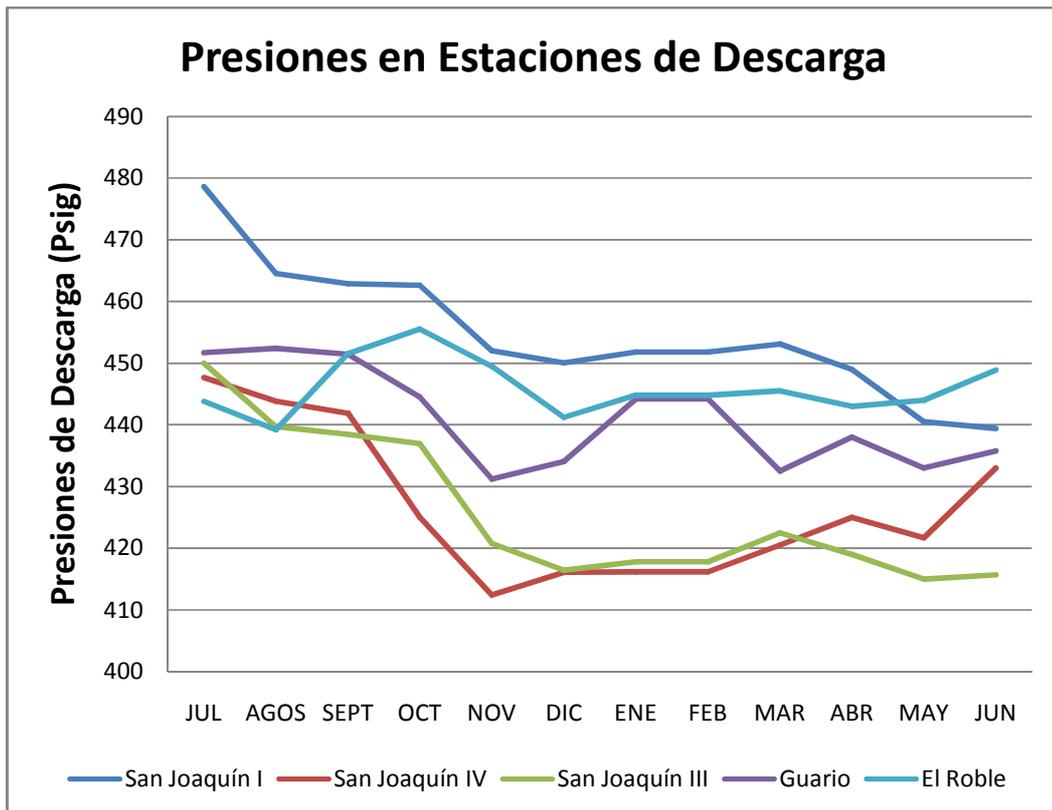


Gráfico 6.1. Presiones promedio en Estaciones de Descarga del Campo San Joaquín.

En el **Gráfico 6.1**, se puede observar las presiones en Estaciones de Descarga que pertenecen al Campo San Joaquín, con una tendencia a la disminución de la presión en todas las estaciones de descarga del Campo San Joaquín, las estaciones que trabajan con más baja presión son San Joaquín IV y San Joaquín III, con una caída de presión de 1,2 y 2,9 psig por mes. Sin embargo, se percibe que la estación de descarga San Joaquín I desciende 3,33 psig por mes.

6.2 Presión de Aspiración en Plantas Compresoras del Campo San Joaquín

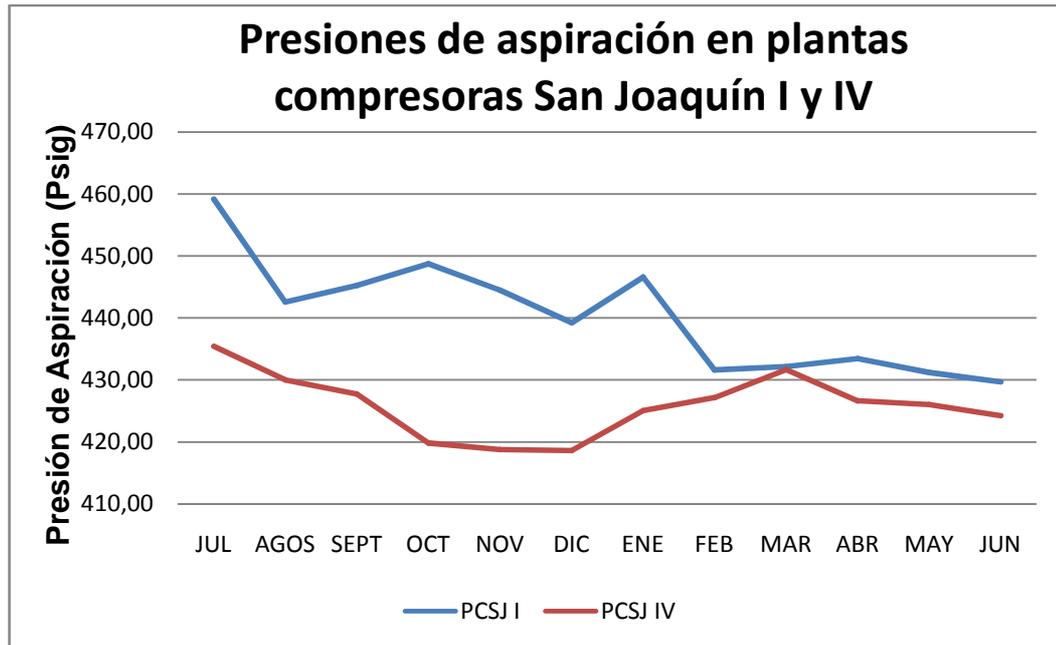


Gráfico 6.2. Presiones de Aspiración de las Plantas Compresoras San Joaquín I y IV.

En el **Gráfico 6.2**, se puede observar las presiones de aspiración en las Plantas Compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, con una tendencia a la disminución de la presión de aspiración en estas plantas compresoras, estando en la condición mas critica la planta compresora San Joaquín IV. La tasa de disminución de la presión de aspiración en la planta compresora San Joaquín I es de 2,5 psig por mes mientras que la planta compresora San Joaquín IV es de 0,9 psig por mes.

6.3 Presión de Descarga en Plantas Compresoras San Joaquín I y IV.

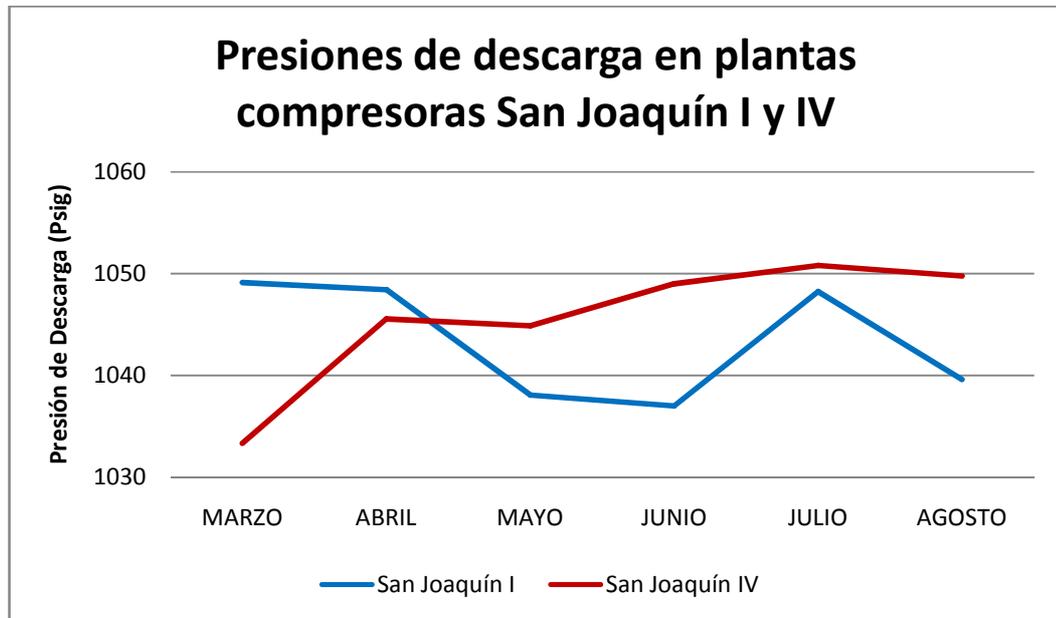


Gráfico 6.3. Presión promedio en la descarga de las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV.

En el **Gráfico 6.3**, se puede observar las presiones de descarga promedio de las plantas compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, en esta gráfica se aprecia que el diferencial máximo de presión de descarga en la planta compresora San Joaquín I es de 12 psi y para la planta compresora San Joaquín IV el máximo diferencial de presión es de 18 psi. Se puede decir que la presión de descarga de las plantas compresoras se mantienen entre rangos de presión que varían de acuerdo a la presión que tenga el sistema, ya que cuenta con válvulas de presión diferencial que abren solo cuando la presión dentro del cilindro es mayor a la presión del sistema (externa).

6.4 Flujo de Gas Manejado en Plantas Compresoras San Joaquín I y IV.

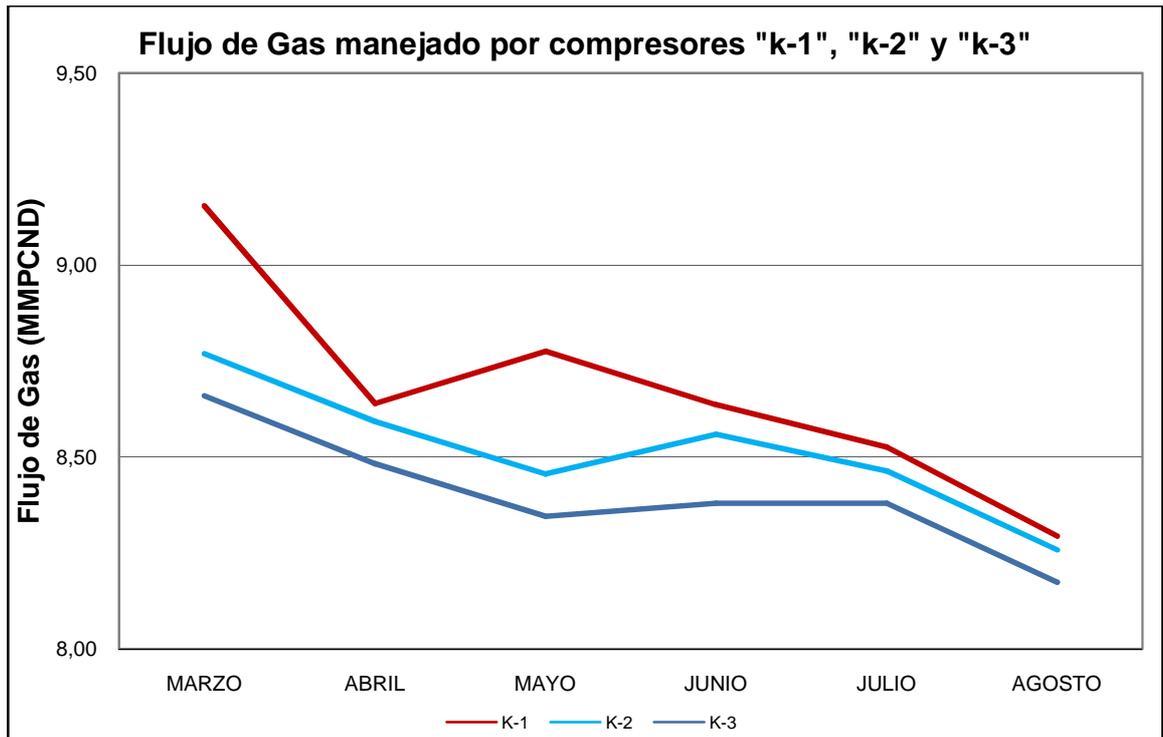


Gráfico 6.4. Flujo promedio mensual del gas manejado por los compresores Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, “k-2” y “k-3” de las Plantas Compresoras San Joaquín I y IV.

En el **Gráfico 6.4**, se puede observar el Flujo promedio mensual del gas manejado por los compresores “k-1”, “k-2” y “k-3” de las Plantas Compresoras San Joaquín I y San Joaquín IV, se observa una disminución en el flujo que manejan los compresores en un lapso de seis meses. La tasa de disminución del flujo en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412, “k-1” es de 0,14 MMSCFD. . La tasa de disminución del flujo en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412, “k-2” es de 0,85 MMSCFD. . La tasa de disminución del flujo en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412, “k-3” es de 0,8 MMSCFD

6.5 Temperatura de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” de la planta compresora San Joaquín I

En el **Gráfico 6.5**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la temperatura de descarga respecto a la presión de aspiración, se observan las temperaturas de descarga isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye aumenta la temperatura de descarga, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados para la temperatura de descarga. Como se percibe en el **Gráfico 6.5**, el valor máximo de temperatura de descarga se alcanza primero por la compresión isentrópica, luego por la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE y por último por la compresión politrópica. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 411,86 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 3,7 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 368,34 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 5,3 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 382,91 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 2,7 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. Para no trabajar sobre el límite de temperatura propuesto por la norma API 618 (300°F), se asignará un límite de temperatura de 294°F, un 2% inferior que el límite máximo. Para este valor de temperatura las presiones de aspiración son de: 1) Isentrópica: 427,12 psig; 2) Politrópica: 378,52 psig y 3) COMPRESSION PERFORMANCE: 403,38 psig. Este último será nuestro patrón de selección, por ser la trayectoria intermedia.

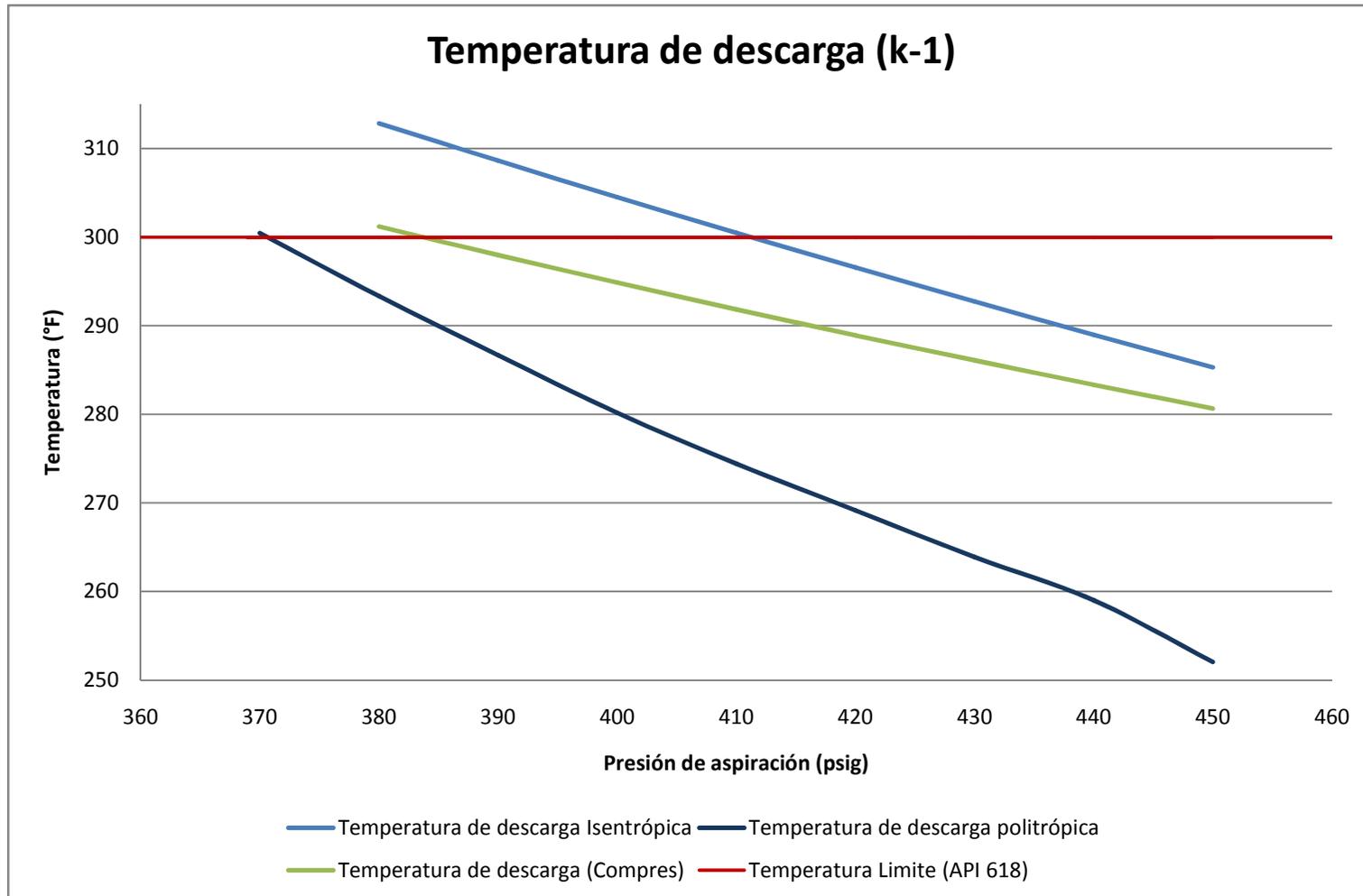


Gráfico 6.5. Curva de temperatura de descarga en función de la presión de aspiración. (k-1)

6.6 Flujo manejado por el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” de la planta compresora San Joaquín I.

En el **Gráfico 6.6**, se muestra la curva correspondiente a la variación del flujo respecto a la presión de aspiración, se observa el flujo que maneja el compresor mediante una compresión isentrópica, politrópica y el calculado mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye el flujo que maneja el compresor, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados. Como se percibe en el **Gráfico 6.9**, el caudal de gas máximo se alcanza mediante la compresión isentrópica (11,92 MMSCFD), luego por la compresión politrópica (10,76 MMSCFD) y por último se encuentra el flujo calculado mediante el compres (11,13 MMSCFD).

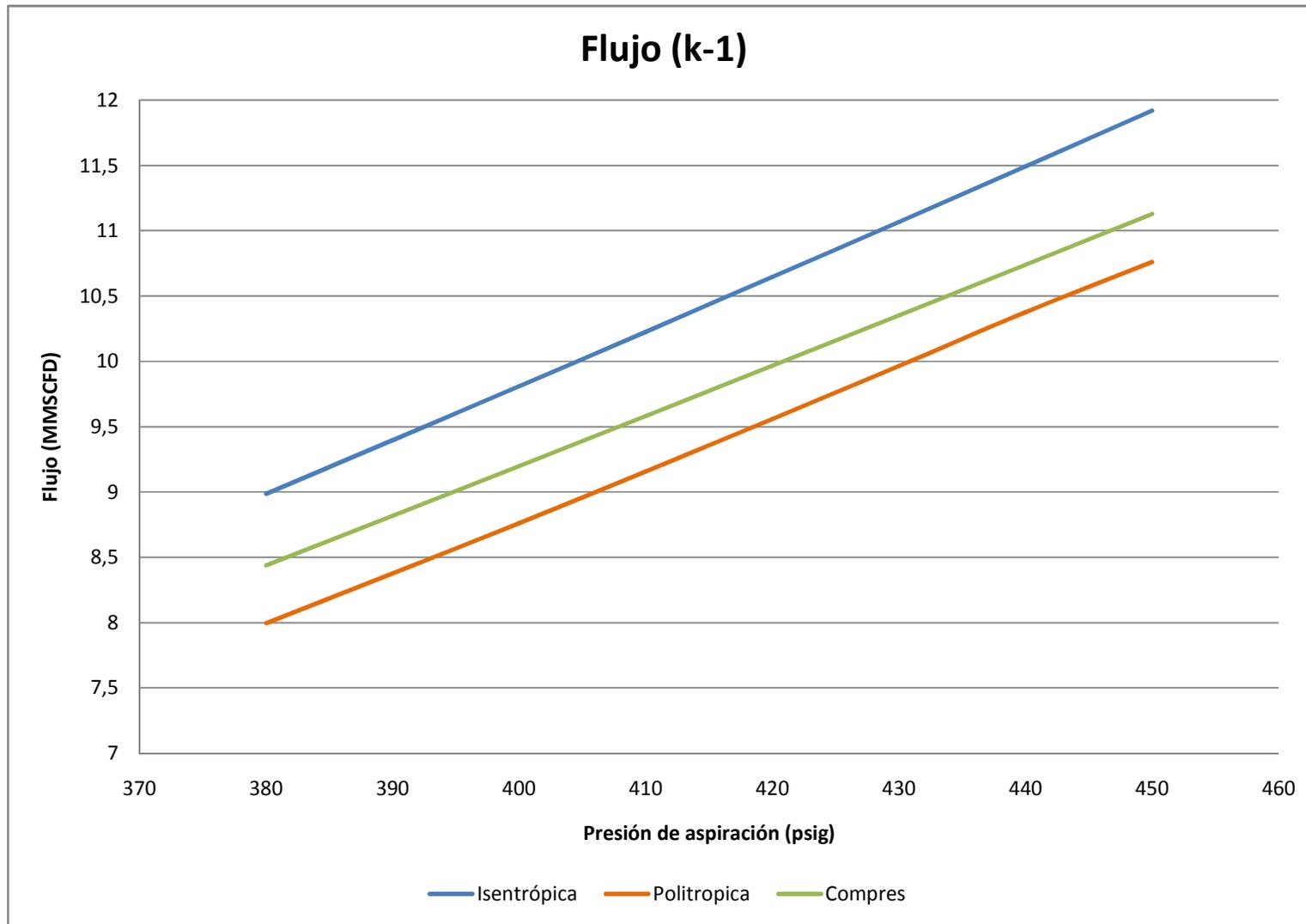


Gráfico 6.6. Curva de flujo manejado en función de la presión de aspiración. (k-1).

6.7 Potencia estimada en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” de la planta compresora San Joaquín I.

En el **Gráfico 6.7**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la potencia respecto a la presión de aspiración, se observan la potencia de compresión isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software compres. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye la potencia, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados en la temperatura de descarga. La potencia estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor máximo de 633,56 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor máximo de 559,53 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor máximo de 663,33 HP para una presión de aspiración de 450 psig. Se observa que la curva de potencia calculada a través del compresor sobre pasa la potencia máxima nominal para un valor de 445,3 psig.

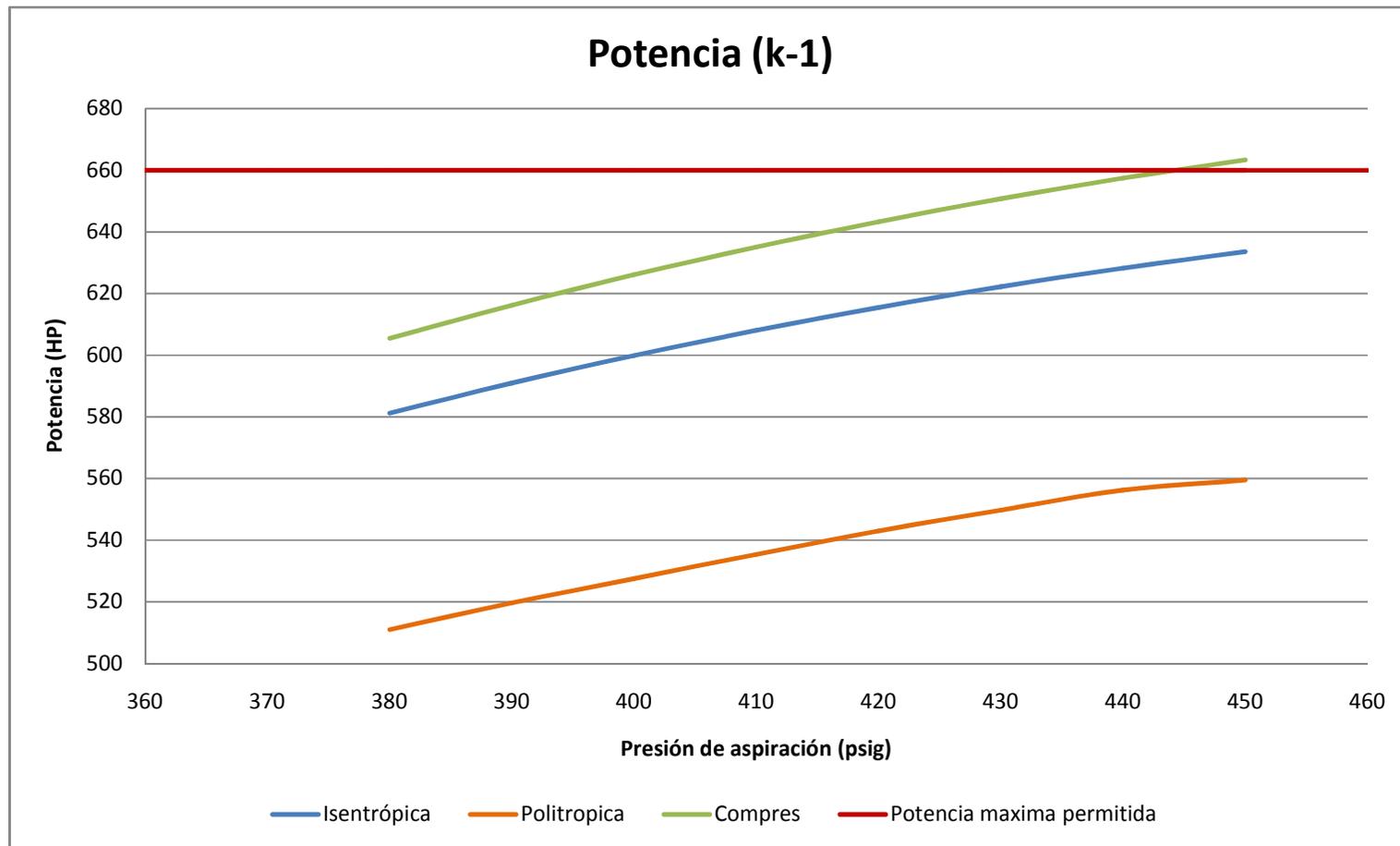


Gráfico 6.7. Variación de la potencia en función de la presión de aspiración. (k-1)

6.8 Temperatura de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2” de la planta compresora San Joaquín IV

En el **Gráfico 6.8**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la temperatura de descarga respecto a la presión de aspiración, se observan las temperaturas de descarga isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye aumenta la temperatura de descarga, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados en la temperatura de descarga. Como se percibe en el **Gráfico 6.8**, el valor máximo de temperatura de descarga se alcanza primero por la compresión isentrópica, luego por la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 407,92 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 3,8 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 381,14 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 5,4 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 389,88 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 2,8 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. Para no trabajar sobre el límite de temperatura propuesto por la norma API 618 (300°F), se asignará un límite de temperatura de 294°F, un 2% inferior que el límite máximo. Para este valor de temperatura las presiones de aspiración son de: 1) Isentrópica: 422,61 psig; 2) Politrópica: 390,58 psig y 3) COMPRESSION PERFORMANCE: 409,53 psig. Este último será nuestro patrón de selección, por ser la trayectoria intermedia.

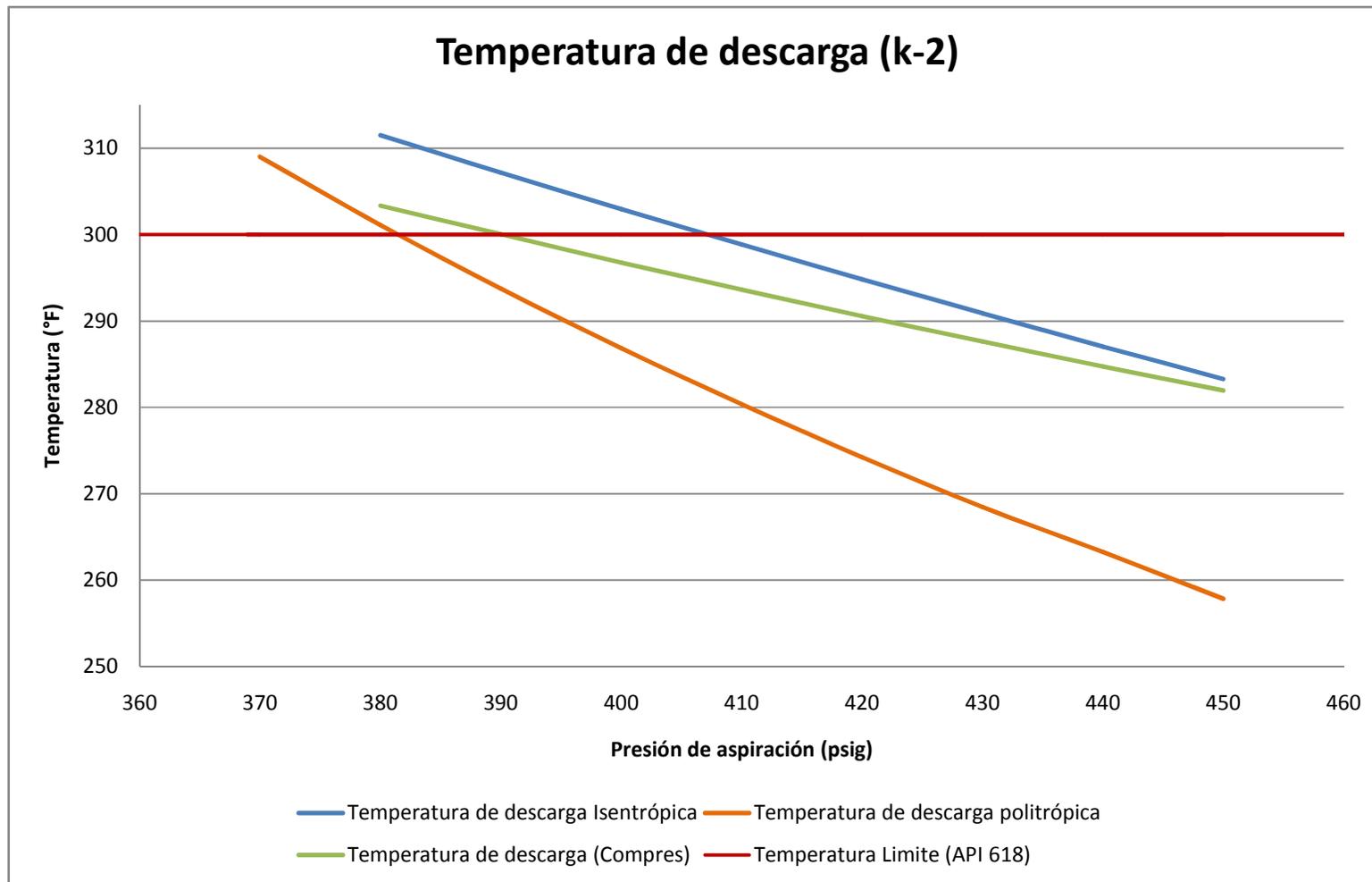


Gráfico 6.8. Curva de Temperatura de Descarga en función de la Presión de aspiración. (k-2)

6.9 Flujo manejado por el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2” de la planta compresora San Joaquín IV.

En el **Gráfico 6.9**, se muestra la curva correspondiente a la variación del flujo respecto a la presión de aspiración, se observa el flujo que maneja el compresor mediante una compresión isentrópica, politrópica y el calculado mediante el software compres. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye el flujo que maneja el compresor, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados. Como se percibe en el **Gráfico 6.9**, el caudal de gas máximo se alcanza mediante la compresión isentrópica (11,91 MMSCFD), luego por la compresión politrópica (11,34 MMSCFD) y por último se encuentra el flujo calculado mediante el compres (11,11 MMSCFD).

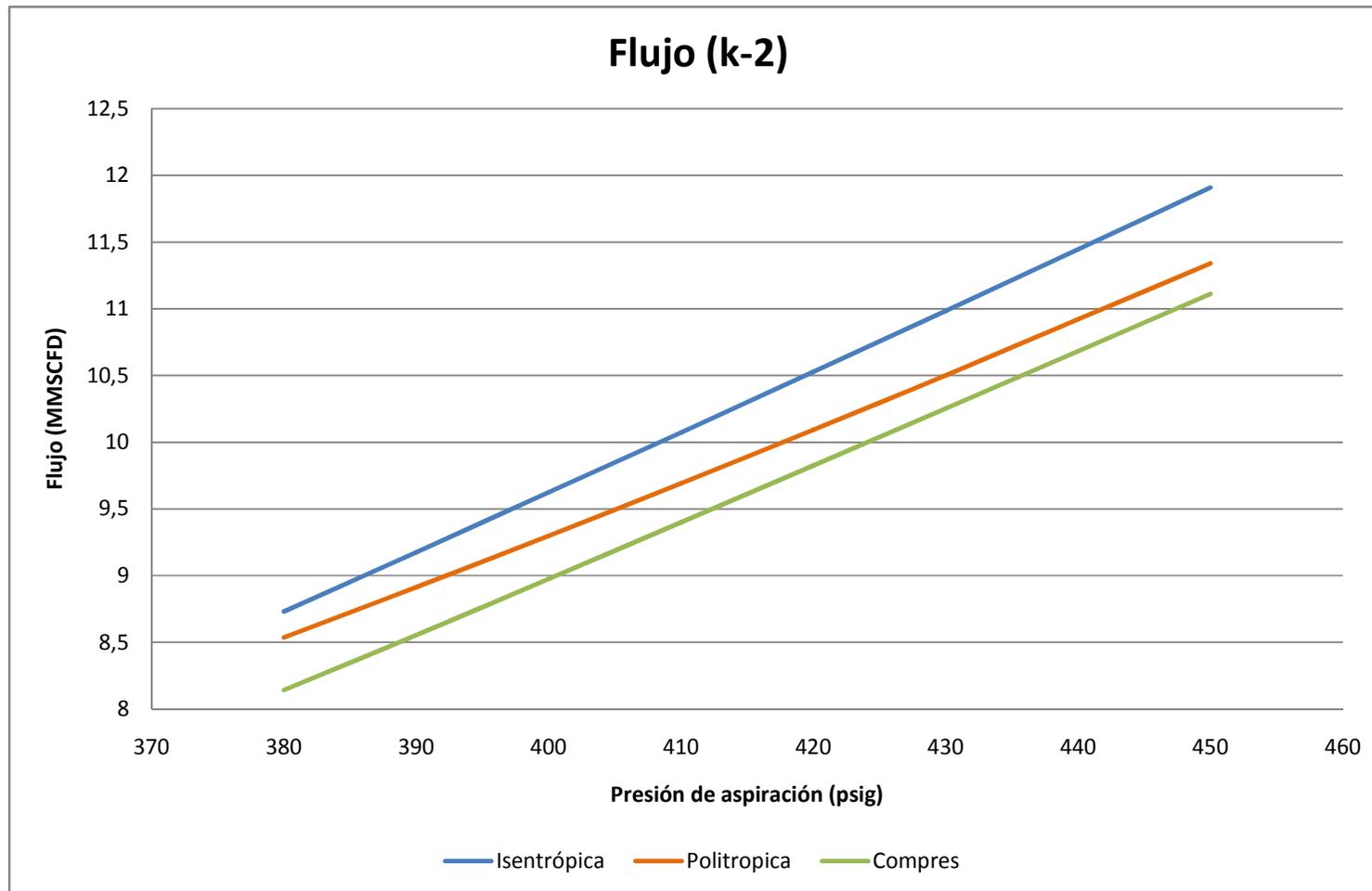


Gráfico 6.9. Curva de flujo manejado en función de la presión de aspiración. (k-2)

6.10 Potencia estimada en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2” de la planta compresora San Joaquín IV.

En el **Gráfico 6.10**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la potencia respecto a la presión de aspiración, se observan las potencias de compresión isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software compres. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye la potencia, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados en la temperatura de descarga. La potencia estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor máximo de 636,49 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor máximo de 595,4 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor máximo de 660,45 HP para una presión de aspiración de 450 psig, durante este cálculo se alcanza la máxima potencia permitida de 660 HP en 449 psig.

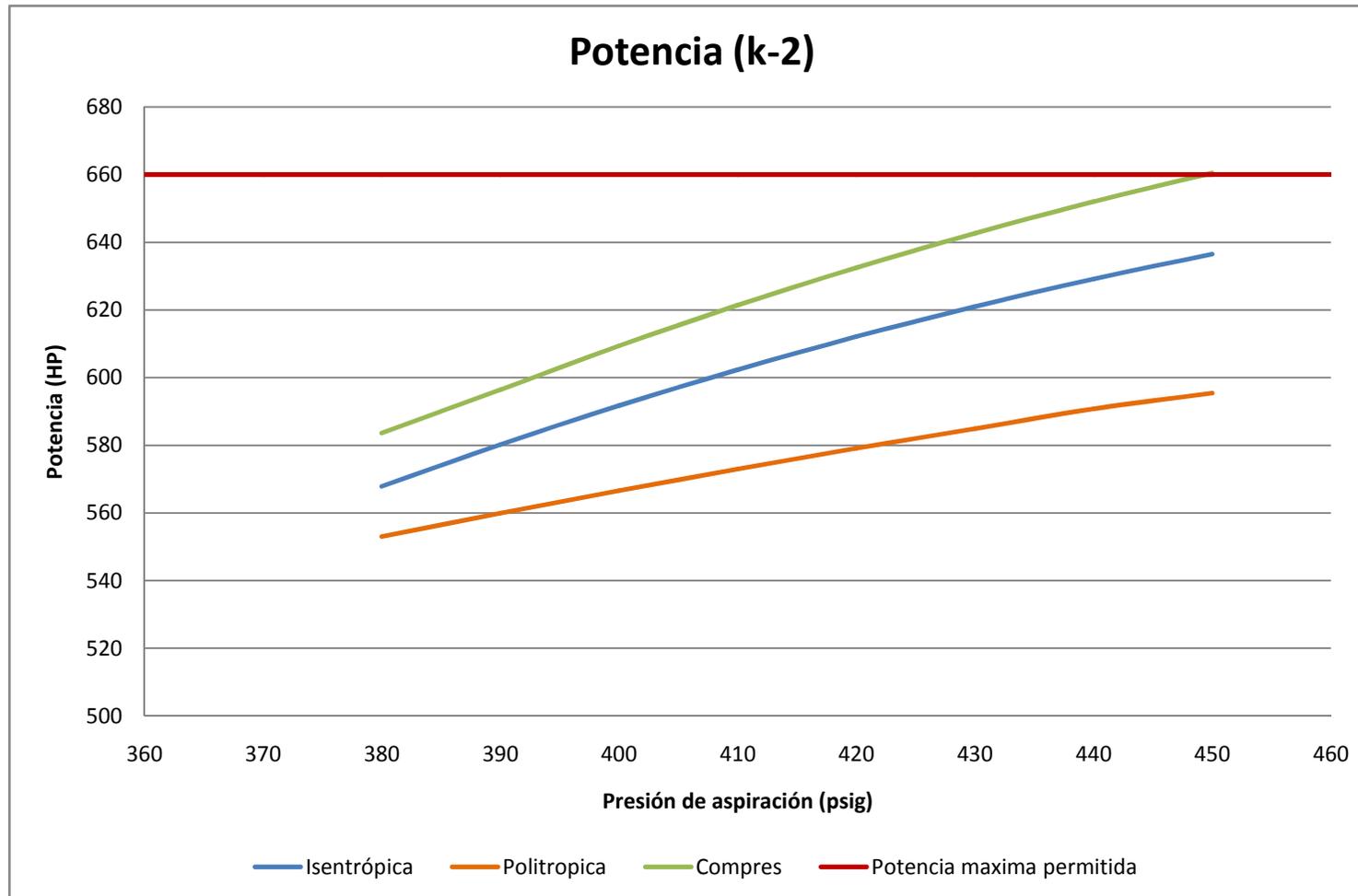


Gráfico 6.10. Variación de la potencia en función de la presión de aspiración. (k-2).

6.11 Temperatura de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3” de la planta compresora San Joaquín IV

En el **Gráfico 6.11**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la temperatura de descarga respecto a la presión de aspiración, se observan las temperaturas de descarga isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye aumenta la temperatura de descarga, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados en la temperatura de descarga. Como se percibe en el **Gráfico 6.11**, el valor máximo de temperatura de descarga se alcanza primero por la compresión isentrópica, luego por la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 407,92 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 3,8 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 381,14 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 5,4 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. La temperatura de descarga estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor límite de 300 °F para una presión de aspiración de 389,88 psig, de esta curva se puede saber que la temperatura de descarga aumenta 2,8 °F por cada 10 psi que desciende la presión de aspiración. Para no trabajar sobre el límite de temperatura propuesto por la norma API 618 (300°F), se asignará un límite de temperatura de 294°F, un 2% inferior que el límite máximo. Para este valor de temperatura las presiones de aspiración son de: 1) Isentrópica: 422,61 psig; 2) Politrópica: 390,58 psig y 3) COMPRESSION PERFORMANCE: 409,53 psig. Este último será nuestro patrón de selección, por ser la trayectoria intermedia.

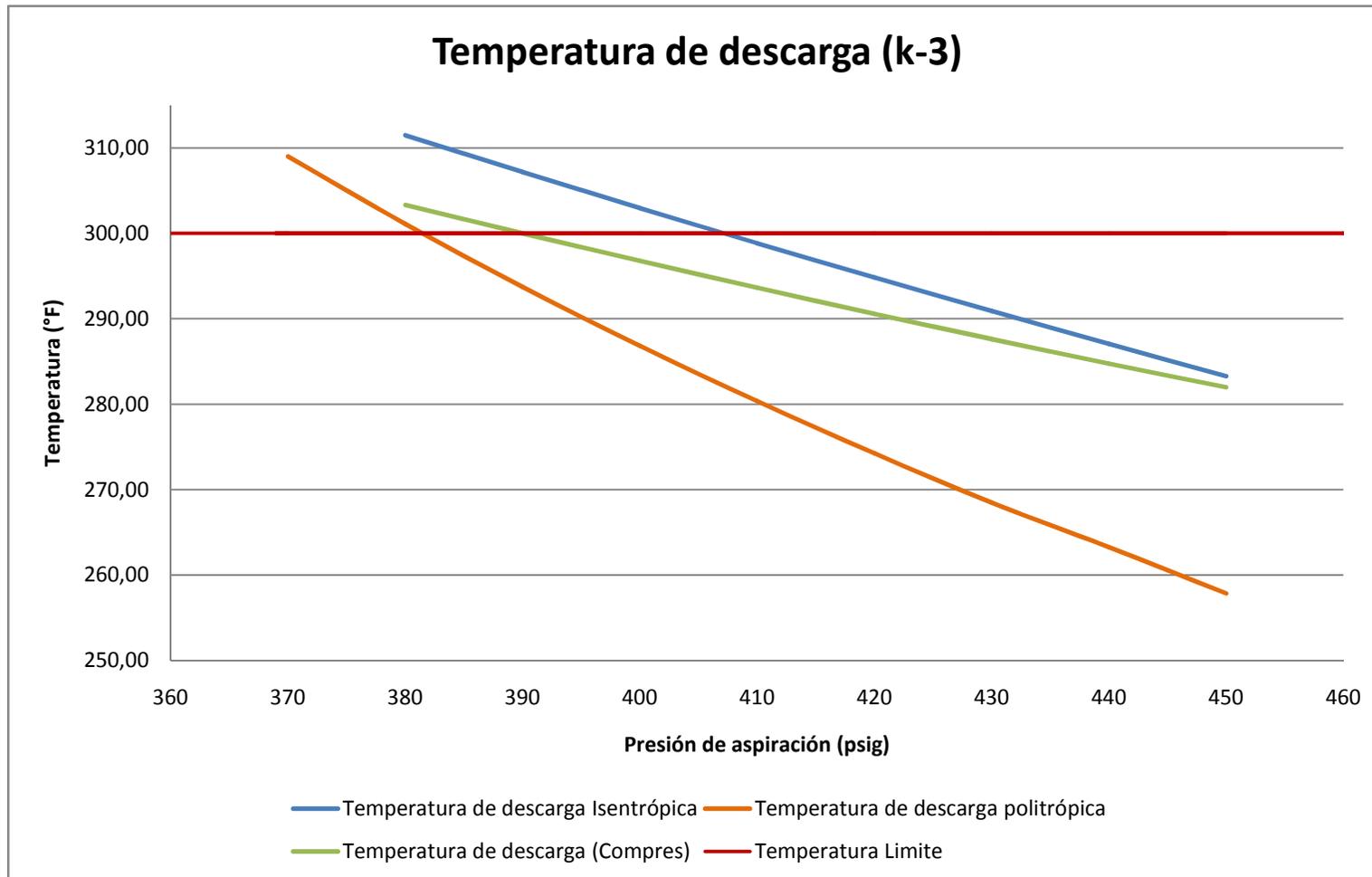


Gráfico 6.11. Curva de temperatura de descarga en función de la presión de aspiración. (k-3).

6.12 Flujo manejado por el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3” de la planta compresora San Joaquín IV.

En el **Gráfico 6.12**, se muestra la curva correspondiente a la variación del flujo respecto a la presión de aspiración, se observa el flujo que maneja el compresor mediante una compresión isentrópica, politrópica y el calculado mediante el software compres. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye el flujo que maneja el compresor, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados. Como se percibe en el **Gráfico 6.12**, el caudal de gas máximo se alcanza mediante la compresión isentrópica (12,06 MMSCFD), luego por la compresión politrópica (11,30 MMSCFD) y por último se encuentra el flujo calculado mediante el compres. Se observan mayores flujos de gas para este compresor respecto al k-1 (11,20 MMSCFD).

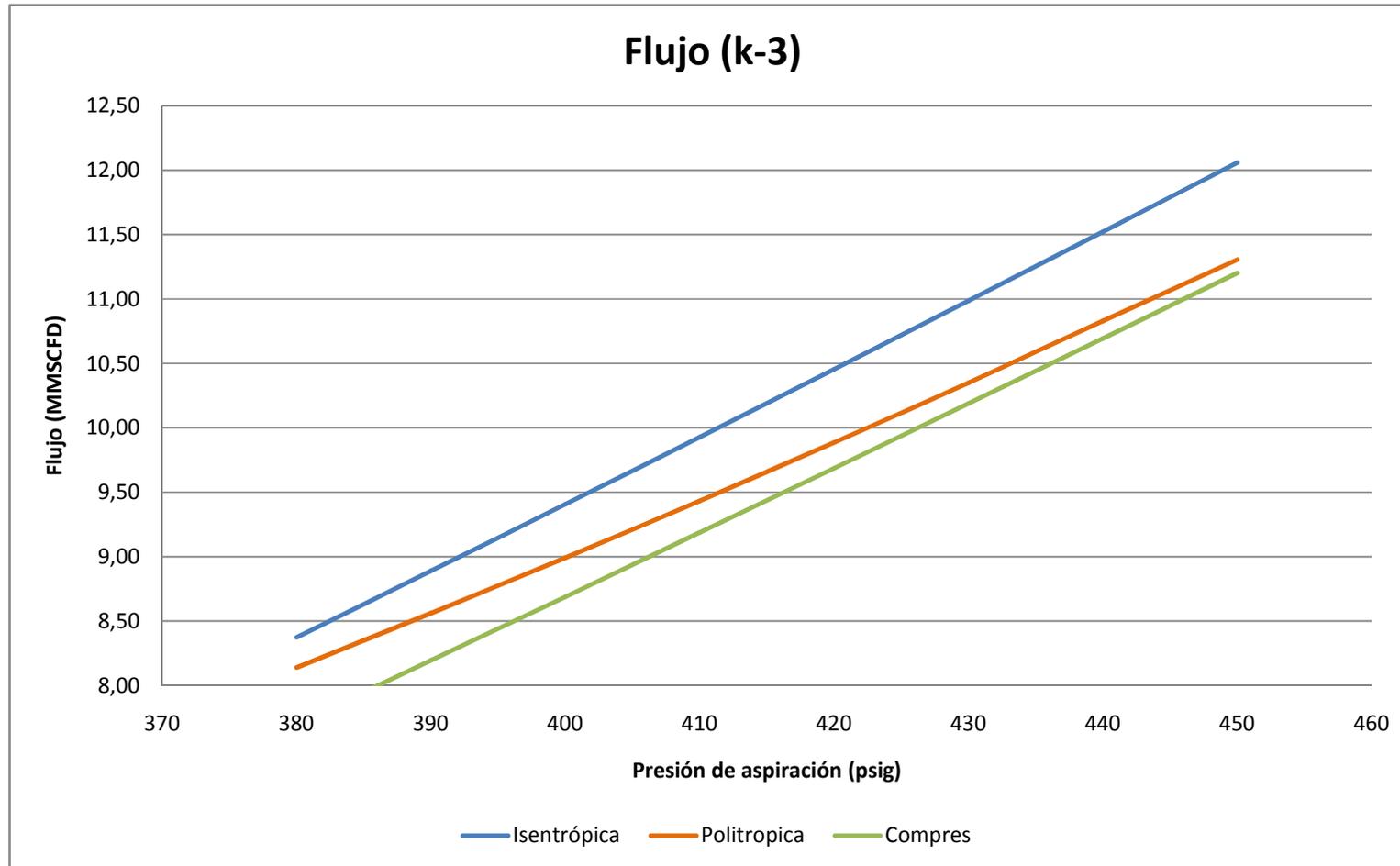


Gráfico 6.12. Curva de flujo manejado en función de la presión de aspiración. (k-3).

6.13 Potencia estimada en el compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3” de la planta compresora San Joaquín IV.

En el **Gráfico 6.13**, se muestra la curva correspondiente a la variación de la potencia respecto a la presión de aspiración, se observan la potencia de compresión isentrópica, politrópica y la calculada mediante el software COMPRESSION PERFORMANCE. El comportamiento de la curva refleja que a medida que la presión de aspiración disminuye, disminuye la potencia, este patrón de comportamiento se aprecia en los tres cálculos realizados en la temperatura de descarga. La potencia estimada siguiendo una trayectoria isentrópica alcanza el valor máximo de 644,62 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada siguiendo una trayectoria politrópica alcanza el valor máximo de 593,63 HP para una presión de aspiración de 450 psig. La potencia estimada a través del software COMPRESSION PERFORMANCE alcanza el valor máximo de 665,85 HP para una presión de aspiración de 450 psig, durante este cálculo se alcanza la máxima potencia permitida de 660 HP en 445,5 psig.

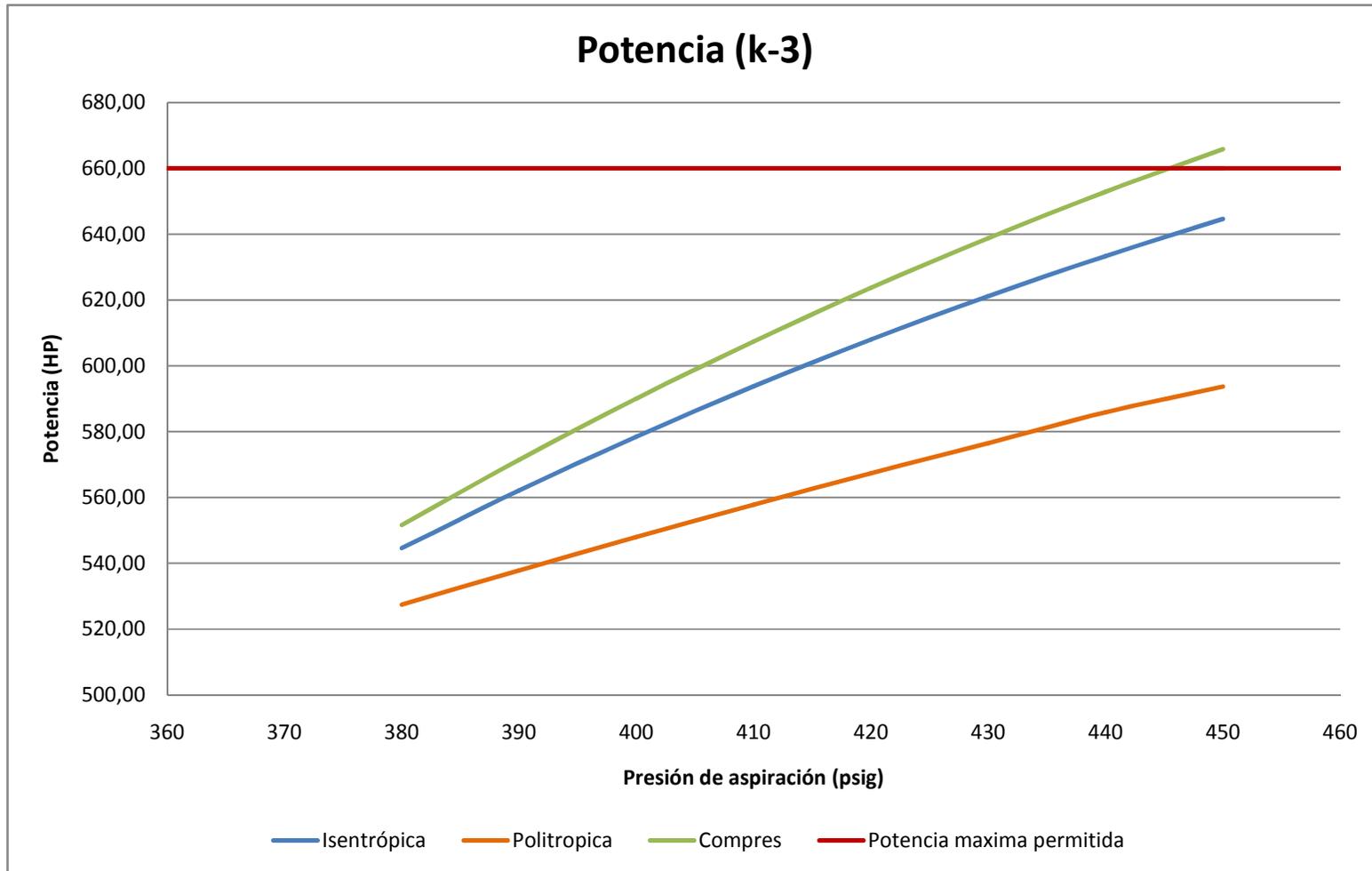
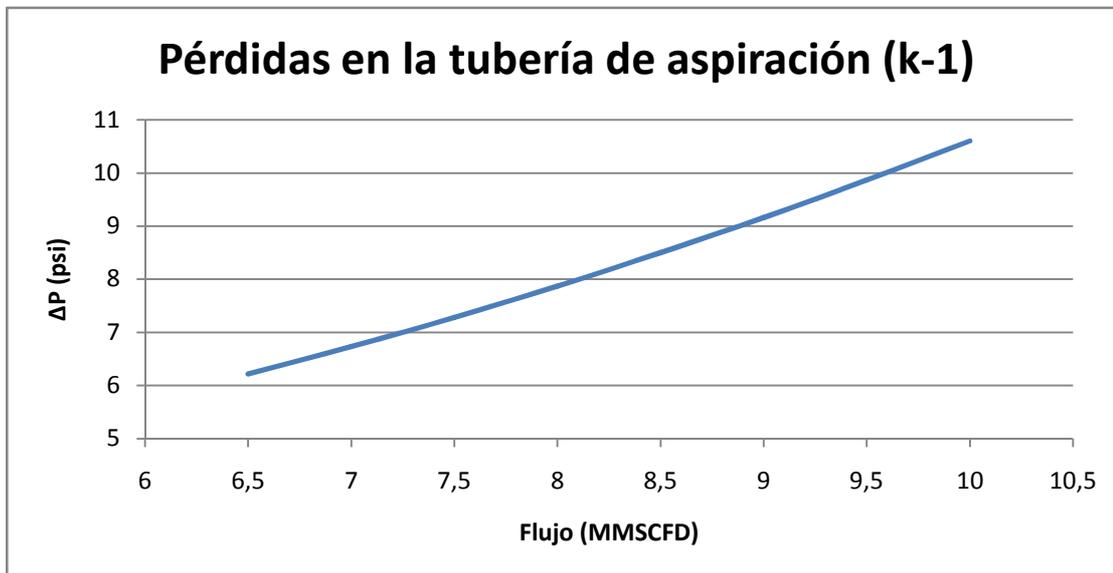


Gráfico 6.13. Variación de la potencia en función de la presión de aspiración. (k-3).

6.14 Pérdidas de presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

Gráfico 6.14. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de aspiración



del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

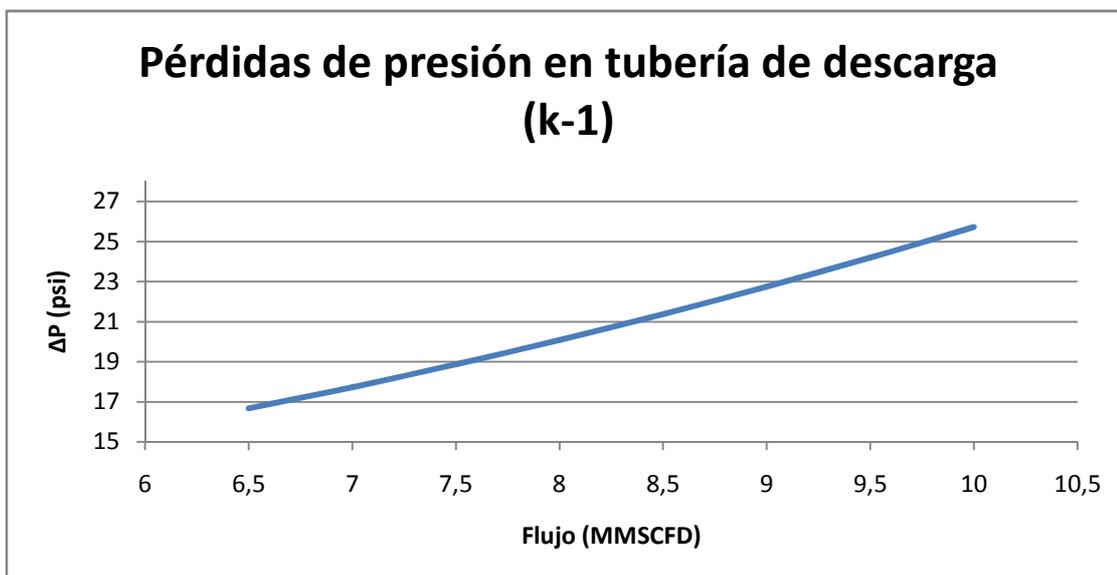


Gráfico 6.15. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”.

En los **Gráficos 6.14 y 6.15**, se tiene la variación de la presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, a medida que aumenta el flujo aumentan las pérdidas, la tubería de aspiración pierde 0,74 psi por cada millón que aumenta el flujo, la tubería de descarga pierde 1,52 psi por cada millón.

6.15 Pérdidas de presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

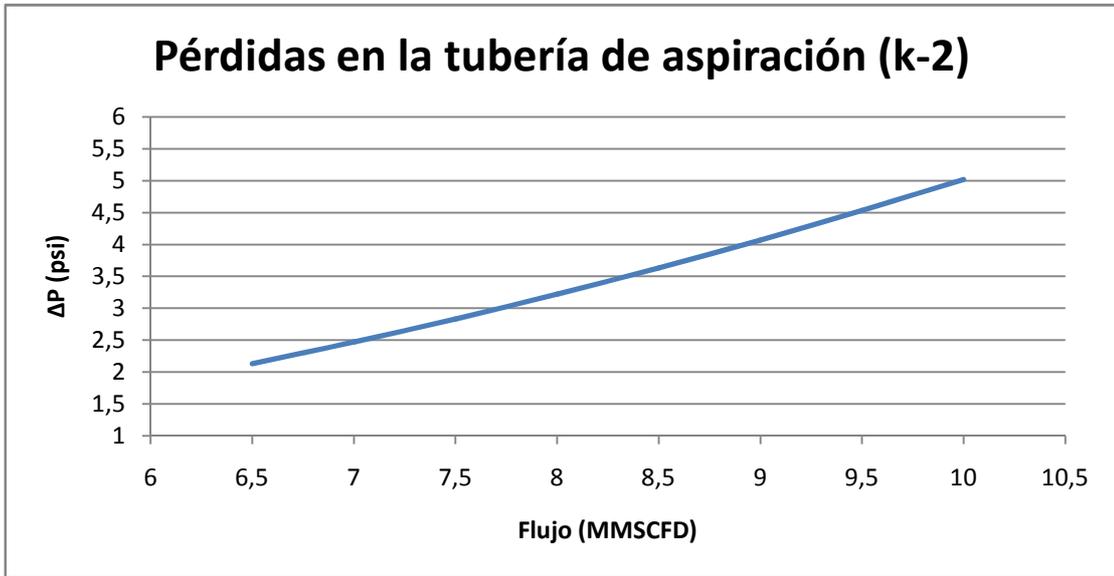


Gráfico 6.16. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de aspiración del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

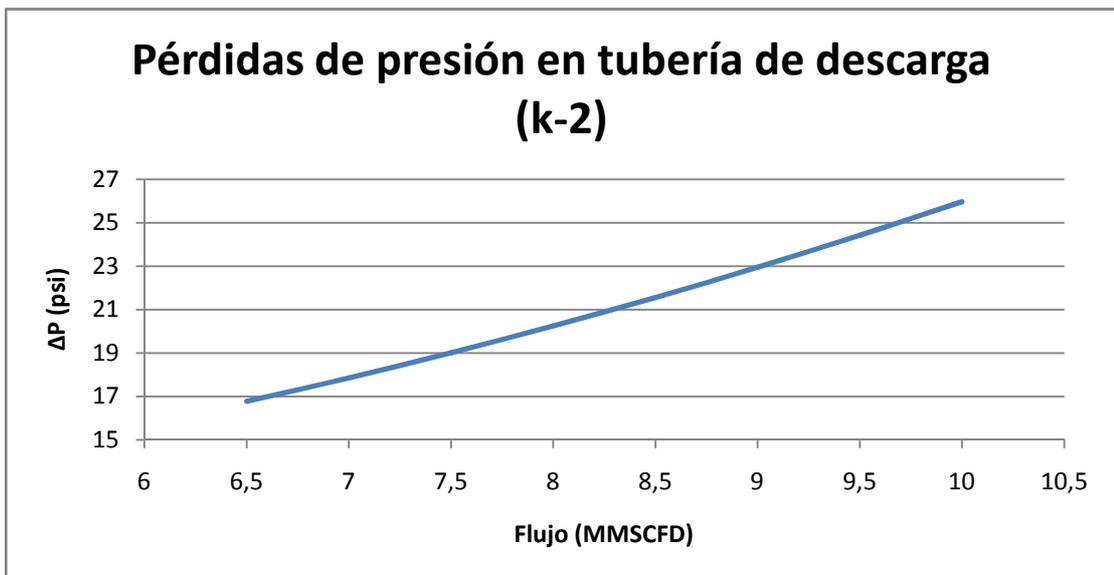
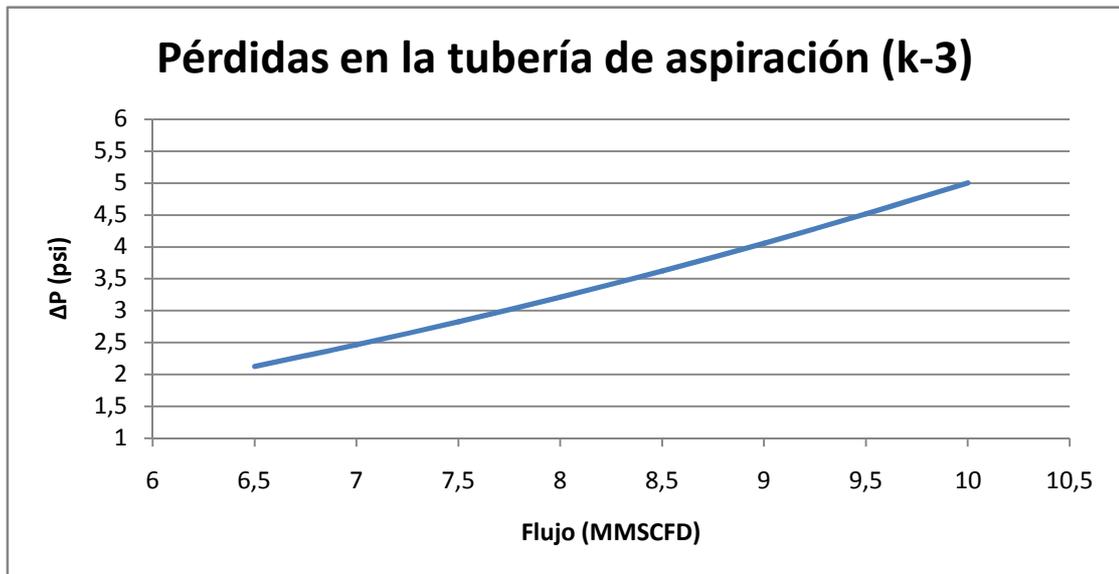


Gráfico 6.17. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”.

En los **Gráficos 6.16 y 6.17**, se tiene la variación de la presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2”, a medida que aumenta el flujo aumentan las pérdidas, la tubería de aspiración pierde 0,48 psi por cada millón que aumenta el flujo, la tubería de descarga pierde 1,52 psi por cada millón.

6.16 Pérdidas de presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

Gráfico 6.18. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de aspiración compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.



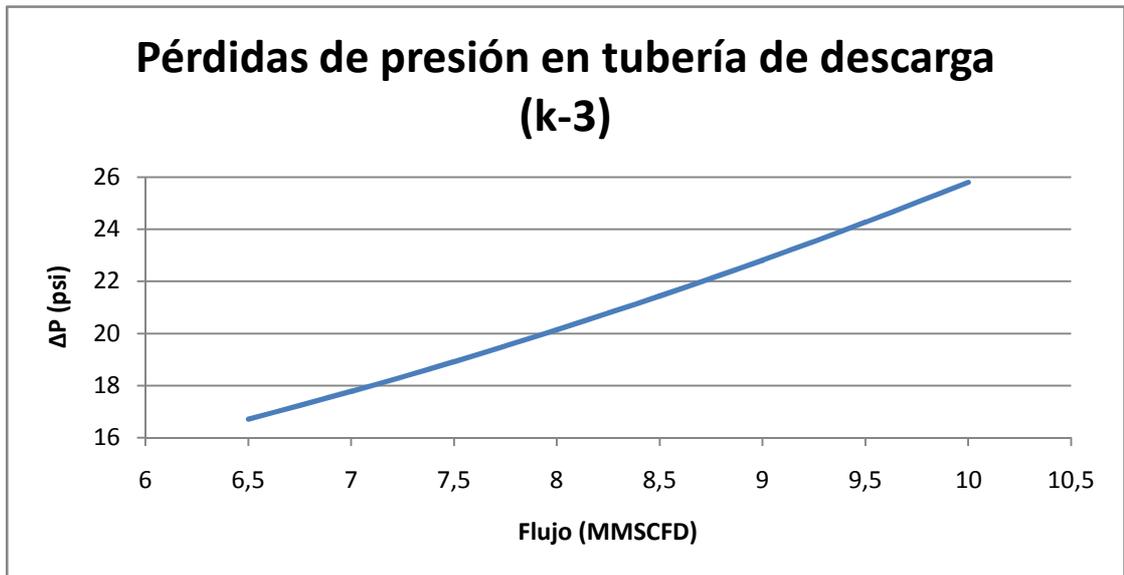


Gráfico 6.19. Pérdida de presión en función del flujo de gas en la tubería de descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”.

En los **Gráficos 6.18 y 6.19**, se tiene la variación de la presión en las tuberías de aspiración y descarga del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-3”, a medida que aumenta el flujo aumentan las pérdidas, la tubería de aspiración pierde 0,48 psi por cada millón que aumenta el flujo, la tubería de descarga pierde 1,53 psi por cada millón.

Capítulo VII

Conclusiones, propuestas y recomendaciones.

En este capítulo se encuentra las recomendaciones y conclusiones a las que se llegaron luego de haber realizado el estudio.

CONCLUSIONES

1. Las unidades compresoras Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, “k-2” y “k-3” están operando en condiciones críticas debido a la disminución de la presión en los pozos de producción y consecuente disminución de la presión de aspiración ocasionando constantes arrancadas y paradas de las unidades.
2. El software COMPRESSION PERFORMANCE resulto útil para estimar la temperatura de descarga, flujo, potencia y fuerzas de tensión y compresión en las barras (o ejes) frente a la modificación de la presión de aspiración.
3. La curva de temperatura de descarga obtenida a través del software COMPRESSION PERFORMANCE se encuentra siempre entre la curva de temperatura de descarga isentrópica (ideal) y la curva de temperatura de descarga politrópica.
4. La mínima presión de aspiración para un correcto desempeño de la unidad compresora Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” que pertenece a la planta compresora San Joaquín I, es 403 psig y la presión mínima en el cabezal de aspiración de la planta compresora San Joaquín I debe ser 410 psig.
5. La mínima presión de aspiración para un correcto funcionamiento de las unidades compresoras Ingersoll-Rand SVG-412, “k-2” y “k-3” que pertenecen a la planta compresora San Joaquín IV, es 409 psig y la mínima presión en el cabezal de aspiración de la planta compresora San Joaquín IV debe ser 414 psig.
6. La presión de aspiración en la planta compresora San Joaquín I, estará en 13 meses por debajo de la mínima presión de aspiración (410 psig) necesaria para el correcto funcionamiento de la unidad compresora Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” de mantenerse la tasa de disminución de la presión de aspiración (2,4 psi/mes) en esta planta.

7. La presión de aspiración en la planta compresora San Joaquín IV, estará en 11 meses por debajo de la mínima presión de aspiración (414 psig) necesaria para el correcto funcionamiento de las unidades compresoras Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2” y “k-3” de mantenerse la tasa de disminución de la presión de aspiración (0,9 psi/mes) en esta planta.

8. La máxima presión de aspiración para un correcto funcionamiento de las unidades compresoras Ingersoll-Rand SVG-412, “k-2” y “k-3” que pertenecen a la planta compresora San Joaquín IV, es 445 psig y la máxima presión en el cabezal de aspiración de la planta compresora San Joaquín IV debe ser 450 psig.

PROPUESTAS

1. Ajustar en el sistema de control el valor de parada por alta temperatura de descarga de todos los compresores a 294 °F para mantener un rango de seguridad de 6 °F.
2. Ajustar en el sistema de control el valor de parada del compresor Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1” de la planta compresora San Joaquín I por baja presión de succión a 413 psig, para mantener un rango de 3 psig a la mínima presión de aspiración calculada.
3. Ajustar en el sistema de control, el valor de parada de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412 “k-2” y “k-3” de la planta compresora San Joaquín IV por baja presión de succión a 417 psig para mantener un rango de 3 psig a la mínima presión de aspiración calculada.
4. Ajustar en el sistema de control el valor de parada de los compresores reciprocantes Ingersoll-Rand SVG-412 “k-1”, “k-2” y “k-3” de la planta compresora San Joaquín I y San Joaquín IV por alta presión de succión a 445 psig, porque por encima de esta presión los compresores trabajan por encima de su máxima potencia permisible.

RECOMENDACIONES

1. Utilizar el software COMPRESSION PERFORMANCE para realizar cálculos en compresores recíprocos, sin embargo, se recomienda además si se cuenta con el tiempo necesario, validar los cálculos con el procedimiento que se encuentra en la norma PDVSA MDP-02-K-04 “Cálculos en sistemas de compresión”.
2. Abrir 15 % el bolsillo variable del cilindro compresor 3 y cerrar 15 % el bolsillo variable del cilindro compresor 4 para balancear la carga que transmite el motor.
3. Actualizar el software COMPRESSION PERFORMANCE a un formato actual manteniendo la misma base de datos porque este software no permite corregir errores cometidos durante la fase de alimentación de parámetros al programa.
4. Realizar estudios para implementar en el campo San Joaquín un sistema de inyección de pozos para elevar la presión en los mismos.

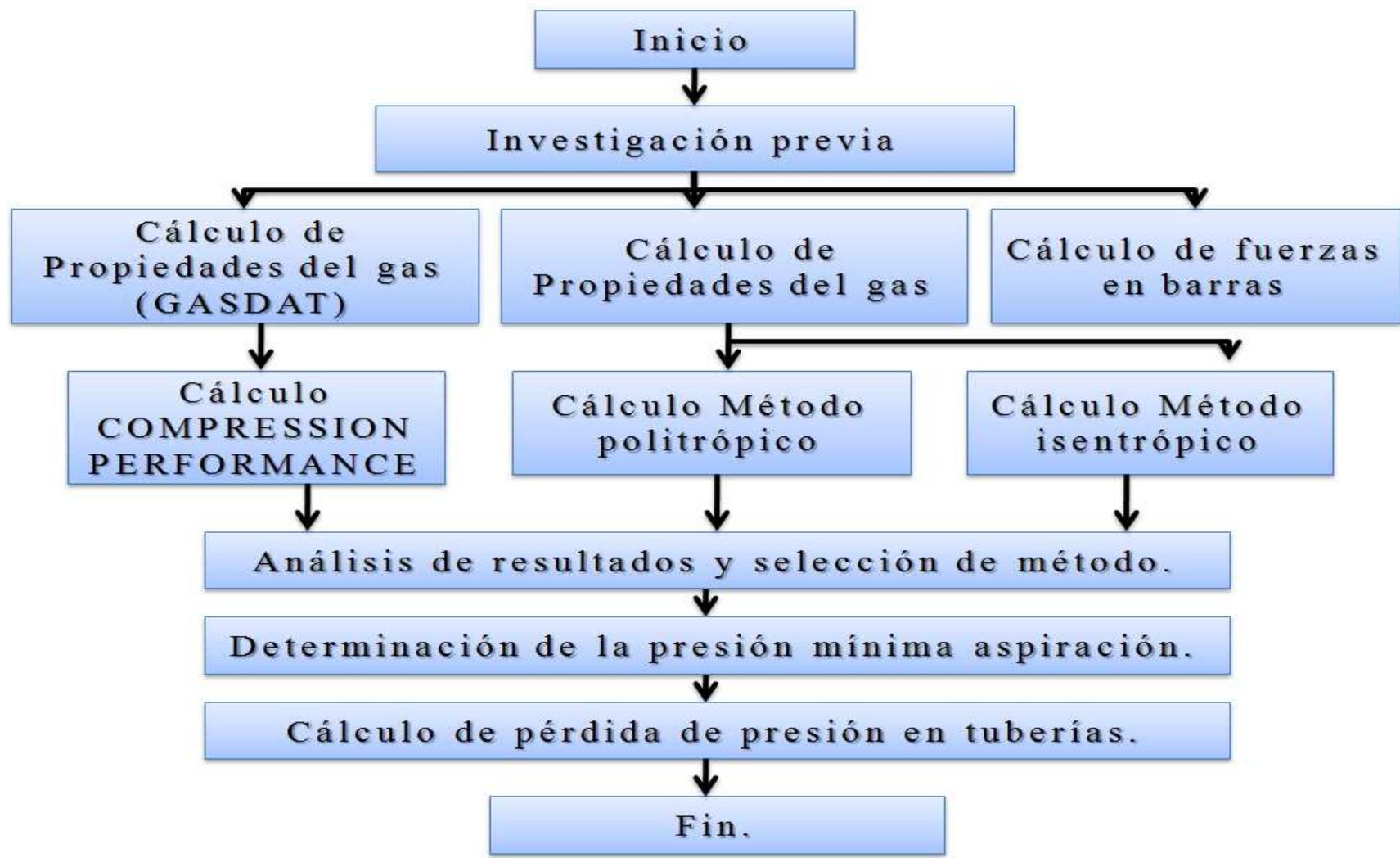
BIBLIOGRAFÍA

1. **WYLEN, V.** (2004). “*Fundamentos de Termodinámica*”; Editorial Limusa, S.A.; (2da Edición). México.
2. **TAMAYO, M.** (2004). “*Diccionario de la Investigación Científica*”; Editorial Limusa, S.A.; (2da Edición). México.
3. **BARBERII, E** y **ESSENFELD M.** (2001). “*Yacimientos de Hidrocarburos*”; Fondo Editorial del Centro Internacional de Educación y Desarrollo; Caracas.
4. **SEVERNS, W.; DEGLER, H. y MILES, J.** (2001). “*La Producción de Energía mediante el vapor de Agua, Aire y los Gases*”; Editorial Reverté, S.A.; (5ta Edición); México.
5. **AVPG** (Asociación Venezolana de Procesadores de Gas.). (2004). “*Desarrollo Integral de la Industria del Gas Natural en Venezuela*”; Nro 2; Caracas.
6. **ARIAS, F.** (2006) “*El Proyecto de Investigación. Introducción a la Metodología Científica*”; Editorial Episteme; (5ta Edición). Caracas.
7. **BARBERII, E.** (2001). “*El Pozo Ilustrado*”; Ediciones FONCIED; Caracas.
8. **BLOCH, H.** (1998). “*Guía Práctica para la Tecnología de los Compresores*”; Editorial Mc Graw-Hill; México.
9. **GREENE, R.,** (1992). “*Compresores. Selección, Uso y Mantenimiento*”; Editorial Mc Graw –Hill; México.
10. **SHIGLEY, J.; MISCHKE C.** (2002) “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”; Editorial Mc Graw-Hill; (6ta Edición). México.

11. **AVALLONE, E.; BAUMEINSTER III T.** (1995) “*Marks. Manual del Ingeniero Mecánico*”; Editorial Mc Graw-Hill; (9na Edición); Tomo 2; México.
12. **Andrade, G.** (1978). “*APUNTES: Compresores de desplazamiento positivo*”. Universidad Simón Bolívar, Caracas.
13. **Fernández Díez, P.** (2003). “*Compresores*”. [Documento en digital en disco]. Disponible en: <http://es.libros.redsauce.net/index.php?folderID=8> [Consultada: 2010, Octubre, 11]
14. API standard 618. (2007). “*Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*”. (5ta Edición). Washington D.C.
15. **Gas Processors Suppliers Association.** (2004). “*ENGINEERING DATA BOOK*”. (12va Edición). Tulsa, Oklahoma.
16. **PDVSA MDP-02-K-01.** (1996). **MANUAL DE PRACTICAS DE DISEÑO** “*COMPRESORES: Introducción*”. Venezuela.
17. **PDVSA MDP-02-K-02.** (1996). **MANUAL DE PRACTICAS DE DISEÑO** “*COMPRESORES: Principios básicos*”. Venezuela.
18. **PDVSA MDP-02-K-04.** (1996). **MANUAL DE PRACTICAS DE DISEÑO** “*Cálculos en sistemas de compresión*”. Venezuela.
19. **Cistero Bahima, Jordi.** (1983). “*Compresores*”. Barcelona, España.
20. **Crane.** (1992). “*Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*”. (1era Edición). Editorial Mc Graw-Hill, México.

Anexo A

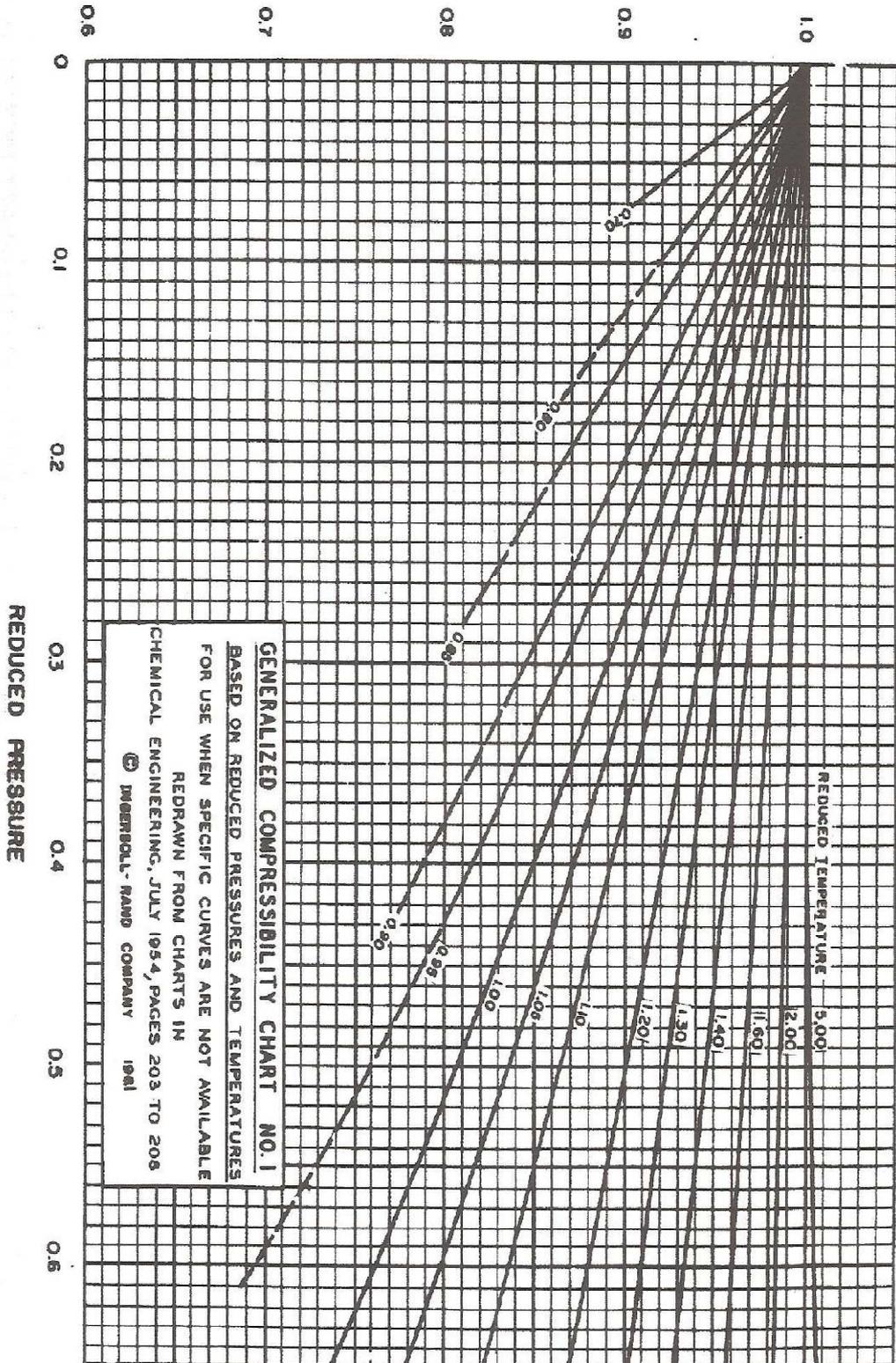
Diagrama de bloque Metodología utilizada.



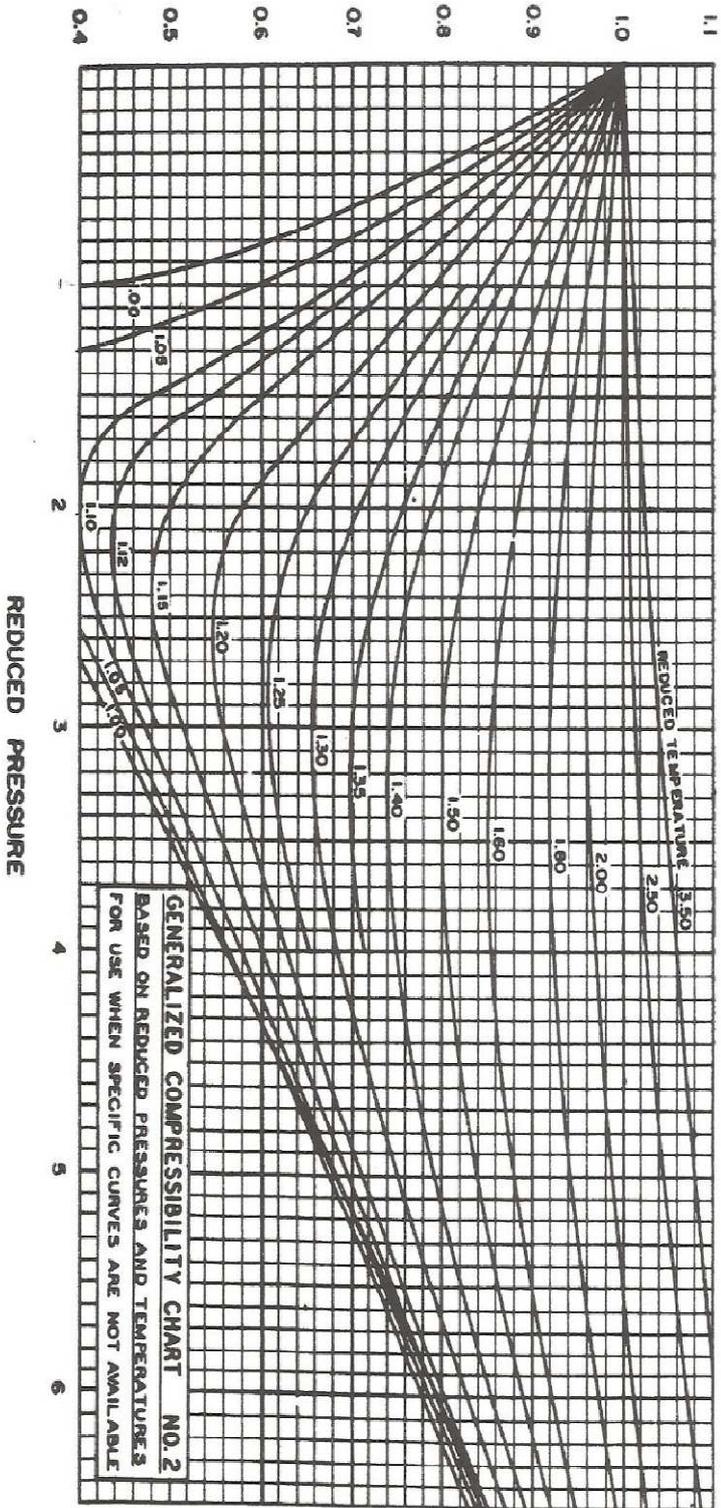
Anexo B

Cartas generalizadas de compresibilidad.

$$\text{COMPRESSIBILITY FACTOR } Z = \frac{PV}{RT}$$



COMPRESSIBILITY FACTOR $Z = \frac{PV}{RT}$



1.2 REDRAWN FROM CHARTS IN
 CHEMICAL ENGINEERING, JULY 1954, PAGES 203 TO 208
 1.1 © MERRILL-RAND COMPANY 1961
 1.0 5.0
 7.0
 10.0
 15.0

$$\text{COMPRESSIBILITY FACTOR } Z = \frac{PV}{RT}$$

