



Casa abierta al tiempo

**EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS
EN PLATAFORMAS MARINAS**

Tesis que presenta

Israel Eliú Hernández Mora

Para obtener el grado de

Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA
DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE**

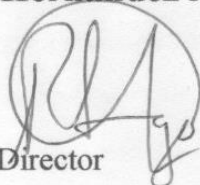
**EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE COMPRESORES
CENTRÍFUGOS EN PLATAFORMAS MARINAS**

TESIS

**Que para obtener el grado de
MAESTRO EN CIENCIAS
(ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)**

PRESENTA

Israel Eliú Hernández Mora



Director

Dr. Raúl Lugo Leyte



Co-director

Dr. Fabián Salvador Mederos Nieto



Asesora

Dra. Helen Denise Lugo Méndez

Ciudad de México, México, 20 de marzo de 2018

Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 303662 para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos personales

A Dios. Agradezco principalmente a Dios por su gran amor y por permitirme cumplir un sueño más.

“A ti, oh Dios de mis padres, te doy gracias y te alabo, porque me has dado sabiduría y fuerza, y ahora me has revelado lo que te pedimos; ...” Daniel 2:23

A mi Madre. Agradezco a mi madre LAURA MORA MARTÍNEZ porque sin su apoyo y amor no hubiera podido concluir este sueño. Tus palabras siempre han sido bálsamo para mi alma.

“Muchas mujeres hicieron el bien; Mas tú sobrepasas a todas.” Proverbios 31:29

A mi Padre. Agradezco a mi padre ISRAEL HERNÁNDEZ VEGA por ser siempre un ejemplo a seguir. Sin duda tú eres el mejor hombre que conozco.

“Camina en su integridad el justo; Sus hijos son dichosos después de él.” Proverbios 20:7

A mis directores. Agradezco al Dr. Raúl Lugo Leyte por ser una persona que escudriña los corazones y discierne los pensamientos de las personas; antes de cualquier otra cosa, lo que siempre he buscado es su amistad. Agradezco también al Dr. Fabián Salvador Mederos Nieto por su excelente dirección y consejos.

“El discípulo no es superior a su maestro; mas todo el que fuere perfeccionado, será como su maestro.” Lucas 6:41

A mi familia. Por siempre estar al pendiente de mí y por compartir cada logro conmigo. Especialmente a mis hermanas por su cariño y paciencia, ustedes son mi inspiración.

“Permanezca el amor fraternal” Hebreos 13:1

A mis maestros. Al M. en I. Q. Alejandro Torres Aldaco por nunca escatimar nada en favor de nuestro crecimiento profesional. A la Dra. Helen Denise Lugo Méndez por su entusiasmo y por siempre estar dispuesta a compartir su conocimiento. Al Dr. Edgar Vicente Torres González por sus consejos, su amistad, y por todo el tiempo dedicado a mi persona. Gracias por su amistad profesores.

“Donde no hay dirección sabia, caerá el pueblo; Mas en la multitud de consejeros hay seguridad”. Proverbios 11:14

A mi lugar de trabajo, a mis compañeros y amigos. Al laboratorio T-041 que me vio crecer académicamente y a la PP2, que me adoptó y me vio culminar esta etapa. También agradezco a los integrantes de dichos laboratorios por ser, con paciencia y compañerismo, parte de mi crecimiento profesional. En especial a Marisol por su apoyo en todos los sentidos posibles, pero sobre todo, por su amor. Gracias a todos.

“En todo tiempo ama el amigo, y es como un hermano en tiempo de angustia.” Proverbios 17:17

Finalmente, agradezco a la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Iztapalapa y al Posgrado en Energía y Medio Ambiente por darme la oportunidad de pertenecer al selecto grupo de profesionales que logran cumplir esta meta.

“Amo a Jehová, pues ha oído mi voz y mis súplicas; Porque ha inclinado a mí su oído; por tanto, le invocaré en todos mis días” Salmos 116:1-2

Comité tutorial

Director

Dr. Raúl Lugo Leyte. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa.

Co-director

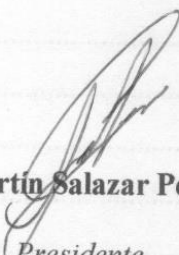
Dr. Fabián Salvador Mederos Nieto. Departamento de Posgrado. Centro Mexicano para la Producción más Limpia. Instituto Politécnico Nacional.

Asesora


Dra. Helen Denise Lugo Méndez. Departamento de Procesos y Tecnología. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Cuajimalpa.

El jurado designado por la
Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente
de la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis que presentó
ISRAEL ELIÚ HERNÁNDEZ MORA
El día 20 de marzo del 2018

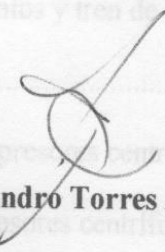
Miembros del jurado



Dr. Martín Salazar Pereyra
Presidente



Dr. Enrique Barrera Calva
Secretario



M. en I.Q. Alejandro Torres Aldaco
Vocal

Índice general

Índice de Figuras	I
Índice de Tablas	VII
Nomenclatura	XIII
Resumen	1
Abstract	2
Resumen por capítulos	3
Introducción	5
Capítulo 1 Antecedentes	11
1.1 Desempeño de los compresores	11
1.1.1 Compresor.....	11
1.1.2 Importancia de los compresores y sus aplicaciones	12
1.1.3 Tipos de compresores	13
1.1.4 Compresores centrífugos	14
1.1.5 Compresor de múltiples escalonamientos y tren de compresión de múltiples etapas	16
1.1.6 Turbocompresor.....	18
1.1.7 Condiciones de operación de los compresores centrífugos	19
1.1.8 Análisis del desempeño de los compresores centrífugos.....	20
1.2 Termodinámica del proceso de compresión	23
1.2.1 Proceso isoentrópico.....	25

1.2.2 Procesos politrópicos	27
1.3 Ecuaciones de estado	29
1.4 Flujo de gas requerido en un compresor	31
1.4.1 Flujo másico de gas	32
1.4.2 Flujo volumétrico real y flujo volumétrico de entrada de gas	33
1.4.3 Flujo volumétrico estándar de gas	35
1.5 Mapas de operación	37
1.5.1 Causas que provocan el <i>surge</i> y <i>stonewall</i>	41
1.5.2 Parámetros de los mapas de operación	42
1.5.3 Descripción de un mapa de operación	43
1.7 Leyes de afinidad	45
Capítulo 2 Pregunta de investigación y objetivos	47
2.1 Pregunta de investigación	47
2.2 Objetivo general	47
2.3 Objetivos particulares	47
Capítulo 3 Metodología	49
Capítulo 4 Prueba de desempeño en campo	55
4.1 Descripción general del turbocompresor	56
4.1.1 Turbina de gas aeroderivada	56
4.1.2 Compresores centrífugos	57
4.2 Condiciones de diseño	60
4.3 Pruebas de desempeño en campo	65
4.4 Resultados de las pruebas de desempeño	66
4.5 Ecuación de estado de Peng-Robinson	69
4.6 Parámetros de desempeño a condiciones reales de operación	72

Capítulo 5 Corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio	79
5.1 Método de Koch y Schildwachter	82
5.1.1 Corrección por peso molecular	82
5.1.2 Corrección por cambio en la presión de succión	84
5.1.3 Corrección por cambio en la temperatura de succión.....	85
5.2 Método de Lapina.....	97
5.2.1 Cambio por peso molecular	97
5.2.2 Cambio por presión de succión.....	99
5.2.3 Cambio por temperatura de succión	99
5.3 Método de Godse.....	110
5.4 Comparación de mapas de desempeño corregidos por los distintos métodos.....	117
5.4.1 Primera etapa	117
5.4.2 Segunda etapa	118
5.4.3 Ventajas y desventajas.....	120
Capítulo 6 Actualización de los mapas de operación a condiciones reales de operación.....	121
6.1 Parámetros de desempeño llevados a condiciones reales de operación	126
6.1.1 Análisis de los cambios en los parámetros de desempeño del compresor de la primera etapa	129
6.1.2 Cambios en los parámetros de desempeño del compresor de la segunda etapa	131
6.2 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño	132
6.2.1 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio	132
6.2.2 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones reales de operación	136
6.4 Sistema de control de surge.....	139

6.4.1 Punto límite de surge	139
6.4.2 Línea límite de <i>surge</i> (LLS)	141
6.4.3 Línea de control de <i>surge</i> (LCS)	147
6.5 Mapas de operación a condiciones reales de operación	150
6.6 Representación económica-ambiental de la disminución en la capacidad de procesamiento de flujo volumétrico de gas	152
Conclusiones	155
Recomendaciones y perspectivas	159
Referencias	161
Libros.....	161
Tesis	162
Artículos de revista.....	162
Artículos de congresos y simposios nacionales e internacionales.....	166
Recursos de internet	167
Normas y reportes técnicos	168
Programas de cómputo	169
Anexo A. Datos de las curvas de operación correspondientes a los mapas de operación del compresor 2BCL608/N a condiciones de diseño	171
Anexo B. Composiciones del gas de proceso	177
Anexo C. Cálculo del factor de compresibilidad utilizando la ecuación de estado cúbica de Peng- Robinson.....	181
Anexo D. Propiedades termodinámicas del gas natural.....	189
Anexo E. Cálculo de parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N.....	191
Anexo F. Cálculo de las evaluaciones a distintas velocidades de giro a condiciones reales de operación (<i>Pivoteo</i>)	195
Anexo G. Mapas de operación del tren de compresión 2BCL608/N a condiciones reales de operación.....	201
Anexo H. Productos de investigación.....	203

Índice de Figuras

Capítulo 1

Figura 1.1. Turbina de avión GE9x.	13
Figura 1.2. Compresor criogénico.	13
Figura 1.3. Relación de presiones en función del flujo másico para diferentes tipos de compresores. Modificado de (Jansohn, 2013).....	14
Figura 1.4. Diagrama esquemático de un compresor centrífugo.	15
Figura 1.5. Compresor centrífugo de un escalonamiento.	16
Figura 1.6. Compresor centrífugo de tres escalonamientos.....	16
Figura 1.7. Diagrama esquemático de un tren de compresión de tres etapas con enfriamiento intermedio.	17
Figura 1.8. Diagrama esquemático de un turbocompresor.	18
Figura 1.9. Diagrama Temperatura-Entropía de los procesos de compresión para diferentes valores del índice politrópico.	24
Figura 1.10. Diagrama Presión-Volumen de los procesos de compresión para diferentes valores del índice politrópico.	25
Figura 1.11. Diferentes puntos de medición para especificar el flujo volumétrico.	34
Figura 1.12. Compresor enviando aire hacia un contenedor.	37
Figura 1.13. Flujo volumétrico del compresor sin resistencia y punto de stonewall.....	38
Figura 1.14. Flujo volumétrico del compresor con poca resistencia.	38

Figura 1.15. Flujo volumétrico del compresor con máxima resistencia.	39
Figura 1.16. Curva característica de un compresor centrífugo.	39
Figura 1.17. Mapa de operación para diferentes velocidades de giro.	41
Figura 1.18. Distintos parámetros de desempeño graficados en función del flujo volumétrico actual.	43
Figura 1.19. Mapa de operación ilustrativo (modificado de la Norma API 617).	44

Capítulo 3

Figura 3.1. Metodología para actualizar los mapas de operación de los compresores centrífugos a condiciones reales de operación (hasta capítulo 4).	51
Figura 3.2. Metodología para actualizar los mapas de operación de los compresores centrífugos a condiciones reales de operación (capítulo 5 y 6).	53

Capítulo 4

Figura 4.1. Módulo de turbocompresión.	56
Figura 4.2. Turbina de gas aeroderivada de doble flecha LM-2500 (Tomado de General Electric).	57
Figura 4.3. Compresor 2BCL608/N.	57
Figura 4.4. Tren de compresión de dos etapas.	58
Figura 4.5. Presión de descarga en función del flujo real de gas (primera etapa).	61
Figura 4.6. Presión de descarga en función del flujo real de gas (segunda etapa).	61
Figura 4.7. Potencia de gas en función del flujo real de gas (primera etapa).	62
Figura 4.8. Potencia de gas en función del flujo real de (segunda etapa).	62
Figura 4.9. Relación de presiones en función del flujo real de gas (primera etapa).	63
Figura 4.10. Relación de presiones en función del flujo real de gas (segunda etapa).	63

Figura 4.11. Temperatura de descarga en función del flujo real de gas (primera etapa).....	63
Figura 4.12. Temperatura de descarga en función del flujo real de gas (segunda etapa).	63
Figura 4.13. Cabeza politrópica en función del flujo real de gas (primera etapa).....	64
Figura 4.14. Cabeza politrópica en función del flujo real de gas (segunda etapa).	64
Figura 4.15. Eficiencia politrópica en función del flujo real de gas (primera etapa).	65
Figura 4.16. Eficiencia politrópica en función del flujo real de gas (segunda etapa).....	65
Figura 4.17. Diagrama esquemático del tren de compresión con puntos de monitoreo en la succión y descarga de los compresores 2BCL608/N.	68
Figura 4.18. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para el punto garantizado por el fabricante.....	76
Figura 4.19. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación I.	76
Figura 4.20. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación II.	77
Figura 4.21. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación III.....	77

Capítulo 5

Figura 5.1. Punto garantizado sobre el mapa de operación a condiciones de diseño del fabricante (primera etapa).	81
Figura 5.2. Mapa de operación de la primera etapa corregido por peso molecular (Koch y Schildwachter).	88
Figura 5.3. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por peso molecular (Koch y Schildwachter).	89
Figura 5.4. Mapa de operación de la primera etapa corregido por presión de succión (Koch y Schildwachter).	90
Figura 5.5. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por presión de succión (Koch y Schildwachter).	91

Figura 5.6. Mapa de operación de la primera etapa corregido por temperatura de succión (Koch y Schildwachter).	92
Figura 5.7. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por temperatura de succión (Koch y Schildwachter).	93
Figura 5.8. Mapa de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Koch y Schildwachter).	95
Figura 5.9. Mapa de operación de la segunda etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Koch y Schildwachter).	96
Figura 5.10. Mapa de operación de la primera etapa corregido por peso molecular (Lapina).	102
Figura 5.11. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por peso molecular (Lapina).	103
Figura 5.12. Mapa de operación de la primera etapa corregido por presión de succión (Lapina).	104
Figura 5.13. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por presión de succión (Lapina).	105
Figura 5.14. Mapa de operación de la primera etapa corregido por temperatura de succión (Lapina).	106
Figura 5.15. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por temperatura de succión (Lapina).	107
Figura 5.16. Mapa de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Lapina).	108
Figura 5.17. Mapa de operación de la segunda etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Lapina).	109
Figura 5.18. Coeficiente de presión y eficiencia politrópica de compresión en función del coeficiente de flujo.	113
Figura 5.19. Punto de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Godse).	116

Figura 5.20. Comparación de los mapas de operación corregidos utilizando los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse, respecto al mapa de diseño del fabricante (primera etapa).....	118
Figura 5.21. Comparación de los mapas de operación corregidos utilizando los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse, respecto al mapa de diseño del fabricante (segunda etapa).....	119

Capítulo 6

Figura 6.1. Puntos de las evaluaciones I, II y III graficados en el mapa de desempeño, a condiciones de diseño del fabricante, de la primera etapa de compresión.....	122
Figura 6.2. Puntos de la prueba de desempeño graficados en los mapas de desempeño a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).	123
Figura 6.3. Puntos de las evaluaciones I, II y III graficados en el mapa de desempeño, a condiciones de diseño del fabricante, de la segunda etapa de compresión.	124
Figura 6.4. Puntos de la prueba de desempeño graficados en los mapas de desempeño, a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).	125
Figura 6.5. Puntos de las evaluaciones llevados a condiciones reales de operación (primera etapa).....	127
Figura 6.6. Puntos de las evaluaciones llevados a condiciones reales de operación (segunda etapa)...	128
Figura 6.7. Principales elementos de una elipse.	132
Figura 6.8. Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).	134
Figura 6.9. Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).	135
Figura 6.10. Curvas de desempeño a condiciones reales de operación (primera etapa).....	137
Figura 6.11. Curvas de desempeño a condiciones reales de operación (segunda etapa).	138

Figura 6.12. Curva de desempeño universal del compresor de la primera etapa de compresión.	140
Figura 6.13. Curva de desempeño universal del compresor de la segunda etapa de compresión.....	140
Figura 6.14. Aproximación de X_p con una función lineal cuando la relación de presiones es menor a 2.5.....	146
Figura 6.15. Aproximación de X_p con una función lineal cuando la relación de presiones es mayor a 2.5.....	147
Figura 6.16. Formas comunes de establecer la línea de control de surge. Figura modificada de del método de Staroselsky y Ladin (1979).	148
Figura 6.17. Líneas de surge y de control de surge a condiciones reales de operación (primera etapa).	149
Figura 6.18. Líneas de surge y de control de surge a condiciones reales de operación (segunda etapa).	150
Figura 6.19. Mapa de operación a condiciones reales de operación (primera etapa)	151
Figura 6.20. Mapa de operación a condiciones reales de operación (segunda etapa).	152
Figura 6. 21. Diagrama de Sankey del gas natural procesado en plataforma marina.	153

Anexo C

Figura C.1. Punto seleccionado para el caso práctico C.	181
--	-----

Anexo E

Figura E.1. Punto seleccionado para el caso práctico.	191
--	-----

Índice de Tablas

Capítulo 1

Tabla 1.1. Condiciones de operación de los compresores centrífugos.	19
Tabla 1.2. Procesos de compresión.....	23
Tabla 1.3. Condiciones estándar según CAGI y ASME.....	36

Capítulo 4

Tabla 4.1. Características generales del compresor centrífugo 2BCL608/N.....	59
Tabla 4.2. Características del aceite lubricante del compresor 2BCL608/N.....	59
Tabla 4.3. Condiciones de diseño.....	60
Tabla 4.4. Punto garantizado por el fabricante.....	60
Tabla 4.5. Resultados de la evaluación de desempeño para el compresor 2BCL608/N (primera etapa).....	66
Tabla 4.6. Resultados de la evaluación de desempeño para el compresor 2BCL608/N (segunda etapa).....	67
Tabla 4.7. Parámetros correspondientes a la ecuación de estado de Peng-Robinson.....	71
Tabla 4.8. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (primera etapa) a condiciones reales de operación.....	73
Tabla 4.9. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (segunda etapa) a condiciones reales de operación.....	75

Capítulo 5

Tabla 5.1. Condiciones de diseño del fabricante y condiciones de diseño en sitio.	80
Tabla 5.2. Valores extraídos de la curva a revolución constante de 7,007 rpm.....	111
Tabla 5.3. Coeficientes de flujo y de presión para cada flujo de gas a una velocidad de giro de 7,007 rpm.	112
Tabla 5.4. Ventajas y desventajas de los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse.	120

Capítulo 6

Tabla 6.1. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (primera etapa).....	130
Tabla 6.2. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (segunda etapa).	131
Tabla 6.3. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).	134
Tabla 6.4. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).....	135
Tabla 6.5. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación del mapa de la primera etapa de compresión.....	136
Tabla 6.6. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación del mapa de la segunda etapa de compresión.....	138
Tabla 6.7. Datos para el caso práctico del cálculo de la línea límite de surge.....	141
Tabla 6.8. Representación económica ambiental de la disminución en la capacidad de procesamiento de flujo volumétrico de gas (primera etapa).	154

Anexo A

Tabla A.1. Datos de la curva de operación a 7,550 rpm (primera etapa).	171
Tabla A.2. Datos de la curva de operación a 7,190 rpm (primera etapa).	171
Tabla A.3. Datos de la curva de operación a 7,007 rpm (primera etapa).	172
Tabla A.4. Datos de la curva de operación a 6,471 rpm (primera etapa).	172
Tabla A.5. Datos de la curva de operación a 5,752 rpm (primera etapa).	173
Tabla A.6. Datos de la curva de operación a 5,033 rpm (primera etapa).	173
Tabla A.7. Datos de la curva de operación a 7,550 rpm (segunda etapa).	173
Tabla A.8. Datos de la curva de operación a 7,190 rpm (segunda etapa).	174
Tabla A.9. Datos de la curva de operación a 7,007 rpm (segunda etapa).	174
Tabla A.10. Datos de la curva de operación a 6,471 rpm (segunda etapa).	174
Tabla A.11. Datos de la curva de operación a 5,752 rpm (segunda etapa).	175
Tabla A.12. Datos de la curva de operación a 5,033 rpm (segunda etapa).	175

Anexo B

Tabla B.1. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones de diseño del Módulo A 2BCL608/N (primera y segunda etapa).	177
Tabla B.2. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones reales del Módulo A 2BCL608N (primera etapa).	178
Tabla B.3. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones reales del Módulo A 2BCL608/N (segunda etapa).	179

Anexo C

Tabla C.1. Condiciones de succión punto seleccionado para el caso práctico C.....	182
Tabla C.2. Composición del gas natural utilizado para el caso práctico C.....	182
Tabla C.3. Propiedades críticas y factor acentríco de cada coponente del gas natural.	184
Tabla C.4. Resultados de la evaluación de las expresiones (C6) – (C10).	185
Tabla C.5. Coeficientes de interacción binaria de los componentes del gas natural de proceso a condiciones de diseño.	186

Anexo D

Tabla D.1. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, de las 3 evaluaciones de la prueba de desempeño (primera etapa).	189
Tabla D.2. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, para cada uno de los pivotes seleccionados (primera etapa).	189
Tabla D.3. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, de las 3 evaluaciones de la prueba de desempeño (segunda etapa). ...	190
Tabla D.4. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, para cada uno de los pivotes seleccionados (segunda etapa).	190

Anexo E

Tabla E.1. Condiciones del punto seleccionado para el caso práctico E.	192
Tabla E.2. Propiedades termodinámicas del punto seleccionado para el caso práctico E.	192

Anexo F

Tabla F.1. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño, para obtener puntos de operación reales a 7,007 rpm (97%) (primera etapa).	195
Tabla F.2. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 6,471 rpm (90%) (primera etapa).	196
Tabla F.3. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 5752 rpm (80%) (primera etapa). ..	197
Tabla F.4. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño, para obtener puntos de operación reales a 7,007 rpm (97%) (segunda etapa).	198
Tabla F.5. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 6,471 rpm (90%) (segunda etapa).	199
Tabla F.6. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 5,752 rpm (80%) (segunda etapa).	200

Anexo G

Tabla G.1. Productos de investigación 2016.	203
Tabla G.2. Productos de investigación 2017.	204

Nomenclatura

a, b	parámetros de corrección de las ecuaciones de estado; [-],
c_p	calor específico a presión constante; [kJ/(kg K)] _{SI} , [BTU/(lb _m R)] _{Inglés} ,
c_v	calor específico a volumen constante; [kJ/(kg K)] _{SI} , [BTU/(lb _m R)] _{Inglés} ,
C_k	constante ($k = 1, 2, 3, \dots$); [las unidades varían de acuerdo a la constante];
D	diámetro de los álabes; [m] _{SI} , [in] _{Inglés} ,
f	factor de trabajo politrópico; [-],
g	constante de gravedad; [m/s ²] _{SI} , [ft/s ²] _{Inglés} ,
H	cabeza; [kJ/kg] _{SI} , [(ft lb _f)/lb _m] _{Inglés} ,
HR	humedad relativa; [%],
i	número de presión intermedia; [-],
I	número de impulsores; [-],
J	constante equivalente mecánico del calor; [J/cal] _{SI} , [ft lb _f /Btu] _{Inglés} ,
k	coeficiente de interacción binaria; [-],
m	función dependiente del factor acéntrico; [-],
\dot{m}	flujo másico; [kg/s] _{SI} , [lb _m /s] _{Inglés} ,
M	número de Mach; [-],
n	índice politrópico; [-],
N	velocidad rotacional; [rpm],

N_c	número de etapas de compresión; [-],
P	presión; [kPa o kgf/cm ²] _{SI} , [psia o lb _f /in ²] _{Inglés} ,
P_g	potencia de gas; [kW] _{SI} , [hp] _{Inglés} ,
PM	peso molecular; [kg/kgmol] _{SI} , [lb _m /lb _m mol] _{Inglés} ,
q	flujo volumétrico real; [ACFM],
Q	flujo volumétrico estándar; [MMPCED],
R	constante particular de un gas; [kJ/(kg K)] _{SI} , [(ft ³ psia)/(R lb _m)] _{Inglés} ,
R_u	constante universal de los gases; [kJ/(kmol K)] _{SI} , [(ft ³ psia)/(R lbmol)] _{Inglés} ,
s	entropía por unidad de masa; [kJ/(kg K)] _{SI} , [BTU/(lb _m °F)] _{Inglés} ,
T	temperatura; [K o °C] _{SI} [R o °F] _{Inglés} ,
u	velocidad mecánica; [m/s] _{SI} , [ft/s] _{Inglés} ,
v	volumen específico; [m ³ /kg] _{SI} , [ft ³ /lb _m] _{Inglés} ,
\bar{v}	volumen específico molar; [m ³ /kmol] _{SI} , [ft ³ /lbmol] _{Inglés} ,
w	trabajo por unidad de masa; [kJ/kg] _{SI} , [(ft lb _f)/lb _m] _{Inglés} ,
W	Potencia; [kW] _{SI} , [hp] _{Inglés} ,
x	$(\gamma-1)/\gamma$; [-],
X	relación: π^x ; [-],
X_p	relación: $\frac{\pi^{x_n} - 1}{x_n}$; [-],
X_T	factor de corrección debido al cambio de temperatura; [-],
Z	factor de compresibilidad; [-].

Letras griegas

α	función generalizada de la temperatura; [-],
Δ	caída o incremento; [-],
ε	coeficiente de caída de presión; [-],
γ	relación de calores específicos o índice adiabático de compresión; [-],
η	eficiencia; [-],
ϕ	coeficiente de fugacidad; [-],
Φ	coeficiente de flujo; [-],
μ	coeficiente de trabajo; [-],
π	relación de presiones; [-],
ρ	densidad; [kg/m^3] _{SI} , [$\text{lb}_\text{m}/\text{ft}^3$] _{Inglés} ,
Π	sumatoria; [-],
ω	factor acéntrico; [-],
Ψ	coeficiente de presión o de cabeza politrópica; [-].

Abreviaturas

ACFM	Actual Cubic Feet (of gas) per Minute,
AP	Alta Presión,
BP	Baja presión,
BWR	Benedict-Webb-Rubin,
c	Compresor,
GI	Gas ideal,
ICFM	Inlet Cubic Feet (of gas) per Minute,

LLS	Línea Límite de Surge,
LCS	Línea de Control de Surge,
MMSCFD	Million Standard Cubic Feet (of gas) per Day,
MMPCEP	Millones de pies cúbicos estándar (de gas) por día,
PI	Presión Intermedia,
PR	Peng-Robinson,
SRK	Soave-Redlich-Kwong.

Subíndices

0	estado muerto,
1	estado de succión del compresor,
2	estado de descarga del compresor,
<i>AP</i>	alta presión,
<i>BP</i>	baja presión,
<i>c</i>	crítica,
<i>C</i>	compresión,
<i>d</i>	condiciones de diseño,
<i>dc</i>	descarga del compresor,
<i>ds</i>	condiciones de diseño en sitio,
<i>e</i>	enfriamiento,
<i>f</i>	fuerza,
<i>GI</i>	gas ideal,
<i>GR</i>	gas real,

<i>i</i>	componente puro de la mezcla de gas natural,
<i>In</i>	de entrada,
<i>IC</i>	enfriamiento intermedio,
<i>n</i>	condiciones nuevas,
<i>m</i>	mezcla,
<i>o</i>	condiciones originales,
<i>p</i>	politrópico,
<i>P</i>	cambio por presión de succión,
<i>PI</i>	presión intermedia,
<i>PIC</i>	politrópica de compresión,
<i>PM</i>	cambio por peso molecular,
<i>r</i>	condiciones reales,
<i>ref</i>	referencia,
<i>s</i>	isoentrópico,
<i>sat</i>	saturación,
<i>sc</i>	succión del compresor,
<i>SIC</i>	compresión isoentrópica,
<i>std</i>	condiciones estándar,
<i>T</i>	cambio por temperatura de succión.

Superíndices

<i>g</i>	Estado gaseoso,
<i>x</i>	exponente isoentrópico o relación: $(\gamma-1)/\gamma$; [-],

x_n exponente politrópico o relación; $(n-1)/n$; [-].

Números adimensionales

Re_m Número de Mach de la máquina,

Ma_m Número de Reynolds de la máquina.

Parámetros generalizados de las ecuaciones de estado de Peng-Robinson

δ_1, δ_2 [-],

Ω_a, Ω_b [-],

M_0, M_1, M_2 [-],

A_Z, B_Z, C_Z [-].

Resumen

La sonda de Campeche es la zona de mayor producción de petróleo y gas asociado en México. El gas proveniente de las plataformas marinas de producción instaladas en esta zona se recibe en los centros de procesamiento de gas; estos tienen una importancia estratégica para la producción, procesamiento y transporte de gas, y productos derivados del petróleo en México. Los equipos clave en los centros de procesamiento de gas son los compresores centrífugos, ya que son los responsables de la reinyección del gas para mantener la presión en el pozo, de la recolección del gas, de las operaciones de procesamiento del gas (carga y descarga y de los sistemas de transporte y distribución. Estas máquinas, como cualquier otra, necesitan que su desempeño sea evaluado continuamente y que se lleven a cabo planes de mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo. Una herramienta útil para esta labor, son los mapas de operación; dichos mapas en ocasiones los proporciona el fabricante; sin embargo, estos se generan a las condiciones de presión y temperatura en talleres donde el fabricante hace las pruebas antes de venderlo, además de que el compresor opera con una composición específica de gas natural diferente al que se tiene en el sitio destinado para su instalación. Lo anterior implica que, al trasladarlo a otra región con condiciones de presión y temperatura diferentes a las de diseño, y al operarlo con otra composición de gas natural, el desempeño de la máquina no será el mismo, entonces es necesario actualizar los mapas cada que estos parámetros cambien.

Motivados por lo anterior, en este trabajo se propone una metodología para generar los mapas de operación actualizados de los compresores centrífugos modelo 2BCL608/N de la marca *Nuovo Pignone*, considerando los cambios en la composición del gas natural, y el cambio en la presión y temperatura de succión. Con estos mapas se evalúa el desempeño de los mismos compresores y se hacen recomendaciones de operación según los resultados obtenidos.

Abstract

The Campeche bay is the area with the highest oil and associated gas production in Mexico. The gas coming from the production marine platforms installed in this region is received in the gas processing centers; these centers are of strategic importance for the production, processing and transportation of gas, and oil derivate products in Mexico. The key equipment in the gas processing centers are the centrifugal compressors, since they are responsible for the reinjection of the gas in order to maintain the pressure in the oil well, of the gas collection, of the gas processing operations (loading and unloading) and of transport and distribution systems. These machines, like any other, require that their performance be evaluated continuously and that predictive, preventive and corrective maintenance plans be carried out. A useful tool to carry out this task are the performance maps; these maps are often provided by the manufacturer; however, these are generated at workshops pressure and temperature conditions where the manufacturer tests it before selling it, besides, the compressor is operated with a specific composition of natural gas different from that in the site intended for installation. This mean that, when moving it to another region with different pressure and temperature conditions that design conditions, and when operating it with another natural gas composition, the performance of the machine will not be the same, so it would be necessary to update the maps every time these parameters change.

Motivated by the previously mentioned, this work proposes a methodology for obtaining the updated performance maps of *the Nuovo Pignone* brand, 2BCL608/N centrifugal compressors, considering the changes in the natural gas composition, and the change in pressure and suction temperature. With these maps the performance of the same compressors will be evaluated and operation recommendations will be made according to the obtained results.

Resumen por capítulos

Este trabajo de tesis se compone de seis capítulos y se presenta el resumen de cada uno de ellos de manera independiente como sigue

Capítulo 1

Se lleva a cabo la revisión de los antecedentes y de los artículos especializados, sobre la corrección de mapas de desempeño del fabricante, a condiciones de diseño en sitio, y sobre la actualización de los mapas de operación de diseño en sitio, a condiciones actuales de operación, en compresores centrífugos. En este capítulo se presenta la clasificación de los compresores, su principio de operación, los modelos termodinámicos que rigen al proceso de compresión, las ecuaciones de estado que se utilizan para la predicción de propiedades del gas natural, que es el fluido de trabajo que se considera en este trabajo, y la descripción e importancia de los mapas de operación en el desempeño de los compresores centrífugos.

Capítulos 2

En este capítulo se plantea la pregunta de investigación y los objetivos del trabajo. Dentro de los objetivos se presentan tanto el objetivo general como los objetivos específicos.

Capítulo 3

Se describe, mediante el uso de un diagrama de flujo, la metodología y los pasos a seguir para el desarrollo de esta tesis.

Capítulo 4

En este capítulo se muestra toda la información referente al caso de estudio, que es un compresor centrífugo 2BCL608/N. Se describen las premisas para realizar una prueba de desempeño en campo, se presentan los resultados de una y se analizan los resultados obtenidos. Utilizando los resultados de una cromatografía de gases, que muestra la composición del gas de proceso, y utilizando la ecuación de estado cúbica de Peng-Robinson, se calculan las propiedades termodinámicas del gas natural. También se presenta los resultados del cálculo de los principales parámetros de desempeño de las evaluaciones

obtenidas en la prueba de desempeño y se realiza una comparación de estos parámetros, que se encuentran a condiciones de diseño en sitio, con respecto a los obtenidos a condiciones de diseño dadas por el fabricante.

Capítulo 5

Se corrigen los mapas de operación de ambas etapas de compresión a las condiciones de diseño en sitio mediante tres metodologías. Se analizan los resultados de manera independiente y posteriormente se hace una comparación entre metodologías, con el objetivo de obtener un mejor análisis de resultados.

Capítulo 6

En este capítulo se desarrolla una metodología para la corrección de los mapas de desempeño de compresores centrífugos multietapas, a las condiciones reales de operación. En esta metodología, se obtienen los principales parámetros de desempeño de las evaluaciones de la prueba de desempeño, para ambas etapas, a las condiciones reales de operación y se realiza una regresión lineal, utilizando la ecuación general de una elipse, que describa el comportamiento de dichas evaluaciones a sus nuevas condiciones. Se calculan las líneas límite de surge y las líneas de control de surge para posteriormente obtener las nuevas ventanas operativas de ambos compresores. Esta metodología se valida mediante su implementación en un tren de compresión de dos etapas 2BCL608/N.

Finalmente, se muestran las conclusiones, en donde se mencionan los alcances de la metodología desarrollada, además de las soluciones que se pueden cubrir al aplicar ésta. También se muestran las perspectivas del trabajo y los anexos correspondientes, en donde se enlistan los productos de difusión científica en los que se tuvo la oportunidad de participar durante la estancia en el Posgrado de Energía y Medio Ambiente.

Introducción

Desde hace tres décadas, a nivel mundial los combustibles fósiles han dominado totalmente el panorama energético, representando casi el 50 % de la demanda global; de este porcentaje, el 31 % se atribuye al carbón y un 19% al gas natural (Roberts, 2004). A nivel mundial, la producción de petróleo y sus derivados y subproductos, tienen un papel importante en el PIB de cada país, ya que es considerado como un indicador del desarrollo mundial. En México, aproximadamente el 4.9 % del PIB que se percibe proviene de manera directa o indirecta de la industria petrolera (Banco Mundial, 2016); mientras que, los ingresos del sector público, contribuyen con el 37 % (INEGI, 2016). Hasta hace un lustro, la mayor parte de los ingresos se percibían de la explotación-exportación del crudo como tal, no obstante, en años recientes, el uso y explotación del gas de proceso asociado a la explotación del crudo, es decir, el gas natural ha tomado una participación preponderante.

En las últimas décadas, la tendencia en el sector energético mundial es utilizar cada vez más el gas natural como combustible para satisfacer la demanda creciente de energía. De todos los combustibles fósiles utilizados, el gas natural es el que tiene menor impacto negativo en el medio ambiente. Por ejemplo, en la fase de extracción, el único incidente medioambiental que se tiene, se debe a que los yacimientos de gas natural están ligados a los yacimientos de petróleo, los cuales, al carecer de suficientes sistemas de procesamiento y como el gas natural es considerado como subproducto, se quema. Además, en la fase de transformación del gas natural, ésta se limita a una fase de purificación (endulzamiento), sin emisión de contaminantes ni producción de subproductos no deseados. En la fase de transporte y en su utilización también tiene un impacto menor a cualquier combustible fósil conocido.

Una de las ventajas que tiene el uso del gas natural y que está relacionado con las consecuencias medioambientales, se debe a que la pureza que tiene este combustible, lo hace apropiado para su uso en las tecnologías más recientes y eficientes, como son los ciclos combinados y la cogeneración. En contraste, el gas natural, al igual que cualquier otro combustible, al ser quemado emite CO₂; sin embargo, comparado con otros combustibles fósiles como el carbón y el combustóleo, emite aproximadamente 40-50 % y 25-

30 % menos CO₂, que estos energéticos, respectivamente. En cuestión de emisiones de NO_x y SO₂, el gas natural genera dos veces menos emisiones de NO_x que el carbón y 2.5 veces menos que el combustóleo; y en su combustión, la emisión de SO₂ es 150 veces menor a la del combustóleo y entre 70 y 1500 veces menor a la del carbón. Además, en el tema de partículas sólidas, el gas natural se caracteriza por no presentar este tipo de impurezas, lo que permite que los gases de combustión se utilicen de forma directa en la cogeneración, proceso que en México detonó el crecimiento promedio anual de consumo de este energético (MINETUR, 2016).

Por estas razones, el gas natural ha surgido como un combustible para todo tipo de usos, desde la producción de electricidad y calefacción industrial, hasta calderas y cocinas domésticas. Actualmente, el uso del gas natural supera al carbón, de tal manera que, en la prospectiva al 2025, el gas natural y no el petróleo, tiende a ser la fuente de energía dominante, ya que la diferencia en costos también es un factor a favor de éste, con respecto a los otros energéticos. A finales del 2014, la demanda mundial de gas natural se ubicó en 328,280.7 millones de pies cúbicos estándar por día (MMPCED), lo que significó un incremento de 0.4 % con respecto al 2013. La región de Europa y Eurasia se posicionó como la mayor consumidora, seguida de Norte América, Asia Pacífico, Medio Oriente, Centro y Sudamérica y, finalmente, la región de África. En México, la generación de electricidad a base de gas natural tuvo una participación del 29.3% en el año 2009, y se duplicó en el año 2012, aportando el 50% en la cartera energética del país. Este crecimiento se dio con un incremento anual del 8.3% aproximadamente, contrastando con la disminución del 4.8 % en el uso de combustóleo en el mismo periodo, (SENER, 2013 y 2015).

El proceso de compresión es uno de los procesos más utilizados en el sector industrial. De acuerdo a las estadísticas de la Unión Europea y Estados Unidos, la compresión de aire representa hasta el 10 % del consumo de electricidad industrial (Saidur y *col.* 2010). Por otra parte, el proceso de compresión también se utiliza en todos los aspectos de la industria del gas natural, entre ellos está la extracción del gas, la reinyección del gas para mantener la presión en el pozo, la recolección del gas, las operaciones de procesamiento del gas (carga y descarga), los sistemas de transportación y distribución, y en sistemas no evaporativos (almacenamiento de gas y tanques para el control de la evaporación y para evitar la liberación de gas a la atmósfera) (Mokhatab y Poe, 2012).

Debido a su intensa utilización, se tiene una amplia gama de tipos de compresores; sobresalen, los compresores reciprocantes o de pistón, los compresores centrífugos o radiales y los compresores axiales.

En el transporte del gas natural se utilizan regularmente dos tipos de compresores, los reciprocantes y los centrífugos. Los compresores reciprocantes regularmente utilizan motores eléctricos o de combustión interna para accionarlos; y los compresores centrífugos están acoplados a un motor eléctrico o a una turbina de gas. En el caso de que el compresor esté acoplado a una turbina de gas, recibe el nombre de turbocompresor (Mokhatab y Poe, 2012; Encinas, 1984). Dos de las variables clave para escoger entre un tipo de compresor u otro, son los costos de capital y los costos de mantenimiento, que involucra las reparaciones, las refacciones, y los costos del combustible y/o energía. Debido al gran número de variables involucradas, la elección del sistema puede ser un poco engorrosa. (Lubomirsky y *col.* 2010).

El compresor tiene como principal función elevar la presión y disminuir el volumen específico del fluido de trabajo. Este aumento de presión es del orden de más de 689 kPa (100 psia) (NOM-002-SECRE, 2010), presión necesaria para el transporte del gas a través de los ductos y tuberías subacuáticas. Sin embargo, inherentemente al proceso se tiene un incremento de temperatura en la descarga. En la mayoría de las aplicaciones, este incremento de temperatura hace que, al ingresar a una segunda etapa de compresión, se consuma más potencia en total, debido al sobrecalentamiento del fluido en la primera etapa. Por consiguiente, la compresión se puede llevar a cabo utilizando un tren de compresión de múltiples etapas con inter-enfriamiento, provocando así, disminuir el efecto del sobrecalentamiento, minimizar el incremento de temperatura en la descarga de cada etapa, y consumir menos potencia, (Wang y *col.* 2008), (Georgius y *col.* 2015).

La principal fuente de crudo y gas de proceso en México proviene directamente de las plataformas marinas, especialmente las ubicadas en los activos de Cantarell, complejo que desde 1979 ha permanecido como el máximo productor de barriles de crudo, además de ser el proyecto petrolero con el mayor valor económico generado (PEMEX, 2013). A pesar de que, en un principio el gas natural era considerado un subproducto no deseado de la industria del petróleo, del que había que deshacerse quemándolo, hoy en día, su explotación es fundamental para la industria energética del país. Sin embargo, este gas asociado en pozos de petróleo tiene un alto contenido de ácido sulfhídrico (H_2S), a este tipo de gas se le conoce como gas amargo y provoca corrosión a los equipos metálicos con los que está en contacto, por lo que debe pasar por una serie de procesos para su utilización. Entre estos procesos se encuentra el de endulzamiento de gas amargo; el cual, debido a los grandes volúmenes que se manejan, no puede ser aplicado directamente en las plataformas marinas de producción, y por tal motivo deben de ser enviados a tierra, a las plantas de endulzamiento para la eliminación de la mayor cantidad de H_2S . Para que este proceso se

pueda realizar, también se necesita del proceso de compresión, que se encarga de suministrarle al gas la presión necesaria para ser enviado a tierra por ductos. Sin embargo, las condiciones de operación de los compresores empleados en estos procesos no son las óptimas, entonces, las curvas de desempeño provistas por los fabricantes, OEM (*Original Equipment Manufacturer*), difieren del desempeño real observado por los mismos en campo, lo cual conlleva a una baja o pobre operabilidad, eficiencia, y en casos extremos, paro de producción y tiempos muertos por mantenimiento de los mismos.

Debido a que, en los trenes de compresión los costos energéticos durante el ciclo de vida, son generalmente mayores que los costos de adquisición, instalación y mantenimiento, en una gran diversidad de aplicaciones, es necesaria la ejecución periódica de pruebas en campo a compresores de baja, intermedia y alta presión, con la finalidad de obtener una evaluación de las condiciones de operación actual, para analizar la eficiencia de cada uno de los compresores y determinar la ventana operativa óptima del proceso, así como para asegurar la relación óptima costo-beneficio de la actividad productiva, (González, 2003). Tal es la importancia de la evaluación del desempeño de los compresores, que autores como Lapina (1990) y González (1997) han dirigido sus esfuerzos hacia el estudio de esta problemática; el primero mediante la caracterización y modelado de las ecuaciones que encaminen hacia una evaluación cuantitativa del desempeño general de los compresores, incluyendo variables y métodos comúnmente olvidados o rezagados; mientras que, el segundo lo hizo aplicando alguno de estos criterios directamente en campo, para la determinación de los rangos reales de operación de plantas compresoras de gas en una filial de Petróleos de Venezuela. Por otra parte, Koch y Schildwachter (1962) proponen una metodología para la corrección de los mapas de operación de compresores centrífugos, mediante la consideración de tres cambios importantes en el fluido de trabajo que son: cambio en el peso molecular, cambio en la presión de succión y cambio en la temperatura de succión; situaciones que, apoyadas por Lapina (1982), afectan directamente en el desempeño del compresor.

Los modelos matemáticos que se utilizan para describir el comportamiento termodinámico del gas natural, son muy importantes para la evaluación del desempeño de los compresores centrífugos, ya que, al ser una mezcla de hidrocarburos, no puede ser tratado como un gas ideal. Si bien, se sabe que el trabajo de compresión disminuye conforme el número de etapas de un tren de compresión aumenta (Hernández y *col.* 2015), este trabajo de compresión no es el mismo al considerar el gas natural como gas ideal, que al considerarlo como un gas real. En trabajos publicados anteriormente se ha determinado que, el porcentaje de error al determinar el trabajo de compresión de trenes de compresión de hasta 4 etapas, se presentan

errores de hasta el 7.5 %, debido a que se considera el gas natural como gas ideal, esto, utilizando la ecuación de estado cúbica de Peng-Robinson (Hernández y *col.* 2016). Existen dos tipos de ecuaciones de estado para el manejo del gas natural como gas real, las ecuaciones cúbicas de estado y las ecuaciones viriales de estado. De la primera categoría, con la ecuación de Peng-Robinson es con la que se obtienen mejores resultados al predecir las propiedades de estado del gas natural (Peng y Robinson, 1976); mientras que, en el segundo conjunto de ecuaciones, es decir, las ecuaciones de estado viriales, es la de Benedict-Webb-Rubin la que arroja mejores resultados (Benedict y *col.* 1940; Benedict y *col.* 1942). Debido a esto, el uso de una ecuación de estado para el cálculo de las propiedades de estado del gas natural, es necesaria para que la evaluación del desempeño de compresores centrífugos sea más precisa.

Si bien, lo anterior es prueba de que los hidrocarburos y la turbomaquinaria en México son de vital importancia en el sector energético actual, su manejo debe ser controlado de una manera que, permita un desarrollo sustentable y no únicamente económico, es decir, que permita la sustentabilidad energética. Esto es importante, ya que el paro en las plataformas también se puede dar por el incumplimiento de alguna normatividad, entre las que puede estar integrada algún análisis de riesgo o algún análisis de impacto ambiental, herramientas importantes en la gestión ambiental.

Según Amemimiya (2012), se puede tomar una definición práctica de la sustentabilidad, ya que se puede considerar como un nuevo enfoque ético entre la sociedad y el medio ambiente, con un sentido de perdurabilidad a largo plazo y de responsabilidad de la generación actual consigo misma y con generaciones futuras (Jiménez, 2000). De esta manera, los principios éticos de este marco deben estar orientados hacia la creación de condiciones que permitan al ser humano tener un desarrollo integral, y al mismo tiempo, preservar las condiciones que permitan la existencia de la vida.

Lo anterior se puede lograr a partir de la mejora de la tecnología y del uso de herramientas medioambientales, definiendo a la sustentabilidad energética, como el desarrollo tecnológico y técnico, que permita una interacción positiva con las demás dimensiones del desarrollo sustentable, es decir, con la dimensiones social, medioambiental y económica, entre otras. Esto quiere decir que, tal vez no se pueda revertir la tendencia mundial sobre el consumo excesivo de recursos, pero mediante la tecnología y el uso de herramientas medioambientales, así como la correcta aplicación de normas, se puede lograr disminuir el impacto negativo sobre las demás dimensiones del desarrollo sustentable, contribuyendo de esa manera, al cuidado del medio ambiente.

Debido a esto, en este trabajo se desarrollan 6 capítulos con el objetivo de desarrollar una nueva herramienta que permitan realizar el análisis de desempeño de compresores centrífugos, que se utilizan en plataformas marinas, de manera más precisa.

Capítulo 1

Antecedentes

1.1 Desempeño de los compresores

Antes de adentrarse en el análisis del desempeño de los compresores centrífugos, se realiza un análisis del estado del arte acerca de este dispositivo. En dicho análisis se abarcan temas básicos como qué es un compresor, su importancia y los tipos que existen. También se hace énfasis describir el funcionamiento de los compresores centrífugos y en sus mapas de operación, que son una herramienta muy importante en el análisis de su desempeño.

1.1.1 Compresor

El compresor es un dispositivo mecánico capaz de transferir eficientemente energía hacia un fluido compresible, generalmente elevando su presión. El proceso de compresión se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido de trabajo, en donde el trabajo ejercido por el compresor es transferido al gas que pasa por él. Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, sin embargo, las bombas son máquinas hidráulicas y los compresores son máquinas térmicas. La diferencia entre estos dispositivos es que las bombas desplazan fluidos incompresibles mientras que los compresores desplazan fluidos compresibles. Debido a que el fluido que pasa por el compresor es compresible éste sufre un cambio apreciable de densidad y temperatura. Estos equipos tienen una gran importancia en el desarrollo tecnológico actual y sus aplicaciones son extensas y variadas.

1.1.2 Importancia de los compresores y sus aplicaciones

El proceso de compresión es uno de los procesos más utilizados en el sector industrial. De acuerdo a las estadísticas de la Unión Europea y Estados Unidos, la compresión de aire representa hasta el 10 % del consumo de electricidad industrial (Saidur y *col.*, 2010). Sin embargo, las aplicaciones de los compresores varían desde el uso en aviones y procesos industriales, hasta aplicaciones en hogares, como en los refrigeradores y dispositivos de aire acondicionado. En las turbinas de gas, la importancia del compresor es tan grande, que el desarrollo de éstas ha dependido del de los propios compresores (Encinas, 1984 ; Cohen y *col.*, 1983).

Industrialmente, los compresores son vitales en las refinerías para manejar sustancias como hidrógeno, sulfuro de hidrógeno, etano, propano, propileno, butano, etc. En las petroquímicas, se utilizan para operar con etileno, butileno, benceno, cloruros vinílicos, entre otros. Se usan en la industria química en los procesos de síntesis de gases como el amoníaco, metanol, dióxido de carbono, entre otros. En la industria del gas natural se utilizan en procesos como la elevación del gas en los pozos de extracción, la reinyección del gas en los pozos para mantener la presión en estos y en la recolección del gas. Además, se utilizan en los sistemas no evaporativos (almacenamiento de gas y tanques para el control de la evaporación y para evitar la liberación del gas en la atmósfera), en las operaciones de procesamiento del gas (carga y descarga, endulzamiento, deshidratación) y en los sistemas de transporte y distribución para ser enviado a las ciudades por medio de tuberías o comprimido en tanques.

Los compresores son necesarios en todos los sistemas de acondicionamiento de alimentos y medicamento que necesiten de circulación forzada de aire, en la industria de metales ferrosos y no ferrosos, en la industria automotriz, cementera, textil, del papel, de cigarros, etc. Son de uso obligatorio en las minas, hospitales, laboratorios de investigación con altas y bajas temperaturas y presiones, y en cualquier lugar donde sea necesario contar con aire o gases a alta presión. Actualmente, también son un equipo indispensable en procesos criogénicos.

De esta manera, la importancia de los compresores no sólo radica en que se encuentran en casi todos los aspectos de nuestra vida cotidiana, sino que, en muchos casos, aspectos como el correcto funcionamiento, el desempeño e incluso la innovación tecnológica de un equipo y/o proceso, están supeditados a los del mismo compresor. La Figura 1.1 muestra la aplicación de un compresor axial en un motor GE9x de la marca *General Electric* que es utilizado en el sector aéreo y la Figura 1.2 muestra un compresor centrífugo de la marca *PBS Velká Bíteš* que se utiliza en procesos criogénicos.



Figura 1.1. Turbina de avión GE9x.



Figura 1.2. Compresor criogénico.

1.1.3 Tipos de compresores

En la actualidad existen numerosos tipos de compresores, cada uno diseñado adecuadamente para una aplicación en particular; sin embargo, de manera general los compresores se pueden clasificar en dos tipos, dinámicos y de desplazamiento positivo. Dentro de los compresores de desplazamiento positivo destacan los de pistón y de tornillo, y en los compresores dinámicos, los axiales y los radiales.

Debido a que existe una gran variedad de compresores, la selección de estos puede resultar difícil. Para realizar la correcta selección de un compresor, la decisión se debe basar en el análisis de parámetros como el flujo volumétrico, el flujo másico, la eficiencia y la relación de presiones que proporcione el compresor (Boyce, 1993). La Figura 1.3 muestra el rango de operación de dos parámetros antes mencionados, para los compresores de pistón y de tornillo, dentro de los compresores de desplazamiento positivo, y para los compresores axiales y centrífugos, dentro de los compresores de flujo continuo. Se muestra que los compresores de pistón proporcionan una mayor relación de presiones, mientras que los axiales permiten manejar una mayor cantidad de flujo másico. También se muestra que los compresores centrífugos y los de tornillo proporcionan un rango similar en el manejo de flujo másico; sin embargo, los compresores centrífugos proporcionan una mejor relación entre el flujo manejado y la relación de presiones, en comparación con los demás tipos de compresores (Jansohn, 2013; MacMillan, 2010).

Algunas de las ventajas de los compresores axiales sobre los centrífugos, además de permitir manejar mayores caudales, es que su desempeño es mayor trabajando en condiciones de diseño y que, para la misma potencia, los compresores axiales son de menor tamaño y peso, lo que permite también aumentar la velocidad de giro. Debido a esto, los compresores axiales se utilizan principalmente en turbinas de gas y de avión. La ventaja de los compresores centrífugos sobre los demás compresores se discute en la siguiente sección.

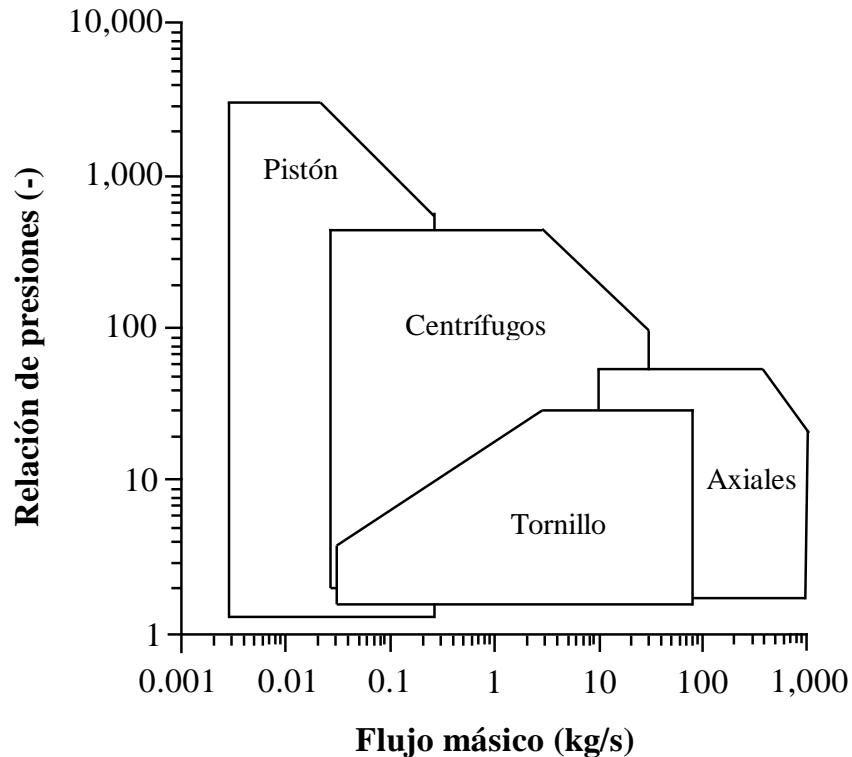


Figura 1.3. Relación de presiones en función del flujo másico para diferentes tipos de compresores. Modificado de (Jansohn, 2013).

1.1.4 Compresores centrífugos

Los compresores centrífugos son dispositivos dinámicos en donde el fluido de trabajo entra y sale de estos a través de orificios adecuadamente ubicados en la carcasa. Estos dispositivos aumentan la presión del fluido de trabajo, al aplicarle fuerzas inerciales cuando pasan a través de álabes que se encuentran en un impulsor que gira. La Figura 1.4 muestra un diagrama esquemático de un compresor centrífugo y sus principales componentes. En un compresor centrífugo, el gas entra por el ojo del impulsor y sufre una aceleración provocada por los álabes del impulsor, esto genera una fuerza centrífuga que empuja al gas de

manera radial, lo que provoca una menor presión en el ojo del impulsor y se tiene como resultado la succión de más gas; a esta zona se le conoce como zona de succión. Por otra parte, el borde exterior del impulsor empuja al gas hacia el difusor, y éste a su vez reduce la velocidad del gas convirtiendo la energía cinética del gas en presión; a la zona en donde el gas abandona el compresor se le llama zona de descarga.

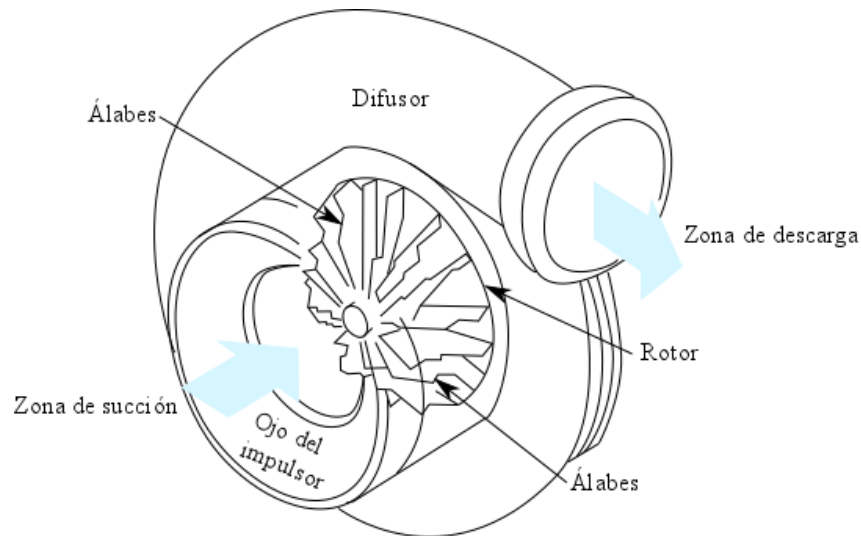


Figura 1.4. Diagrama esquemático de un compresor centrífugo.

Algunas de las ventajas de los compresores centrífugos con respecto a los demás compresores son las siguientes

- Son más robustos que un compresor axial y, por lo tanto, son más confiables en la operación.
- Son más compactos que un compresor recíprocante.
- Tienen una mayor resistencia a objetos ajenos al sistema.
- Se ven menos afectados en su desempeño debido al ensuciamiento.
- Su rango de operación de presión y manejo de flujo másico y volumétrico es mayor que la de cualquier compresor.

Debido a que los compresores centrífugos son los equipos más versátiles y compactos en el rango de procesamiento de flujo de 1,000 a 100,000 pies cúbicos por minuto (1,700-170,000 m³/h), estos son comúnmente utilizados en la industria de procesos, específicamente en la industria petroquímica y de gas natural. Dentro de los principales propósitos de utilizar estas máquinas en la industria del gas natural, se debe a su menor tamaño en comparación con otros compresores y a su mayor capacidad de procesamiento de flujo, los hacen ideales para utilizarlos en una plataforma marina que se encuentre costa afuera. Sin embargo, a pesar de que es uno de los equipos más utilizados en la industria, su rango de operación se ve

limitado por fenómenos que se conocen como bombeo (*surge*) y muro de piedra (*stonewall*), los cuales se describen y estudian más adelante.

1.1.5 Compresor de múltiples escalonamientos y tren de compresión de múltiples etapas

Debido a que la relación de presiones máxima en un compresor de un sólo escalonamiento puede ser de 4:1, los compresores centrífugos pueden estar constituidos por uno o más escalonamientos para lograr relaciones de presiones más altas, donde cada escalonamiento consiste de un impulsor y un difusor. El impulsor es el elemento dinámico y el difusor es el elemento estático. La Figura 1.5 muestra un compresor centrífugo de sólo un escalonamiento, y la Figura 1.6 muestra un compresor centrífugo de tres escalonamientos.

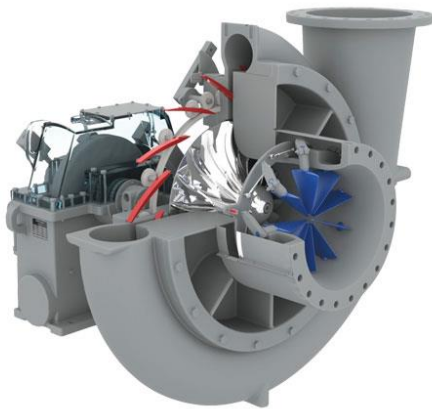


Figura 1.5. Compresor centrífugo de un escalonamiento.

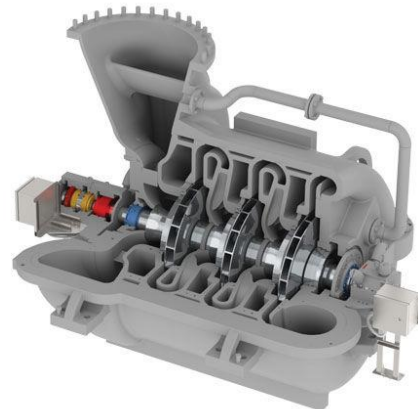


Figura 1.6. Compresor centrífugo de tres escalonamientos.

El compresor tiene como principal función elevar la presión y disminuir el volumen específico del fluido de trabajo; sin embargo, inherentemente al proceso se tiene un incremento de temperatura en la descarga. En la mayoría de las aplicaciones, este incremento de temperatura hace que se consuma más potencia y además puede afectar las propiedades de los aceites lubricantes que se utilizan, y como resultado, puede provocar daños mecánicos en algunas piezas del compresor que estén en contacto directo con el gas. Para solucionar estos problemas, la compresión se realiza mediante un tren de compresión de múltiples etapas. La Figura 1.7 muestra un ejemplo de un tren de compresión de tres etapas, donde cada

compresor es de sólo un escalonamiento. En este sistema, la entrada de aire en la primera etapa se comprime en el compresor de baja presión (BP) y luego pasa a través de un enfriador para lograr una temperatura muy cercana a la que entra al primer compresor. Este aire enfriado pasa a la etapa de presión intermedia (PI) donde se vuelve a comprimir, e inherentemente, a calentar. Este aire pasa de nuevo por un enfriador para conseguir una temperatura lo más cercana posible a la temperatura a la que entra al sistema. A continuación, este aire comprimido pasa a la fase final o la tercera etapa del compresor de aire (AP), donde se comprime a la presión requerida y se entrega al receptor de aire, donde se puede volver a enfriar, o no, dependiendo de su objetivo final. El número de enfriadores inter-etapa es igual al número de etapas de compresión menos uno; en este caso en particular, se tienen dos enfriamientos intermedios. Por otro lado, el tren de compresión de tres etapas de compresión, está accionado por un motor eléctrico, sin embargo, la potencia requerida por el compresor se puede proporcionar por otro tipo de dispositivos, por ejemplo, una turbina o un motor de combustión interna.

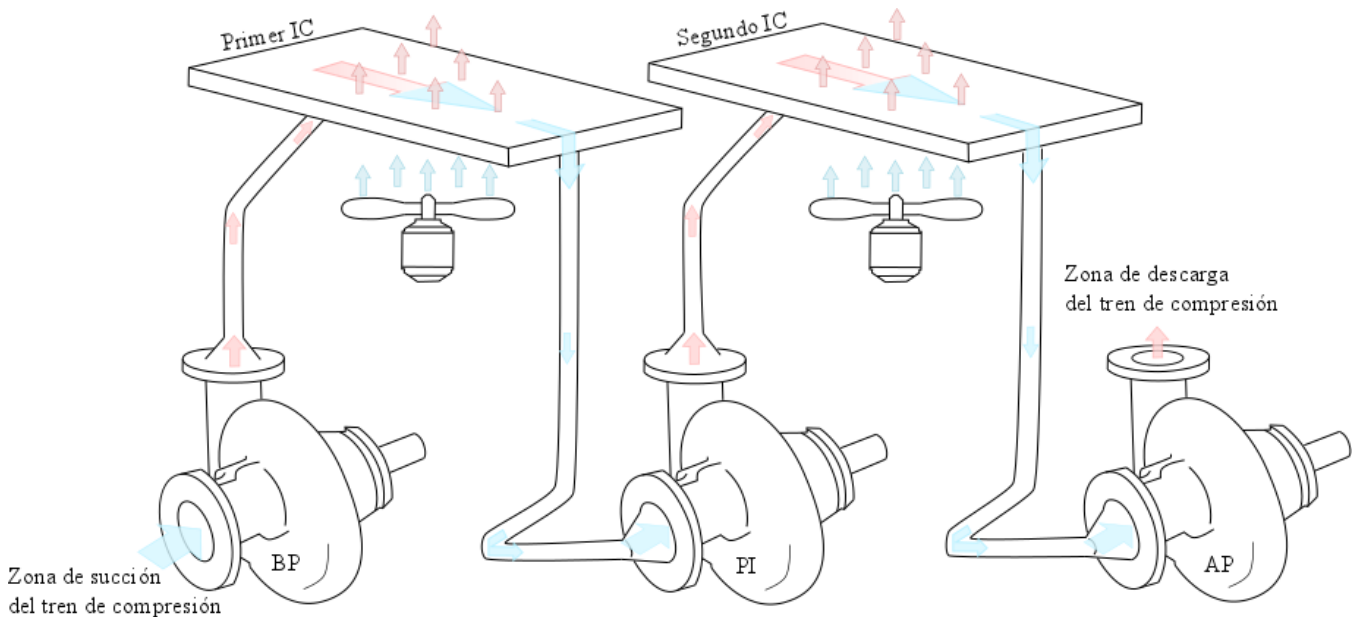


Figura 1.7. Diagrama esquemático de un tren de compresión de tres etapas con enfriamiento intermedio.

Es importante recalcar que en este trabajo se le llama escalonamientos al número de impulsores y difusores que hay dentro de un compresor, y etapas, al número de compresores, que pueden estar constituidos a su vez por uno o más escalonamientos.

1.1.6 Turbocompresor

Debido a que un compresor necesita de un equipo que le proporcione la potencia necesaria para ser accionado, ésta se puede entregar mediante dispositivos como motores, ya sean de combustión interna o eléctricos, o por una turbina. En este caso, un turbocompresor, tal y como su nombre lo indica, es un sistema conformado por una turbina y un compresor.

La Figura 1.8 muestra un diagrama esquemático de un turbocompresor. Este sistema está conformado por una turbina de gas, una caja de engranes, un tren de compresión de dos etapas y dos acoplamientos. Cada acoplamiento funciona como una conexión entre la turbina y la caja de engranes, y la caja de engranes y el compresor centrífugo, respectivamente. La turbina de gas a su vez está conformada por un generador de gases y una turbina de potencia, la cual, a través de la caja de engranes, proporciona la potencia mecánica al tren de compresión. El tren de compresión por su parte, está formado por dos compresores centrífugos en una misma carcasa. Al compresor de la primera etapa de compresión se le conoce como compresor de baja presión (BP), mientras que al segundo compresor se le conoce como compresor de alta presión (AP).

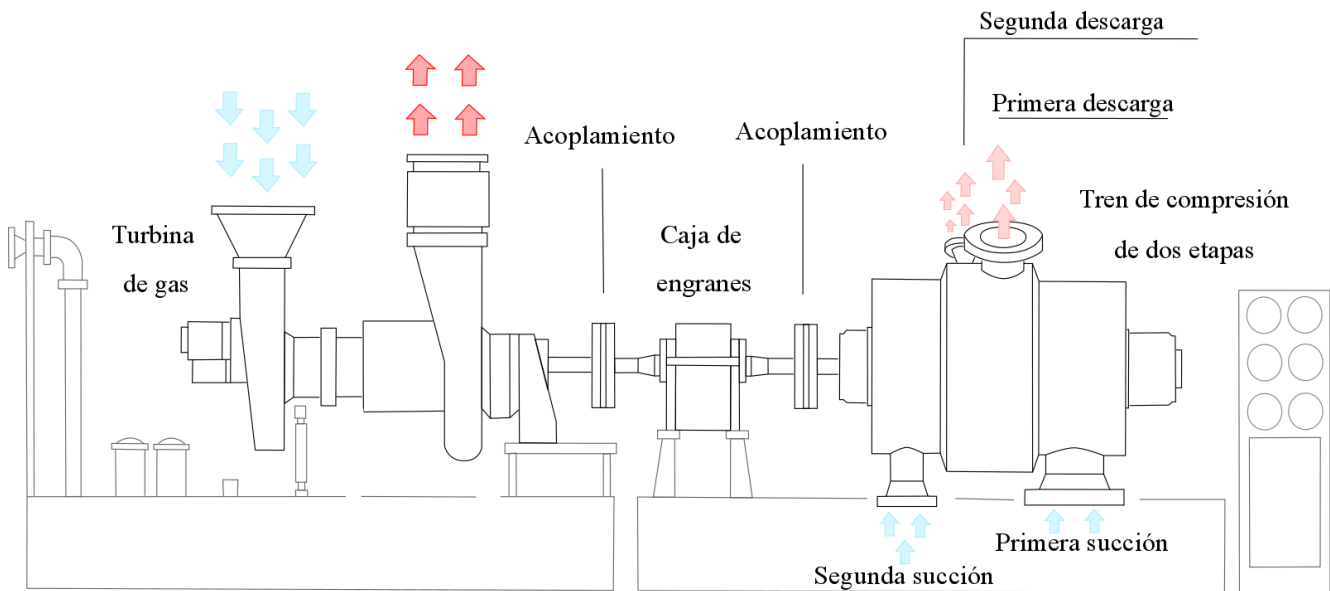


Figura 1.8. Diagrama esquemático de un turbocompresor.

1.1.7 Condiciones de operación de los compresores centrífugos

Las diferentes condiciones a las que se contempla la operación de los compresores centrífugos en este trabajo, se presentan en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Condiciones de operación de los compresores centrífugos.

Condiciones de operación	Descripción
Diseño	<ul style="list-style-type: none"> • Las condiciones de presión y temperatura en la succión del compresor son las que especifica el fabricante. • El fluido de trabajo es una mezcla de gases especificada por el fabricante. • El equipo está nuevo.
Diseño en sitio	<ul style="list-style-type: none"> • Las condiciones de presión y temperatura en la succión del compresor son distintas a las que especifica el fabricante en su taller, es decir, son las que se tienen en el lugar donde se opera el compresor; por ejemplo, en plataformas marinas. • El fluido de trabajo es una mezcla de gases distinta a la que utiliza el fabricante en su taller, en este caso es el gas natural de proceso que se extrae de los yacimientos. • El equipo aún se considera nuevo.
Reales	<ul style="list-style-type: none"> • Las condiciones de presión y temperatura en la succión del compresor son distintas a las que especifica el fabricante en su taller, es decir, son las que se tienen en el lugar donde se opera el compresor; por ejemplo, en plataformas marinas. Estas condiciones pueden o no ser iguales a las condiciones de diseño en sitio. • El fluido de trabajo es una mezcla de gases distinta a la que utiliza el fabricante en su taller, en este caso es el gas natural de proceso que se extrae de los yacimientos. Estas condiciones pueden ser o no iguales a las condiciones de diseño en sitio. • El equipo no está nuevo, tiene ciertas horas de operación. Se considera que puede existir una disminución en la eficiencia de los compresores, así como una disminución en su capacidad de procesamiento de flujo de gas.

1.1.8 Análisis del desempeño de los compresores centrífugos

Debido a que en los trenes de compresión, los costos energéticos durante su ciclo de vida son generalmente mayores que los costos de adquisición, instalación y mantenimiento, en una gran diversidad de aplicaciones, es necesaria la ejecución periódica de pruebas de desempeño en campo a compresores de baja, intermedia y alta presión, con la finalidad de obtener una evaluación real de las condiciones de operación, de analizar la eficiencia real de cada uno de los compresores, de determinar la ventana operativa real del proceso y para asegurar la relación óptima costo-beneficio de la actividad productiva (González, 2003). De la misma manera, la predicción de la eficiencia y los rangos de operación de los compresores centrífugos, juegan un papel muy importante para mantener la producción de gas, de tal manera que sea posible asegurar la disponibilidad de la máquina y su correcto funcionamiento, además de reducir los costos de operación.

Debido a que existen varios parámetros externos que afectan al compresor centrífugo en el entorno operativo, estos factores pueden introducir un impacto significativo en los componentes del compresor que, a su vez, se verán reflejados en la eficiencia del compresor y en la estabilidad aerodinámica. Debido a esto, es necesario realizar pruebas de desempeño cuando la máquina está nueva, es decir, a las condiciones en sitio, esto ayuda a evaluar las especificaciones de diseño antes del proceso de instalación. Además, los parámetros reales de succión pueden ser diferentes a los probados por el fabricante, por lo que los resultados de la prueba tienen que estar correlacionados con las condiciones en sitio. Realizar esta prueba de desempeño a condiciones de diseño en sitio, ayuda a predecir si el desempeño del compresor se encuentra por debajo de las especificaciones del fabricante y a evaluar las cuestiones aerodinámicas de la máquina en funcionamiento. Por otro lado, las condiciones de diseño en sitio, no son las únicas a las que es necesario realizar un análisis del desempeño de los compresores, ya que, con el paso del tiempo estas máquinas sufren degradación en sus partes mecánicas, así como en los fluidos lubricantes, entonces, es necesario realizar una prueba de desempeño bajo estas nuevas circunstancias, es decir, a condiciones reales de operación. Si el compresor cuenta con pocas horas de operación, esto puede ayudar a evitar fallas catastróficas o cierres obligatorios. En los turbocompresores centrífugos ubicados costa afuera en plataformas marinas, dejar un equipo fuera de operación representa una quema inmensa de gas natural que no puede ser procesado y que, aparte de tener consecuencias medioambientales, está pérdida de gas procesado también se ve reflejada económicamente.

Tal es la importancia de la evaluación del desempeño de los compresores, que a lo largo de la historia un gran número de investigadores han dirigido sus esfuerzos hacia el estudio de esta problemática y han desarrollado metodologías y descubierto nuevas maneras para hacer más precisas estas evaluaciones. Si bien, en un principio los análisis del desempeño de compresores se realizaban mediante modelos isoentrópicos y considerando el fluido de trabajo como gas ideal, es decir, se consideraban modelos ideales, con el paso del tiempo se han propuesto modelos que corrigen las suposiciones que hacen los modelos ideales. Por ejemplo, Shultz (1962) desarrolló un modelo politrópico para los procesos de compresión, con el objetivo de predecir el comportamiento de un compresor (Nathoo y Gottenberg, 1986; Gilarranz, 2005; Oldrich, 2010), basado en correlaciones que corrigen la desviación resultante de considerar el fluido de trabajo como un gas ideal. Para esto, no sólo introduce el factor de compresibilidad, sino que propone un nuevo factor de corrección al que llama *factor de Shultz*.

Con relación a los trabajos que estudian los efectos producidos en el desempeño de compresores centrífugos debido a los cambios en las condiciones de succión, estos se basan principalmente en la actualización de los mapas de operación, ya que la predicción del desempeño de este tipo de máquina no se puede llevar a cabo de manera precisa sin la información que esta herramienta proporciona. Con respecto a las metodologías para actualizar los mapas de operación de los compresores a las condiciones de diseño en sitio, Koch y Schildwachter (1962) proponen una metodología para la corrección de los mapas de operación de compresores centrífugos, mediante la consideración de tres cambios importantes en el fluido de trabajo, en la succión del compresor, que son: cambio en el peso molecular, cambio en la presión de succión, y cambio en la temperatura de succión. Mediante un análisis más detallado tanto en el desarrollo de la metodología, como en la discusión de los efectos que traen consigo cambios en las condiciones de succión del compresor al desempeño del mismo, Lapina (1982, 1989, 1990) concuerda que deben existir ciertos factores de corrección que modifiquen los mapas de desempeño a condiciones de diseño en sitio. Godse (1989) propone el uso de números adimensionales para estandarizar los resultados de pruebas de desempeño de distintos fabricantes y para predecir el desempeño de un compresor centrífugo en condiciones de diseño en sitio. A pesar de que estas metodologías consideran los principales cambios que pueden existir en la succión de un compresor centrífugo, siguen sin considerar el deterioro mecánico que sufre la turbomaquinaria con el paso del tiempo, además de no considerar uno de los grandes problemas que tiene el análisis de desempeño de cualquier turbomaquinaria, que es la falta de información.

Por otra parte, dentro del tema relacionado con la evaluación del desempeño de compresores a condiciones reales de operación, hay que tener en cuenta que es necesario la obtención y el análisis de la información obtenida a condiciones de diseño y a condiciones reales de operación, sobre los mapas de desempeño. Los principales recursos para obtener esta información son los que proporciona el fabricante, las pruebas de desempeño que se realicen en campo, y la información que se pueda obtener de publicaciones en revistas especializadas; sin embargo, esto puede provocar un problema de falta de información, por lo que es necesario encontrar otras vías para solucionar este problema. Por ejemplo, Zhu (1992) utiliza un mapa de desempeño generalizado de un compresor, desarrollado por Saravanamutto (1992) (Saravanamutto, 1983). Kurzke (1996) por su parte, introduce coordenadas auxiliares, las cuales no tienen ningún significado físico, que se superponen a las curvas características de un mapa de desempeño, con el objetivo de proporcionar a los ingenieros una herramienta de dibujo para una mejor interpretación de la información que proporcionan los mapas de operación.

Dentro de las metodologías que se presentan para evaluar el desempeño de un compresor a condiciones reales de operación, existen algunas que utilizan algoritmos basados en redes neuronales, los cuales no sólo son útiles para la evaluación y predicción del desempeño de los compresores, sino también para su modelación y optimización (Yu, 2007; Ghorbanian, 2009; Li y col., 2015). Casey (2012) presenta un nuevo enfoque de ingeniería para estimar los mapas de desempeño para aplicaciones preliminares de diseño. En los aportes más recientes sobre este tópico, se presentan métodos iterativos (Ma y col., 2013), por ejemplo, Albusaidi y Pilidis (2015a y 2015b) presentan, en dos partes, un nuevo método iterativo para predecir el desempeño de los compresores centrífugos a condiciones reales de operación. El análisis teórico y las correlaciones empíricas que presentan, proporcionan un enfoque novedoso para obtener el mapa de operación completo de un compresor centrífugo, a varias condiciones de succión, sin un conocimiento previo de la geometría de la máquina. Unas de las principales características de esta técnica es que refleja el impacto que las variaciones en las condiciones de succión tienen sobre las propiedades físicas del gas, sobre el número de *Mach* y sobre los coeficientes de trabajo y flujo, además de considerar la eficiencia de cada etapa de compresión, lo que la hace apropiada para compresores cuyo fluido de trabajo sean hidrocarburos.

1.2 Termodinámica del proceso de compresión

Antes de realizar una evaluación del desempeño de un compresor centrífugo, se requieren conocer las ecuaciones que gobiernan el proceso de compresión.

La expresión general que rige a los procesos de compresión adiabáticos-politrópicos es la siguiente

$$Pv^n = cte \quad (1.1)$$

En donde n es el índice politrópico, y es quien caracteriza al proceso, ya que de acuerdo al valor que tome este índice, se tienen los procesos que se presentan en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Procesos de compresión.

n	$Pv^n = cte$	Proceso de compresión
0	$P = cte$	Isobárico
1	$Pv = cte$	Isotérmico
$1 < n < 1.4$	$Pv^n = cte$	Politrópico con enfriamiento
$\gamma = 1.4$	$Pv^\gamma = cte$	Isoentrópico
$n > 1.4$	$Pv^n = cte$	Politrópico
∞	$v = cte$	Isométrico

La Figura 1.9 muestra un diagrama Temperatura-Entropía y la Figura 1.10 muestra un diagrama Presión-Volumen. Ambos diagramas muestran la representación de los procesos de compresión para diferentes índices politrópicos. Tal y como se presenta en la Tabla 1.2 el proceso de compresión puede realizarse manteniendo alguna propiedad constante, dependiendo del valor que el índice politrópico tome. Por ejemplo, la Figura 1.9 muestra que, el proceso que va desde el estado 1 hasta el estado 2_T , es un proceso de compresión isotérmico, es decir, que al comprimir el fluido de trabajo, la presión aumenta, la entropía y el volumen disminuyen, mientras que la temperatura permanece constante. El proceso que va desde el estado 1 hasta el estado 2_e , es un proceso de compresión con enfriamiento intermedio, esto quiere decir que, si durante el proceso de compresión se rechaza el calor del fluido que se comprime por medio de un sistema de enfriamiento adecuado, se puede llevar el estado final del fluido al estado 2_e , la temperatura al final de este proceso es mayor o igual que la del estado 2_T . Por otra parte, el proceso que va desde el estado 1 hasta el estado 2_s , corresponde a un proceso de compresión isoentrópico, es decir,

que al comprimir el fluido de trabajo la presión y la temperatura aumentan, mientras que el volumen disminuye, y la entropía se mantiene constante. En cuanto el proceso que va desde el estado 1 hasta el estado 2, se refiere a un proceso de compresión politrópico (real), en donde la temperatura al final de la compresión, es mayor que la resultante de los procesos de compresión anteriores.

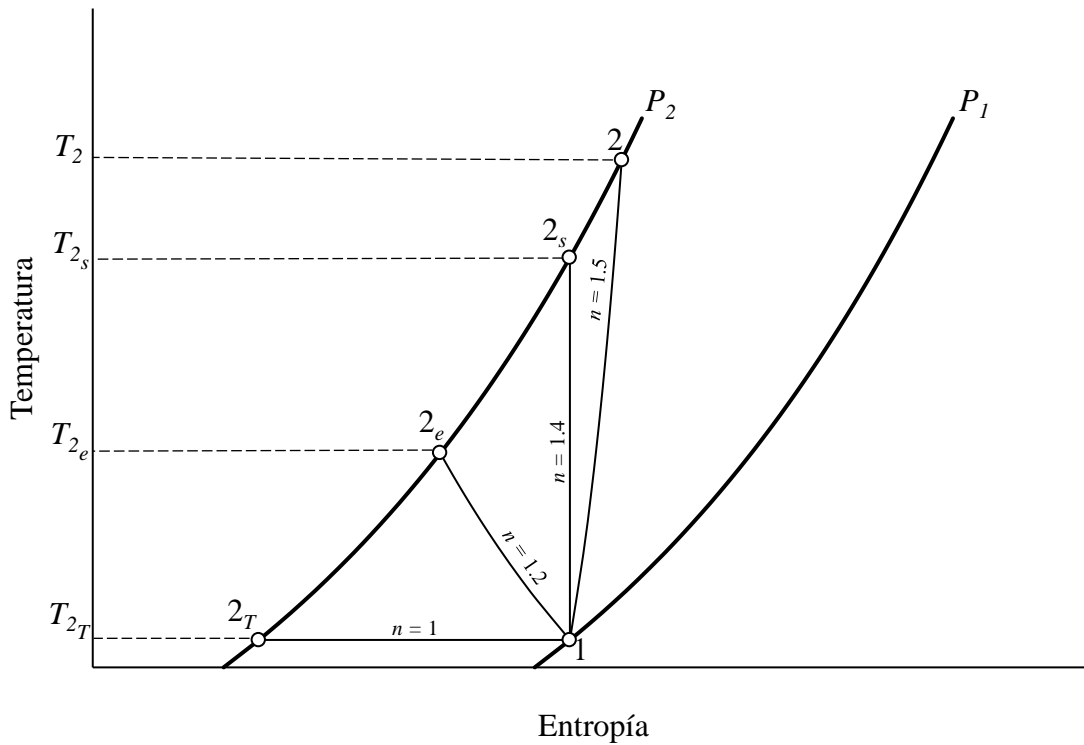


Figura 1.9. Diagrama Temperatura-Entropía de los procesos de compresión para diferentes valores del índice politrópico.

El trabajo por unidad de masa para un proceso de compresión se expresa de la siguiente manera

$$w = \int v dP \quad (1.2)$$

En cuanto al trabajo suministrado al compresor, la Figura 1.10 muestra que el mayor trabajo suministrado se obtiene cuando el índice politrópico es 1.5, esto se verifica analizando el área delimitada por los puntos 1-2-b-a, mientras que el menor trabajo suministrado se obtiene al realizarse una compresión isotérmica, es decir, contemplando el área delimitada por los puntos 1-2_T-b-a.

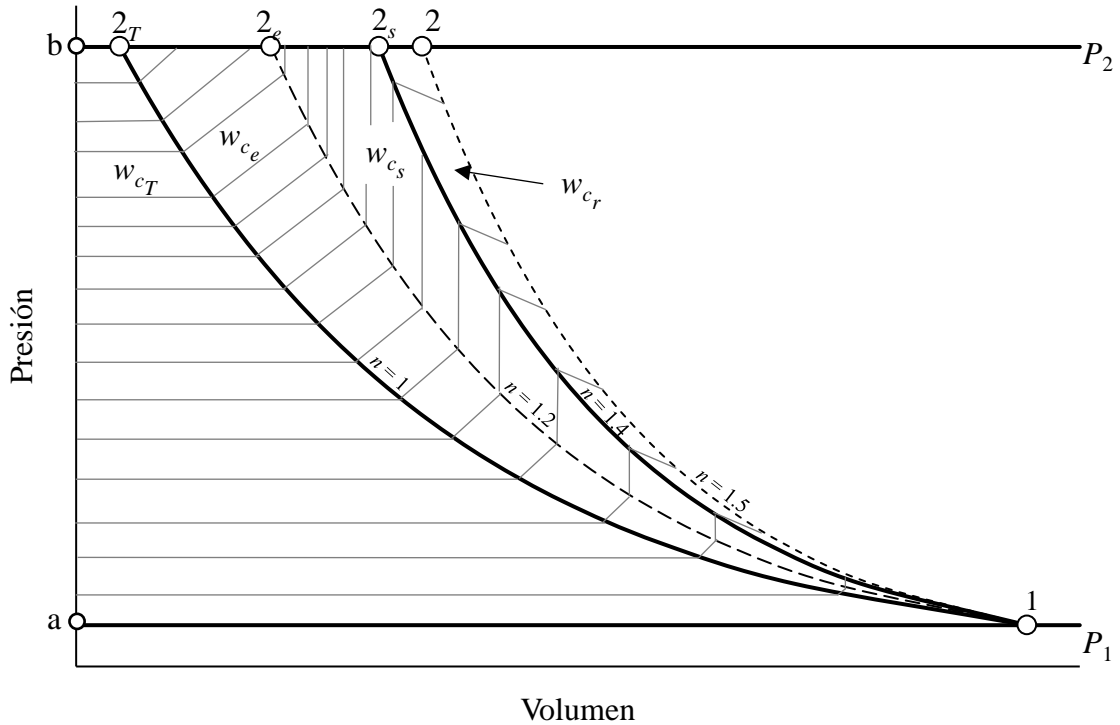


Figura 1.10. Diagrama Presión-Volumen de los procesos de compresión para diferentes valores del índice politrópico.

1.2.1 Proceso isoentrópico

Para un proceso de compresión isoentrópico desde el estado 1 hasta el estado 2, la Ec. (1.2) se puede reescribir de la siguiente manera

$$w_{c_s} = \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (1.3)$$

Utilizando el modelo correspondiente según la Tabla 1.2 y considerando la ecuación del Gas Ideal, al integrar la Ec. (1.3) se obtiene la siguiente expresión para el trabajo de compresión isoentrópico por unidad de masa

$$w_{c_s} = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.4)$$

o bien

$$w_{c_s} = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} (\pi^x - 1) \quad (1.5)$$

donde π es la relación de presiones del compresor y x es

$$x = \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{R}{c_p} \quad (1.6)$$

El índice adiabático, o también conocido como la relación de calores específicos, se define de la siguiente manera

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.7)$$

Debido a que en la industria el término “cabeza isoentrópica” es más utilizado que el de “trabajo isoentrópico por unidad de masa”, la Ec. (1.5) se puede reescribir como sigue

$$H_s = ZRT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} (\pi^x - 1) \quad (1.8)$$

Para el sistema métrico decimal y para el sistema inglés, respectivamente, se tiene que la constante particular de cualquier gas se calcula de la siguiente manera

$$R = \frac{R_u}{PM_{gas}} = \frac{8,314}{PM_{gas}}$$

$$R = \frac{1.545}{PM_{gas}}$$

Por lo tanto, se tienen las siguientes expresiones para la cabeza isoentrópica para el sistema métrico decimal y el sistema inglés, respectivamente

$$H_s = \frac{8,314}{PM_{gas}} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) ZT_1 (\pi^x - 1) \quad (1.9)$$

$$H_s = \frac{1.545}{PM_{gas}} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) ZT_1 (\pi^x - 1) \quad (1.10)$$

A partir de la Figura 1.9, se deduce que la eficiencia de compresión isoentrópica está dada por la siguiente ecuación

$$\eta_{SIC} = \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.11)$$

Reescribiendo la Ec. (1.11) como sigue como sigue

$$w_s = \frac{H_s}{\eta_{SIC}} \quad (1.12)$$

Para obtener la potencia de gas del compresor a partir de un proceso de compresión isoentrópico, P_g , o también conocida como potencia aerodinámica, que también es la potencia real suministrada, se multiplica el trabajo suministrado por el flujo másico, y mediante una constante de conversión de unidades adecuada, tanto para el sistema métrico decimal, como para el sistema inglés, se tienen las siguientes expresiones para en ambos sistemas, respectivamente.

$$P_g = \frac{\dot{m}H_s}{3,600 \eta_{SIC}} \quad (1.13)$$

$$P_g = \frac{\dot{m}H_s}{33,000 \eta_{SIC}} \quad (1.14)$$

1.2.2 Procesos politrópicos

De manera análoga al apartado anterior, pero ahora considerando el modelo politrópico según la Tabla 1.2, se obtiene las siguientes expresiones para la cabeza politrópica tanto para el sistema métrico decimal, como para el sistema inglés, respectivamente

$$H_p = \frac{8,314}{PM} \left(\frac{n}{n-1} \right) ZT_1 (\pi^{x_n} - 1) \quad (1.15)$$

$$H_p = \frac{1,545}{PM} \left(\frac{n}{n-1} \right) ZT_1 (\pi^{x_n} - 1) \quad (1.16)$$

donde

$$x_n = \frac{n}{n-1} \quad (1.17)$$

El índice politrópico se expresa de la siguiente manera

$$n = \frac{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\ln \left(\frac{Z_1 T_1 P_1}{Z_2 T_2 P_2} \right)} \quad (1.18)$$

En este caso, la eficiencia politrópica se expresa como sigue

$$\eta_{PIC} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{n}{n - 1} \quad (1.19)$$

Para obtener la potencia de gas del compresor a partir de un proceso de compresión politrópico, en las unidades de los sistemas métrico e inglés, se realiza un procedimiento similar al de la sección anterior, pero utilizando la eficiencia politrópica de compresión. Las ecuaciones que obtuvieron para los dos sistemas de unidades, respectivamente, son las siguientes

$$P_g = \frac{\dot{m}H_p}{3,600\eta_{PIC}} \quad (1.20)$$

$$P_g = \frac{\dot{m}H_p}{33,000\eta_{PIC}} \quad (1.21)$$

A partir de las ecuaciones para la cabeza politrópica e isoentrópica, independientemente del sistema de unidades que se escoja, se muestra que éstas no sólo dependen de la relación de presiones del compresor, sino que también dependen de la temperatura de succión del compresor, además, se muestra que las cabezas son inversamente proporcionales al peso molecular del fluido de trabajo y directamente proporcionales al factor de compresibilidad, que toma un valor promedio de su valor a la entrada y a la salida del compresor. Por otra parte, se muestra que independientemente del proceso de compresión que se escoja, el trabajo suministrado, y por lo tanto, la potencia suministrada al compresor, tienen el mismo valor, es decir

$$w = \frac{H_s}{\eta_{SIC}} = \frac{H_p}{\eta_{PIC}} \quad (1.22)$$

Entonces, la cabeza isoentrópica se puede relacionar con la cabeza politrópica de la siguiente manera

$$H_s = \frac{\eta_{SIC}}{\eta_{PIC}} H_p \quad (1.23)$$

Sin embargo, hay que tener en cuenta que cuando se utilice la cabeza isoentrópica se debe utilizar la eficiencia isoentrópica de compresión, y cuando se utilice la cabeza politrópica se debe utilizar la eficiencia politrópica de compresión.

1.3 Ecuaciones de estado

Una ecuación de estado es una ecuación constitutiva, es decir, es una relación entre las variables termodinámicas de un sistema físico, que describe el estado de agregación de la materia, como una relación matemática entre funciones de estado como la temperatura, la presión, el volumen, la densidad, la energía interna, entre otras funciones de estado asociadas con la materia. Estas ecuaciones se utilizan para describir propiedades de los gases, líquidos, mezclas líquido-vapor y sólidos, incluso se utilizan para predecir el interior de las estrellas; sin embargo, la aplicación más común de estas ecuaciones es predecir las propiedades de los gases o mezclas de gases. Una de las ecuaciones de estado más simples, pero también más utilizadas, es la ecuación de estado del gas ideal.

$$Pv = RT \quad (1.24)$$

Esta ecuación predice de manera aproximada el comportamiento de los gases a bajas presiones y a altas temperaturas (mayores a la temperatura crítica); sin embargo, pierde exactitud a altas presiones y bajas temperaturas, además, no es capaz de predecir el comportamiento líquido-vapor. Debido a esto, a lo largo de la historia han surgido múltiples ecuaciones de estado que se han propuesto para intentar predecir el comportamiento de un gas real tanto en su fase líquida como en su fase gaseosa. La primera ecuación de estado que fue capaz de representar el comportamiento líquido-vapor razonablemente, fue propuesta por Van der Waals en 1873. Este modelo, a diferencia de la ecuación del gas ideal, considera el volumen finito de las moléculas de gas y los efectos que las colisiones entre moléculas y las fuerzas intermoleculares provocan en la presión del gas. La ecuación de Van der Waals se escribe de la siguiente manera

$$P = \frac{RT}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}^2} \quad (1.25)$$

El parámetro, b , está relacionado al volumen real y finito que tienen las moléculas y el parámetro, a , a las fuerzas de atracción y repulsión que existe entre las moléculas debido a las fuerzas intermoleculares.

Desde la aparición de la ecuación de Van der Waals muchos investigadores, inspirados en su trabajo, han encaminado sus esfuerzos hacia el estudio de las ecuaciones de estado y han propuesto variaciones a esta relación semiempírica. En la primera mitad del siglo XX, estas modificaciones a la ecuación de Van der Waals fueron gradualmente superadas por las ecuaciones viriales de estado y sus modificaciones empíricas, pues desde un punto de vista teórico, los fundamentos teóricos-estadísticos de las ecuaciones viriales parecían más precisos. Sin embargo, la necesidad de una herramienta relativamente más sencilla

para el cálculo de fugacidades para las aplicaciones de diseño en procesos, revivió el interés por las modificaciones de la ecuación de Van der Waals; pero ahora, mediante la propuesta de ecuaciones cúbicas de estado. Una de las modificaciones más exitosas a través de una ecuación cúbica de estado, y la primera en su tipo, la realizaron Redlich y Kwong en 1949, y a partir de ese momento, la ecuación conocida como Redlich-Kwong (RK) ha sufrido numerosas modificaciones, pues a pesar de calcular, aunque con cierto rango de error, las propiedades de una mezcla de gases, no es adecuada para los cálculos en fase líquida y vapor (Sengers y *col.*, 2000). Una de las últimas y más conocidas modificaciones la propuso Soave en 1972. Esta modificación, conocida como la ecuación de Soave-Redlich-Kwong (SRK), fue aceptada rápidamente en la industria del procesamiento de hidrocarburos, debido a su relativa simplicidad comparada con las ecuaciones viriales de estado, además de su razonablemente acertada capacidad para predecir el equilibrio líquido-vapor (Peng y Robinson, 1976).

A pesar de los avances en las investigaciones y de todas las modificaciones realizadas a lo largo del tiempo, ninguna ecuación de estado es capaz de predecir el comportamiento tanto en fase líquida como en vapor, de cualquier sustancia, a cualesquiera condiciones de presión y temperatura. Empero, existen ecuaciones que predicen mejor el comportamiento de ciertos tipos de fluidos que otras. Por ejemplo, para el gas natural, se ha reportado que la ecuación cúbica de estado que mejor predice el comportamiento de este tipo de gas es la ecuación de estado cúbica de Peng-Robinson (PR) (Hernández, 2015; Hernández y *col.*, 2015; Hernández y *col.*, 2016; Lugo y *col.*, 2015); mientras que la ecuación virial de estado que mejor predice el comportamiento del gas natural es la ecuación de Benedict-Webb-Rubin (BWR) (Kurz y Brun, 1997).

Actualmente los procesos de simulación son utilizados por los ingenieros para realizar una variedad de trabajos importantes que van desde cálculos de balances de materia y energía, hasta la predicción del desempeño de procesos alternativos que pueden ayudar a ahorrar millones de dólares. Estas simulaciones antes eran realizadas por un grupo de expertos, incluyendo un experto en propiedades físicas. Ahora, simuladores como ASPEN PLUS, ChemCAD III, HSYM, PROII, entre otros, facilitan este trabajo, permitiendo que un solo ingeniero pueda registrar las especificaciones básicas de una simulación. Sin embargo, debido a que la elección del modelo para predecir el comportamiento termodinámico del fluido de trabajo afecta fuertemente a la simulación, es muy importante elegir correctamente el modelo que se va a utilizar (Carlson, 1996).

De esta manera, el estudio de las ecuaciones de estado se vuelve un tema imprescindible en la industria petrolera, esencialmente en los procesos de simulación y de predicción del desempeño de quipos.

1.4 Flujo de gas requerido en un compresor

En la industria existen distintas maneras de expresar el flujo de gas requerido en un compresor, esto quiere decir que existen diferentes maneras de especificar la capacidad y tamaño de un compresor centrífugo, éstas son: flujo másico; flujo volumétrico real, flujo volumétrico de entrada; y flujo volumétrico estándar.

1. El flujo másico es la cantidad de masa transferida por unidad de tiempo. En el sistema inglés regularmente se utilizan las unidades de lb_m/min , mientras que, en el sistema métrico decimal, se utilizan kg/h .
2. El flujo volumétrico real es la cantidad de volumen de gas que se transfiere por unidad de tiempo medido en la entrada del compresor. En el sistema inglés regularmente se mide en pies cúbicos por minuto, ACFM (por las siglas en inglés, *Actual Cubic Feet per Minute*). En el sistema métrico decimal se utilizan regularmente las unidades de m^3/h .
3. El flujo volumétrico de entrada, también es la cantidad de volumen de gas que se transfiere por unidad de tiempo, medida a la entrada del compresor. En el sistema inglés regularmente se mide en pies cúbicos por minuto, ICFM (por las siglas en inglés, *Inlet Cubic Feet per Minute*). En el sistema métrico decimal se utilizan regularmente las unidades de m^3/h . La diferencia con respecto al flujo medido en ACFM, es que en muchas ocasiones los fabricantes se refieren a este flujo como el medido antes de los filtros, separadores o enfriadores, que se puedan encontrar antes de la succión real del compresor, y utilizan el flujo medido en ICFM para referirse al medido después de estos dispositivos, es decir, inmediatamente antes de entrar al compresor.
4. El flujo volumétrico estándar es la cantidad de volumen transferido por unidad de tiempo, y se utiliza para designar el flujo en términos de alguna presión, temperatura y humedad relativa, estándar de referencia. Las unidades de medición, en el sistema inglés, son pies cúbicos estándar por minuto, es decir, SCFM, por sus siglas en inglés, *Standard Cubic Feet per Minute*. También se puede medir en millones de pies cúbicos estándar por día, MMSCFD por sus siglas en inglés, *Millions of Standard Cubic Feet per Day*. En el sistema métrico decimal regularmente se

utilizan las unidades de metro cúbico por hora, a 0 °C como estándar de referencia, es decir, $(\text{m}^3/\text{h})_{0^\circ\text{C}}$.

Si bien en algunas ocasiones el flujo volumétrico medido en ACFM e ICFM es el mismo, es importante verificar en dónde se realiza la medición o a cuál realmente se refiere el fabricante. Por otra parte, a pesar de que existen cuatro maneras de especificar el flujo de gas en un compresor, no se puede elegir una arbitrariamente, ya que cada una tiene sus ventajas y desventajas, así como usos particulares.

1.4.1 Flujo másico de gas

El flujo másico es un valor específico independiente de las propiedades del fluido de trabajo o de las condiciones de éste en la succión del compresor, debido a esto, en muchas situaciones el flujo másico es la mejor manera para especificar la capacidad de un compresor, sin embargo, existen algunas desventajas. Los fabricantes especifican el tamaño de sus compresores basados en un flujo volumétrico, esto tiene sentido, ya que el tamaño de cualquier contenedor o tanque está en función de la cantidad de volumen que puede contener. Esto quiere decir que al especificar el flujo de gas como flujo másico y no como flujo volumétrico, no se puede tener una apreciación del tamaño físico del compresor. Además, una curva característica del impulsor es función del flujo volumétrico que entra al impulsor, ya que al impulsor no le importa cuánta masa de gas está comprimiendo, pero sí cuál es el volumen de este gas. Por ejemplo, un impulsor dimensionado para procesar cierta cantidad de masa de metano, no procesa la misma cantidad de hidrógeno a las mismas condiciones de presión, temperatura, velocidad y cabeza politrópica. De esto se puede deducir que la curva de desempeño de un impulsor, basada en un flujo volumétrico y utilizando la cabeza politrópica como parámetro de desempeño, no depende de las condiciones de succión como presión, temperatura, peso molecular y factor de compresibilidad. Por otra parte, una curva de desempeño basada en flujo másico está en función directamente de las condiciones de succión para las cuales fue construida.

Para algunos procesos se pueden encontrar otras desventajas de especificar el flujo de gas como flujo másico; por ejemplo, en las corrientes saturadas de gas puede haber problemas si hay vapor de agua. Como se sabe, el vapor de agua es un producto no deseado, sin embargo, en algunas ocasiones los ingenieros, quienes sólo están interesados en los productos útiles, especifican el flujo másico sin el contenido de agua, es decir, en base seca. Los fabricantes deben conocer el contenido de agua para determinar el tamaño del compresor y su desempeño; sin embargo, en algunas ocasiones no están conscientes de que el contenido

de agua no está especificado. Esta desventaja se puede omitir al especificar si el flujo másico es en base seca o en base húmeda.

Incluso con todas las desventajas que presenta el especificar el flujo de gas como flujo másico, existen menos posibilidades de confusión, ya que sólo existe un flujo másico, mientras que se pueden tener tres flujos volumétricos, tal y como se presenta en las siguientes secciones.

1.4.2 Flujo volumétrico real y flujo volumétrico de entrada de gas

Otras maneras de especificar el flujo en un compresor son mediante el flujo volumétrico real y mediante el flujo volumétrico de entrada. Ambos flujos están en función del flujo másico y del volumen específico de la siguiente manera

$$q = \dot{m}v \quad (1.26)$$

Donde v es el volumen específico y se obtiene a partir de la ecuación del Gas Ideal para el sistema métrico decimal e inglés, respectivamente

$$v = \frac{ZRT}{P} \quad (1.27)$$

$$v = \frac{ZRT}{144P} \quad (1.28)$$

Este medio es muy útil para especificar el desempeño del compresor, ya que provee claramente las condiciones de presión y temperatura a las que se mide el flujo de gas. Sin embargo, en muchas ocasiones la confusión existe cuando no se especifica el punto exacto de las condiciones a las que se especifica el flujo de gas. Para aclarar mejor este punto, se toma como ejemplo la Figura 1.11, que muestra un compresor de aire con su respectivo ducto de succión; sin embargo, en el ducto se encuentran instalados un filtro de aire y una válvula. La Figura 1.11 muestra que existen tres puntos con diferentes condiciones de presión que se pueden utilizar para especificar el flujo (A, B y C). Cuando no se especifica el punto dónde se mide el flujo de gas, es decir, el punto A, B, o el punto C, al flujo volumétrico se le conoce como flujo volumétrico real, y cuando el flujo se especifica propiamente en el punto C, es decir, después del filtro de aire y de la válvula, justo antes de la entrada al compresor, se le conoce como flujo volumétrico de entrada (Lapina, 1982). En algunas situaciones, cuando no se encuentran equipos como un filtro o una válvula antes de la entrada del compresor, el flujo volumétrico real y el flujo volumétrico de entrada son iguales.

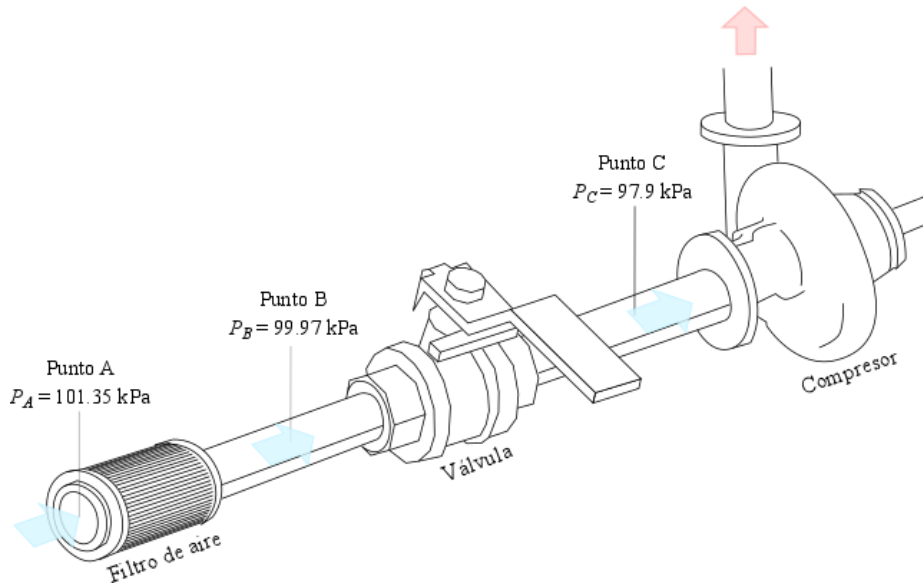


Figura 1.11. Diferentes puntos de medición para especificar el flujo volumétrico.

Cuando los flujos volumétricos real y de entrada no son iguales, es necesario utilizar la siguiente expresión para encontrar una equivalencia entre ambos.

$$ACFM = ICFM \left(\frac{P_{In}}{P_r} \right) \left(\frac{T_r}{T_{In}} \right) \quad (1.29)$$

Trasladando la Ec. (1.29) a los puntos de medición que se muestran en la Figura 1.11, los puntos A y B, con las presiones P_A y P_B , respectivamente, pueden tomar el lugar de la presión P_r , mientras que la presión, P_{In} , puede ser sustituida por la presión en el punto C, P_C . Lo mismo se puede hacer con las temperaturas, en caso de que éstas también cambien. Para el ejemplo que se muestra en la Figura 1.11, las temperaturas permanecen constantes.

Una de las principales ventajas de especificar el flujo de gas como flujo volumétrico real o estándar es que se puede tener una apreciación del tamaño físico del compresor. Esto es importante, ya que el tamaño del compresor es directamente proporcional a su costo; además, se puede determinar si el uso que se le quiere dar al compresor cae dentro de los límites de un compresor centrífugo, o si es necesario escoger otro tipo de compresor.

Es importante mencionar que, cuando se añaden equipos antes del compresor, como *boosters* o sopladores, se pueden presentar condiciones de presión y temperaturas más altas en la entrada del compresor que las condiciones ambientales reales. Pero también pueden ser mucho menores si hay pérdidas de calor o de aire, o si existen equipos que provoquen caídas de presión, como filtros y válvulas.

Independientemente de la situación que se presente, es importante tener en cuenta que entre mayor sea la diferencia de presiones y temperaturas entre las condiciones ambientales y la entrada del compresor, mayor será la diferencia entre el flujo volumétrico real y de entrada. A pesar de que se podría pensar que especificar el flujo en ICFM es mejor que especificarlo en ACFM, porque describen las condiciones reales a las que el flujo entra al compresor, esto no siempre es bueno, ya que a mayores altitudes se utilizan equipos para aumentar la presión antes de su entrada al compresor, entonces, es necesario utilizar ACFM para determinar la capacidad del compresor. Si bien, estas maneras de especificar el flujo volumétrico no son las mejores para especificar el desempeño del compresor, sí son las mejores para construir las curvas de desempeño. Esto se debe a que el impulsor, y por lo tanto el compresor, es sensible sólo al flujo volumétrico real y de entrada, y es insensible (excepto por el efecto de la razón de volúmenes) a las condiciones de estado del gas.

1.4.3 Flujo volumétrico estándar de gas

La cuarta y última manera de especificar el flujo de gas en un compresor es con el flujo volumétrico estándar. Este método es uno de los más utilizados en la industria. Para especificar el flujo volumétrico estándar, es necesario especificar también las condiciones estándar de presión, temperatura, peso molecular, humedad relativa y factor de compresibilidad, en la succión del compresor. De esta manera, se puede considerar que el volumen específico estándar sea una constante, es decir

$$v_{std} = \frac{Z_{std} R_{std} T_{std}}{P_{std}} = cte. \quad (1.30)$$

Por lo tanto, el flujo volumétrico estándar se expresa de la siguiente manera

$$Q = \dot{m} v_{std} \quad (1.31)$$

Cuando se especifica el flujo de gas en SCFM, al igual que sucede con el flujo másico, no se puede tener una apreciación del tamaño físico del compresor, ya que el valor numérico de este flujo puede variar hasta en ordenes de magnitud con respecto a los valores numéricos de los flujos medidos en ACFM e ICFM. Por ejemplo, si se considera una presión estándar de 101.3 kPa y se asume que el valor real de la presión a la que entra el gas al compresor es de 1,000 kPa, el valor numérico del flujo de gas medido en SCFM es 10 veces mayor que el valor numérico medido en ICFM, debido simplemente a la relación de presiones. Debido a esto, el flujo volumétrico estándar de gas no tiene ninguna de las ventajas del flujo másico de gas, flujo volumétrico real de gas o flujo volumétrico de entrada de gas. A pesar de esto,

normalmente resuelve una de las desventajas del flujo másico de gas, pues es una práctica normal en la industria que el flujo volumétrico estándar de gas se reporte en base seca, y en teoría no debe haber confusión en este aspecto.

Una gran desventaja de especificar el flujo en SCFM es que no existen condiciones estándar universales, ni en el sistema métrico decimal ni en el sistema inglés. Los estándares más comunes son los de la organización internacional para la estandarización, ISO, por sus siglas en inglés, los del instituto de gas y aire comprimido, CAGI, por sus siglas en inglés, y los de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, ASME, por sus siglas en inglés. Los valores de presión, temperatura y humedad relativa que proponen estos dos últimos organismos se muestran en la Tabla 1.3.

Tabla 1.3. Condiciones estándar según CAGI y ASME.

Sistema métrico decimal	Sistema inglés
$P = 101.35 \text{ kPa}$	$P = 14.7 \text{ psia}$
$T = 293.15 \text{ K}$	$T = 68 \text{ }^\circ\text{F}$
$HR = 36 \%$	$HR = 36 \%$

A pesar de todas las desventajas que tiene especificar el flujo volumétrico en SCFM, éste es extensamente utilizado en la industria. Para encontrar una equivalencia entre las unidades de SCFM e ICFM se tiene la siguiente expresión

$$ICFM = SCFM \left(\frac{P_{std}}{P_{In} - (P_{sat,In} HR_{In})} \right) \left(\frac{T_{In}}{T_{std}} \right) \quad (1.32)$$

Esta expresión es válida tanto para el sistema métrico decimal como para el sistema inglés. Para encontrar una equivalencia entre el flujo volumétrico estándar y el flujo másico, para el sistema métrico decimal e inglés, respectivamente, se utilizan las siguientes expresiones

$$\dot{m} = SCFM \left(\frac{P_{std}}{Z_{std} R_{std} T_{std}} \right) \quad (1.33)$$

$$\dot{m} = SCFM \left(\frac{144 P_{std}}{Z_{std} R_{std} T_{std}} \right) \quad (1.34)$$

Para utilizar las Ecs. (1.33) y (1.34) se tiene que considerar las mismas unidades de tiempo, por ejemplo, por minuto. Si el flujo volumétrico estuviera dado en MMSCFM, primero se tendría que convertir los MMSCFM a SCFM para poder utilizar las ecuaciones.

1.5 Mapas de operación

Las características del desempeño de un compresor centrífugo se presentan gráficamente en forma de una familia de curvas que, colectivamente, se conocen como mapa de operación o envolvente operativo. A partir del sistema que se muestra en la Figura 1.12, se explica cómo se obtiene un mapa de operación. Este sistema se compone de un compresor centrífugo succionando aire, a condiciones de presión y temperatura ambiente, y transportándolo, hacia un contenedor con una válvula de descarga en su parte lateral. Inicialmente, el compresor y el contenedor se encuentran en equilibrio con el medio ambiente, es decir, ambos se encuentran a las mismas condiciones de presión y temperatura. Suponiendo que la válvula del contenedor se encuentra inicialmente abierta, en el instante que se acciona el compresor, la presión a la entrada y a la salida del compresor es la misma, lo que quiere decir que no existe una resistencia para que exista un flujo volumétrico de aire, o lo que es lo mismo, la masa de aire que se está enviando al contenedor mediante el uso del compresor no se acumula, sino que sale del contenedor a la misma razón a la que el compresor la envía. Esto da como resultado que el incremento de la presión a la salida del compresor sea cero.

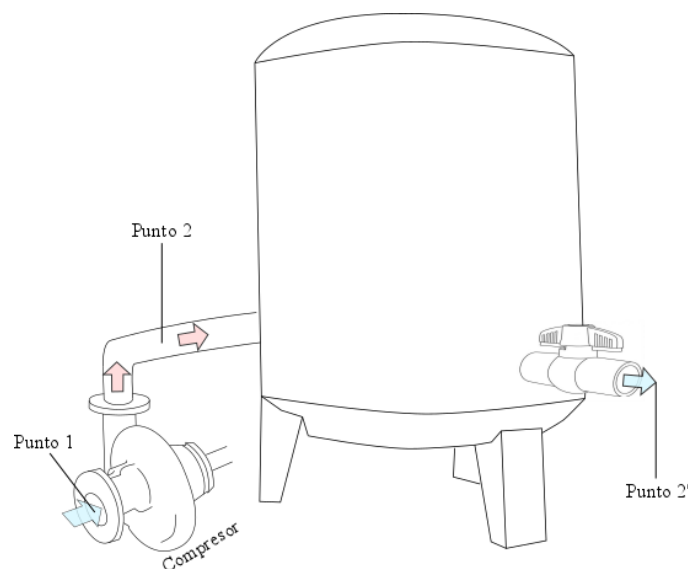


Figura 1.12. Compresor enviando aire hacia un contenedor.

La Figura 1.13 muestra el diagrama característico de presión de descarga del compresor en función del flujo volumétrico de aire que se envía hacia el contenedor, el punto de operación del compresor según las características antes mencionadas es el Punto 1. Ahora, si se supone que la válvula del contenedor se

cierra, la masa de aire en el contenedor se está acumulando y, por lo tanto, la presión en el contenedor aumenta, imponiendo al aire un poco de resistencia para fluir, a este punto se le llama *stonewall* (Punto 2). Conforme la masa de aire en el contenedor se incrementa, la presión de descarga del compresor también se incrementa, imponiendo al fluido una mayor resistencia para fluir. La Figura 1.14 muestra este punto, al que se le llama punto de operación (Punto 3).

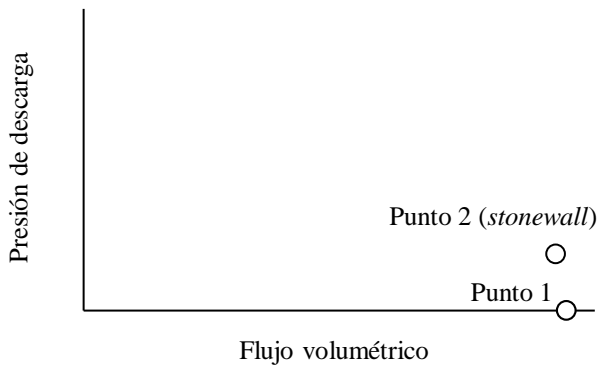


Figura 1.13. Flujo volumétrico del compresor sin resistencia y punto de stonewall.

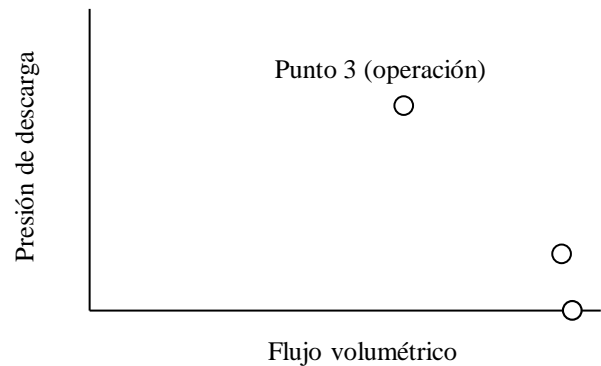


Figura 1.14. Flujo volumétrico del compresor con poca resistencia.

Ahora bien, si la masa de aire continúa aumentando en el contenedor, la presión de descarga del compresor sigue aumentando, de tal manera que, el compresor no puede seguir comprimiendo el aire de manera estable. A este punto se le llama bombeo o *surge* (Punto 4), como se muestra en la Figura 1.15.

La Figura 1.16 muestra una curva llamada “curva característica del compresor”, ésta se obtiene al conectar y graficar los puntos 2, 3 y 4; estos puntos se consideran los puntos más importantes para los análisis que se realizan en esta tesis. En la misma figura se aprecia que, a diferencia de la curva que unen a los puntos 2, 3 y 4 entre sí, si se une el punto 2 con el punto 1, la tendencia de esta curva es una línea casi recta, con una pendiente aproximada de 90 grados.

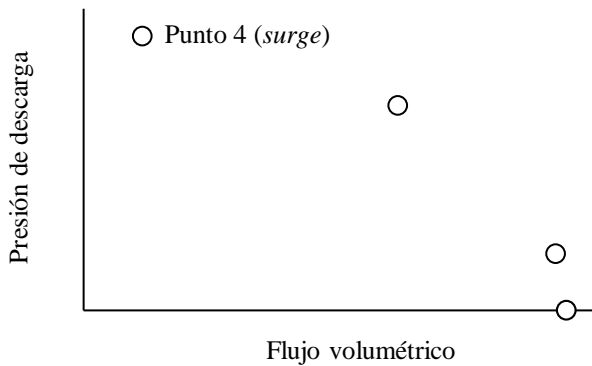


Figura 1.15. Flujo volumétrico del compresor con máxima resistencia.

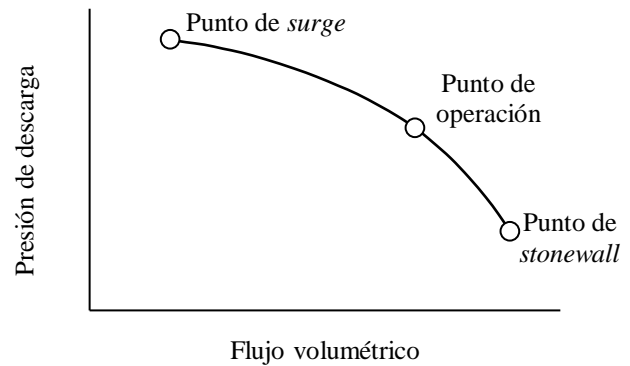


Figura 1.16. Curva característica de un compresor centrífugo.

Según el diccionario de la Real Academia Española, un mapa es una representación geográfica de la Tierra o parte de ella en una superficie plana. En este caso, un mapa de operación es una representación, sobre una superficie plana, de las zonas de operación de un equipo rotativo, en este caso, de un compresor centrífugo. Al igual que sucede con un mapa geográfico, éste puede proporcionar información sobre los puntos geográficos delimitados y las zonas de peligro, un mapa de operación muestra los puntos de las curvas características de un compresor centrífugo, en las que no conviene operar el equipo. Estos puntos se muestran en la Figura 1.16, estos son los puntos de *surge* y *stonewall*.

El punto de muro de piedra o *stonewall* es el punto de máximo flujo estable, es decir, es el punto donde se obtiene el máximo flujo y la mínima presión, y donde el compresor aún opera de manera estable, y si la presión sigue disminuyendo, el comportamiento del compresor se vuelve impredecible debido a que, como se menciona antes, la tendencia es casi una línea recta.

El punto de *surge* es el punto de mínimo flujo estable, y tal como se muestra en la Figura 1.16, es el punto donde se obtiene la máxima presión de descarga. Las condiciones en este punto se logran debido a que, conforme el flujo volumétrico de aire va aumentando en el contenedor, la presión en éste también se incrementa. Mientras el compresor siga en operación, esto continuará hasta que la cantidad de aire que recibe el contenedor sea cada vez menos. Una vez que la cantidad de aire que recibe el contenedor sea muy pequeña y la presión que existe en este contenedor sea muy grande, el mismo aire que se encuentra en el contenedor se puede regresar hacia el compresor, no permitiendo al compresor seguir operando de manera estable. Este fenómeno tiene lugar cuando la presión en el contenedor es mayor a la que proporciona el compresor, y esto permite regresar parte del flujo que ya había sido comprimido, hacia los

alrededores, a través del compresor. Una vez que esto ha sucedido, y la presión en el contenedor vuelve a ser menor que la que proporciona el compresor, el compresor puede, otra vez, seguir enviando flujo al contenedor. A este proceso de flujo positivo y negativo, se le conoce como “*surging*” o bombeo, y es muy perjudicial, ya que no sólo puede dañar mecánicamente al compresor, sino que incluso puede llegar a destruirlo por completo.

Ahora bien, al principio de esta sección se mencionó que un mapa de operación es una familia de curvas, y hasta ahora sólo se ha presentado una curva. Como se sabe, los equipos rotativos se pueden operar a diferentes velocidades de giro, es decir, a diferentes revoluciones por minuto. Si el compresor se opera a diferentes velocidades de giro, cada una de ellas va a presentar los mismos tres puntos que se muestran en la Figura 1.16. La Figura 1.17 muestra diferentes curvas características de 4 diferentes velocidades de giro. La línea que se forma al unir los puntos de *surge* de cada línea de velocidad constante, que al mismo tiempo corresponden a los puntos donde cada línea alcanza su presión máxima, se le conoce como línea de *surge*. Otro conjunto de curvas que pueden ser incluidas en los mapas de operación son las islas de eficiencia. La Figura 1.17 muestra dos islas de eficiencia de 75 y 65 %. Se muestra que, para una línea de velocidad constante, existen dos condiciones de flujo volumétrico y de presión, en las que se puede operar con una misma eficiencia.

La Figura 1.17 también muestra la curva de operación del sistema. Para poder entender esta curva es necesario considerar un proceso donde el gas de proceso entra al sistema a la presión atmosférica. Posteriormente este gas debe atravesar un sistema de tuberías y equipos que provocan caídas de presión, entonces, se deben considerar esas caídas de presión en la presión de descarga deseada. A este sistema de caídas de presión se le conoce como resistencia del sistema. Si un compresor funciona bajo este sistema, la manera es que se comportaría se muestra en la Figura 1.17.

En otras palabras, si al compresor únicamente se le hiciera variar la velocidad de giro desde N_1 hasta N_4 , (ver Figura 1.17) la línea que se formaría no sería una línea vertical, sino que seguiría la curva de operación del sistema, es decir, el flujo no se mantendría constante, sino que disminuiría al pasar de una velocidad de giro a otra.

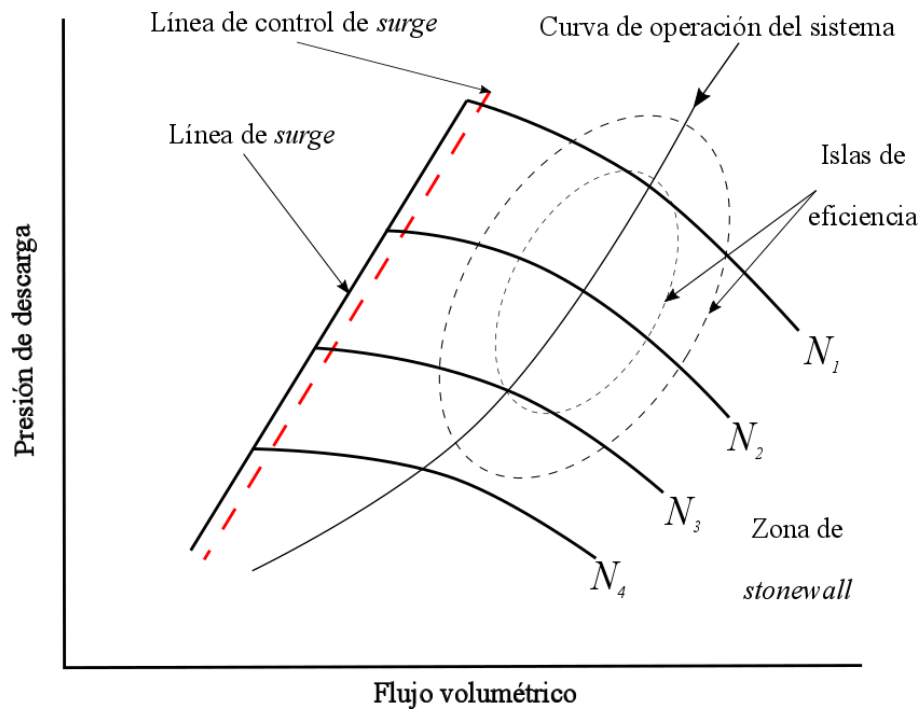


Figura 1.17. Mapa de operación para diferentes velocidades de giro.

Un mapa de operación es una herramienta muy útil para evaluar el desempeño real del compresor, pues no sólo relaciona parámetros termodinámicos y de operación, sino que también relaciona parámetros característicos de la sustancia, cinemáticos, de control, de degradación, entre otros. Estos parámetros a su vez se ven reflejados en aspectos económicos, de mantenimiento, del medio ambiente y por supuesto, de seguridad.

1.5.1 Causas que provocan el *surge* y *stonewall*

La Figura 1.17 muestra que, para cualquier velocidad de giro a la que esté operando el compresor centrífugo, la condición de *surge* se da cuando existe una disminución en el flujo del compresor, esto trae como consecuencia un aumento repentino de presión y temperatura, y las consecuencias, como se menciona en la sección anterior, pueden ir desde daños mecánicos hasta la ruptura del mismo compresor. Sin embargo, ¿Qué provoca esta condición de inestabilidad? Una de las principales causas que provocan el *surge* es el impedimento del flujo para fluir por el compresor. Este impedimento se puede dar tanto en la zona de succión del compresor como en la zona de descarga. En la zona de succión del compresor se puede deber al ensuciamiento de los filtros, lo cual reduciría la cantidad de flujo que entra al compresor, o bien, a la presencia de un objeto ajeno al sistema que obstruya el paso del fluido en la succión del compresor. En la zona de descarga del compresor, el impedimento puede ser causado por una obstrucción

en la zona de descarga del compresor. Si el gas se está comprimiendo y almacenando en un tanque, cuando la presión del gas en el depósito donde se esté almacenando, iguale o supere la presión de descarga del compresor, provocará la condición de *surge*. Analizando la Figura 1.12, la condición de *surge* se daría cuando la presión del gas en el punto 2', sea igual o mayor a la presión en el punto 2.

La condición de *stonewall* es prácticamente el caso inverso del *surge*, en el sentido de que sucede cuando el flujo volumétrico aumenta drásticamente provocando una caída repentina de presión. El *Choking*, como también se le conoce a la condición de *stonewall*, ocurre cuando el compresor se opera a bajas presiones de descarga con flujos volumétricos de gas muy altos; esta situación quiere decir que la resistencia del gas natural para fluir disminuye, por lo que, si estos altos flujos de gas coinciden con el máximo flujo que el compresor puede empujar, se producirá una repentina obstrucción en el flujo. Por otra parte, si la densidad del fluido de trabajo difiere demasiado para la cual el compresor fue fabricado, esto también puede causar el fenómeno de *stonewall*, ya que el flujo volumétrico de gas aumentaría, causando un taponamiento. La limitante principal en los fenómenos antes mencionados es el área del compresor. Sin embargo, la condición de *stonewall* también puede suceder cuando la velocidad del fluido, en algún punto de su recorrido a través del compresor, es cercana a la velocidad del sonido, es decir, cuando el número de *Mach* es igual a 1. Si la velocidad del fluido llega a ser igual a la velocidad del sonido, se provocarán ondas de choque dentro del compresor, y éstas, al producir diferencias de presión extremas que en el medio se perciben como explosiones y pueden dañar drásticamente al compresor e incluso hacerlo explotar.

1.5.2 Parámetros de los mapas de operación

Como se menciona en la sección 1.4, el parámetro universal independiente que se utiliza para representar gráficamente el comportamiento de un compresor centrífugo, es el flujo volumétrico de entrada de gas al compresor, también llamado flujo volumétrico *real* de gas. A pesar de que esto ya ha quedado asentado, ahora la pregunta es, ¿qué parámetros se pueden graficar en función del flujo volumétrico real de gas? Algunos de los parámetros que los fabricantes de compresores proporcionan son la presión de descarga del compresor, P_{dc} ; la temperatura de descarga del compresor, T_{dc} ; la relación de presiones, π ; la cabeza politrópica, H_p ; la eficiencia de compresión politrópica, η_{PIC} ; y la potencia de gas, P_g . La Figura 1.18 muestra la representación gráfica de los parámetros antes mencionados, en función del flujo volumétrico real de gas. También se muestra que la tendencia de las curvas de desempeño de cada

uno de estos parámetros no es la misma, con excepción de la relación de presiones, la presión de descarga y la cabeza politrópica, que sí lo es.

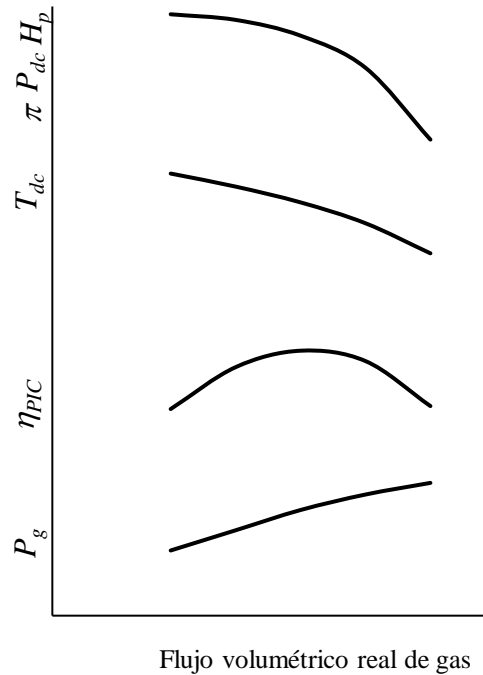


Figura 1.18. Distintos parámetros de desempeño graficados en función del flujo volumétrico actual.

1.5.3 Descripción de un mapa de operación

Para utilizar correctamente los mapas de operación, es necesario conocer primero cada una de las partes que lo componen. Si bien, en la Figura 1.16 se introducen algunas de las líneas características de un mapa de operación, la Figura 1.19 muestra un mapa de operación ilustrativo más elaborado, modificado de la Norma API 617, donde se muestra la relación entre la cabeza y la capacidad de entrada del compresor, así como las líneas más representativas de un mapa de operación (API-617, 1995). La Figura 1.19 muestra dos líneas principales que representan dos condiciones críticas a las que el compresor puede operar. La primera de ellas es la línea de “bombeo” (*surge*), que representa una zona de inestabilidad del compresor, esta inestabilidad se exhibe en cada velocidad de giro y se presenta cuando se tiene un flujo mínimo, por ejemplo, el punto A. El *surge* puede causar violentas vibraciones que pueden dañar el compresor si se mantiene este estado por un tiempo prolongado. La segunda línea es la de “muro de piedra o muralla” (*stonewall*) o “estrangulamiento” (*choke*), la cual se muestra en cada velocidad de giro y se presenta cuando la velocidad del fluido a la entrada del compresor se aproxima a la velocidad sónica, por ejemplo, el punto C. La línea de *stonewall* representa el límite de capacidad del compresor, es decir, cuando se

intenta procesar altos flujos, el cual se manifiesta por una caída repentina de la cabeza sin aumentar el flujo. Estas dos líneas contienen, de manera horizontal, la zona donde el compresor puede operar sin riesgo, es decir, contiene a las líneas de velocidad de giro a las que puede operar el compresor, el punto B se encuentra sobre una de estas líneas. Las líneas de giro a simple vista parecen ser paralelas entre sí, pero en realidad presentan un comportamiento diferente cuando se aproximan al límite de capacidad. A parte de las líneas de *surge* y *stonewall*, las líneas de velocidad crítica, también contienen la zona de operación del compresor, pero en este caso, de manera vertical. Cuando a una cierta velocidad fija, los valores del factor de amplificación del rotor, que se utilizan como una medida de vibración de la flecha, son mayores que 2.5, a la línea de velocidad se le conoce como línea de velocidad crítica. Otras líneas que se presentan son las de velocidad mínima de operación, que corresponde al límite mínimo de velocidad de operación que marca la norma, y la de 100% de velocidad, que se puede inferir que es la máxima velocidad a la que fue diseñado el compresor.

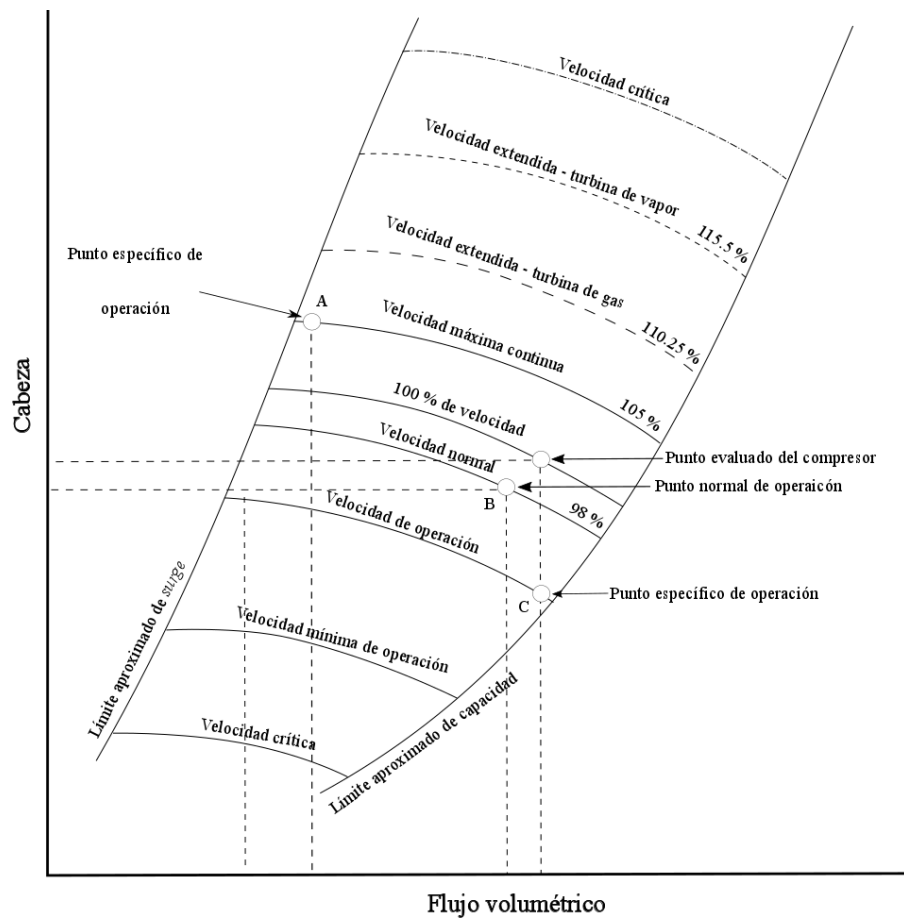


Figura 1.19. Mapa de operación ilustrativo (modificado de la Norma API 617).

Cabe mencionar que, a toda el área acotada por cada una de las líneas y zonas del mapa de operación, también se le llama ventana operativa.

1.7 Leyes de afinidad

Las leyes de afinidad expresan la relación matemática entre varias variables involucradas en el desempeño de los compresores centrífugos. Para su deducción se parte de las siguientes ecuaciones de la cabeza politrópica para el sistema métrico decimal e inglés, respectivamente.

$$H_p = \frac{\psi u^2}{1,000} \quad (1.35)$$

$$H_p = \frac{\psi u^2}{32.2} \quad (1.36)$$

La velocidad periférica es directamente proporcional a la velocidad rotacional y se define mediante las siguientes expresiones para el sistema métrico decimal y el sistema inglés, respectivamente

$$u = \frac{N\pi D}{6 \times 10^4} \quad (1.37)$$

$$u = \frac{N\pi D}{720} \quad (1.38)$$

A partir de las ecuaciones (1.35) a (1.36), se puede inducir que la cabeza politrópica es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad rotacional, es decir

$$H_p \propto N^2 \quad (1.39)$$

por lo tanto

$$\frac{H_{p,n}}{H_{p,o}} = \left(\frac{N_n}{N_o} \right)^2 \quad (1.40)$$

Donde, n , se refiere a las condiciones nuevas y, o , a las condiciones originales.

Por otro lado, se tiene que el flujo de gas a través del impulsor, y por lo tanto, a través del compresor, es directamente proporcional a la velocidad rotacional, es decir

$$q \propto N \quad (1.41)$$

Por lo tanto

$$\frac{q_n}{q_o} = \frac{N_n}{N_o} \quad (1.42)$$

Si el flujo es directamente proporcional a la velocidad rotacional, y la cabeza politrópica es directamente proporcional al cuadrado de la misma velocidad rotacional, entonces la potencia requerida es directamente proporcional a la velocidad rotacional elevada al cubo.

$$\frac{P_{g,n}}{P_{g,o}} = \left(\frac{N_n}{N_o} \right)^3 \quad (1.43)$$

A las Ecs. (1.40), (1.42) y (1.43) se les conoce como leyes de afinidad. Estas leyes son muy utilizadas en la evaluación del desempeño de compresores. A pesar de que la precisión de las leyes de afinidad es muy alta para compresores de un solo escalonamiento, conforme aumenta el número de escalonamientos, esta precisión disminuye. La precisión que se puede esperar al utilizar las leyes de afinidad es aproximadamente de $\pm 10\%$ de la velocidad nominal.

Capítulo 2

Pregunta de investigación y objetivos

2.1 Pregunta de investigación

¿Es posible predecir el comportamiento real de los compresores centrífugos a partir del desarrollo e implementación de una metodología que permita actualizar los mapas, de las condiciones de operación de diseño que provee el fabricante, a las condiciones de operación reales de operación?

2.2 Objetivo general

Evaluar el desempeño real de compresores centrífugos multietapas que se encuentran instalados en las plataformas marinas.

2.3 Objetivos particulares

- λ Obtener y analizar los resultados de una prueba de desempeño que hayan sido obtenidos según la norma ASME PTC-10.
- λ Implementar la ecuación de estado de Peng-Robinson para el cálculo de las propiedades termodinámicas del gas natural.
- λ Corregir los mapas de desempeño a condiciones de diseño en sitio.
- λ Actualizar los mapas de operación a condiciones reales de operación.
- λ Evaluar el desempeño real del compresor centrífugo en estudio.

Capítulo 3

Metodología

Con base en los objetivos plateados, se describe la metodología utilizando un diagrama de flujo, pues éste es una herramienta que ofrece una descripción de las actividades en el desarrollo de un trabajo y muestra la relación secuencial entre ellas, facilitando la rápida comprensión de cada actividad y su relación con las demás. La Figura 3.2 muestra la metodología para actualizar los mapas de operación del tren de compresión 2BCL608/N.

La Figura 3.1 muestra que el primer paso en la metodología es la selección del compresor, en este trabajo, el caso de estudio son dos compresores de la serie BCL que pertenecen al Módulo A, que se encuentran instalados en el Centro de Proceso de Gas Akal-B, específicamente en la plataforma de compresión de gas de alta presión AB-5, del Activo de Producción Cantarell. El paso 2 consiste en la obtención de las características del compresor, éstas se obtienen del manual del compresor proporcionado por el fabricante, y de los reportes técnicos especializados. Dentro de estos datos se presenta su flujo volumétrico y su relación de presiones nominales, sus velocidades máximas y mínimas de operación, y algunas características geométricas, como los diámetros de los impulsores para ambas etapas de compresión. El siguiente paso es obtener los mapas de desempeño a condiciones de diseño; estos mapas se obtienen del manual del compresor (*Nuovo Pignone*, 1998). Es importante que el flujo volumétrico de gas de dichos mapas se encuentre especificado tanto en ACFM como en MMPCED, en caso de que sólo se encuentre especificado en uno de estos flujos volumétricos de gas, es necesario realizar la conversión para tener los mapas disponibles en ambas unidades.

Una vez que se cuenta con los mapas de operación a condiciones de diseño con el flujo volumétrico de gas especificado en ACFM y MMPCED, la Figura 3.1 muestra que el siguiente paso es obtener y analizar los resultados de una prueba de desempeño en campo, realizada al tren de compresión 2BCL608/N. Las pruebas de desempeño se llevan a cabo siguiendo los lineamientos de la norma ASME PTC-10, que establece los puntos de medición de presión y temperatura en campo. Estas mediciones se llevan a cabo mediante instrumentos debidamente calibrados y con el uso de un sistema de adquisición de datos. Parte de la prueba de desempeño también consiste en obtener muestras del gas natural para que, mediante una cromatografía de gases, poder conocer la composición del gas de proceso y posteriormente poder determinar sus principales propiedades fisicoquímicas. Además, es necesario tomar mediciones de las caídas de presiones en los ductos de succión de los compresores centrífugos y conocer las dimensiones tanto del ducto como de la placa de orificio que se encuentra instalada en la tubería, para poder realizar el cálculo del flujo másico. Este cálculo se lleva a cabo bajo los lineamientos de AGA-3. Para la toma de datos en campo, se hace variar la velocidad de giro de la turbina de alta presión, a tres diferentes velocidades, y se registran las temperaturas y presiones de succión y descarga, entre otros parámetros, que se muestran en la sección 4.4. Esta parte de la metodología debe ser complementada con la información necesaria sobre las condiciones en las que está operando el compresor, es decir, las condiciones ambientales como presión, temperatura y humedad relativa.

Con los resultados de la prueba de desempeño en campo, se da lugar al siguiente paso en la metodología, que consiste en calcular las propiedades termodinámicas del gas natural a condiciones de succión y de descarga, para ambas etapas de compresión. Para obtener la composición del gas natural de proceso que comprime el tren de compresión 2BCL608/N en plataforma marina, se necesita tomar una muestra de dicho gas y llevar a cabo una cromatografía de gases; mediante la cromatografía de gases se obtiene la información necesaria para el siguiente proceso en esta metodología, como la fracción mol de cada componente del gas natural para posteriormente conocer el peso molecular total de la mezcla. Para calcular las propiedades termodinámicas del gas natural se hace uso de la ecuación de estado de Peng-Robinson. Utilizando los resultados de la prueba de desempeño, que proporciona información sobre presiones y temperaturas de succión y de descarga para cada compresor, así como el flujo másico, se deben calcular otras propiedades termodinámicas del gas natural como densidad, ρ , volumen específico, v , factor de compresibilidad, Z , viscosidad dinámica, μ , calores específicos, c_P y c_V , entalpía, h , entropía, s , y viscosidad cinemática, ν , entre otros.

Una vez calculadas las principales propiedades del gas natural para distintas condiciones de presión y temperaturas que se requieren para el desarrollo del trabajo, el siguiente paso es calcular los principales parámetros de desempeño dimensionales y adimensionales, útiles para el trabajo. Algunos de los parámetros que se deben calcular son el índice politrópico, n ; el índice adiabático, γ ; el factor de trabajo politrópico, f ; la cabeza politrópica, H_p ; la eficiencia de compresión politrópica, η_{PIC} ; y la potencia de gas, P_g , entre otros. Tal y como se muestra en la Figura 3.1, hasta este punto todos los pasos mencionados se describen en el Capítulo 4.

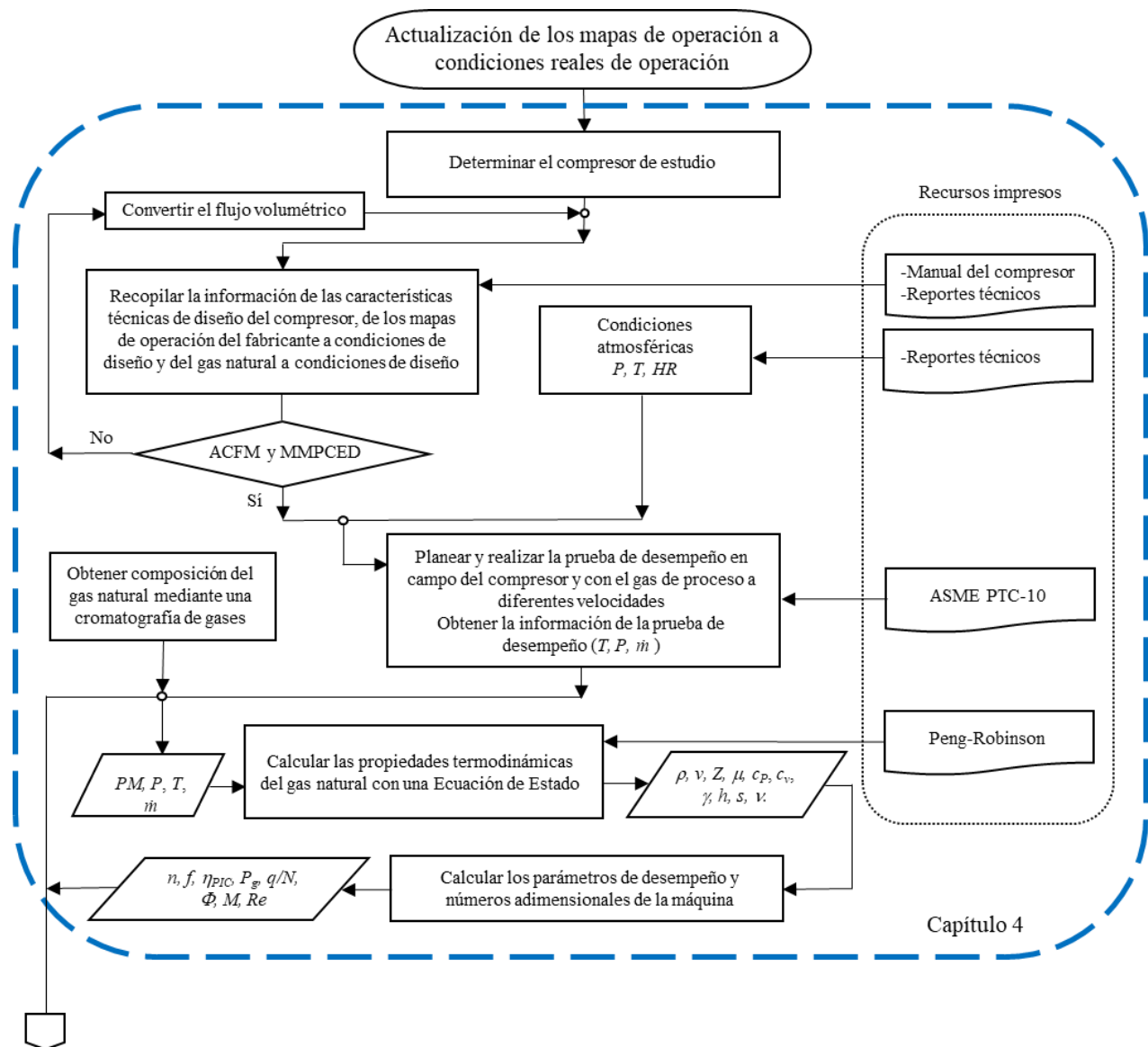


Figura 3.1. Metodología para actualizar los mapas de operación de los compresores centrífugos a condiciones reales de operación (hasta capítulo 4).

Debido a que los mapas de operación a condiciones de diseño no muestran el comportamiento real del compresor, de acuerdo a la Figura 3.2, el siguiente paso en la metodología es la corrección de los mapas de desempeño a condiciones de diseño en sitio. Este procedimiento se lleva a cabo mediante el uso de los métodos de Koch y Schildwachter, 1962; Lapina, 1982; y Godse, 1989. Debido a que el método de Godse se utiliza para corregir puntos particulares en el mapa de operación y a que la diferencia entre los métodos de Koch y Schildwachter y Lapina no difieren significativamente, se elige el método de Lapina para continuar con la metodología general de este trabajo de tesis. Cabe mencionar que la descripción y aplicación de estos métodos se muestra en el Capítulo 5.

Como los mapas a condiciones de diseño en sitio tampoco predicen el comportamiento real del compresor, el siguiente paso en la metodología es corregir los mapas de operación a las condiciones reales de operación. Este procedimiento se lleva a cabo primero obteniendo los principales parámetros de desempeño, de las evaluaciones de la prueba de desempeño, a las condiciones reales de operación. En el paso subsecuente, se realiza una regresión no lineal utilizando la ecuación general de una elipse, con el objetivo de que se reproduzca el comportamiento de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio y posteriormente, trasladar esta regresión hacia los puntos de las evaluaciones calculada a condiciones reales de operación en el paso anterior en el paso siguiente.

El siguiente paso es calcular el punto límite de *surge* mediante el uso de las leyes de afinidad, mientras que en el penúltimo paso se calculan las nuevas líneas límite de *surge* y las nuevas líneas de control *surge* a condiciones reales de operación, para los mapas de operación de ambas etapas de compresión. Esta última línea se calcula considerando un 10 % más de flujo con respecto a la línea límite de *surge*. Para estos pasos se sigue la metodología propuesta por Staroselsky, 1979.

El último paso consiste en validar los mapas de operación a las condiciones reales de operación asegurándose que los puntos que representan a las pruebas de desempeño obtenidas en campo, se encuentren dentro del nuevo mapa obtenido. Una vez que se obtienen los mapas de operación a las condiciones reales a las que operan los compresores centrífugos en estudio, se evalúa el desempeño de los compresores centrífugos comparando los principales parámetros a condiciones reales de operación, con respecto a las condiciones de diseño. El objetivo final de esta evaluación es mostrar la ventana operativa real que tiene el compresor, esto es con la finalidad de proporcionar información confiable sobre el comportamiento en tiempo real del tren de compresión 2BCL608/N.

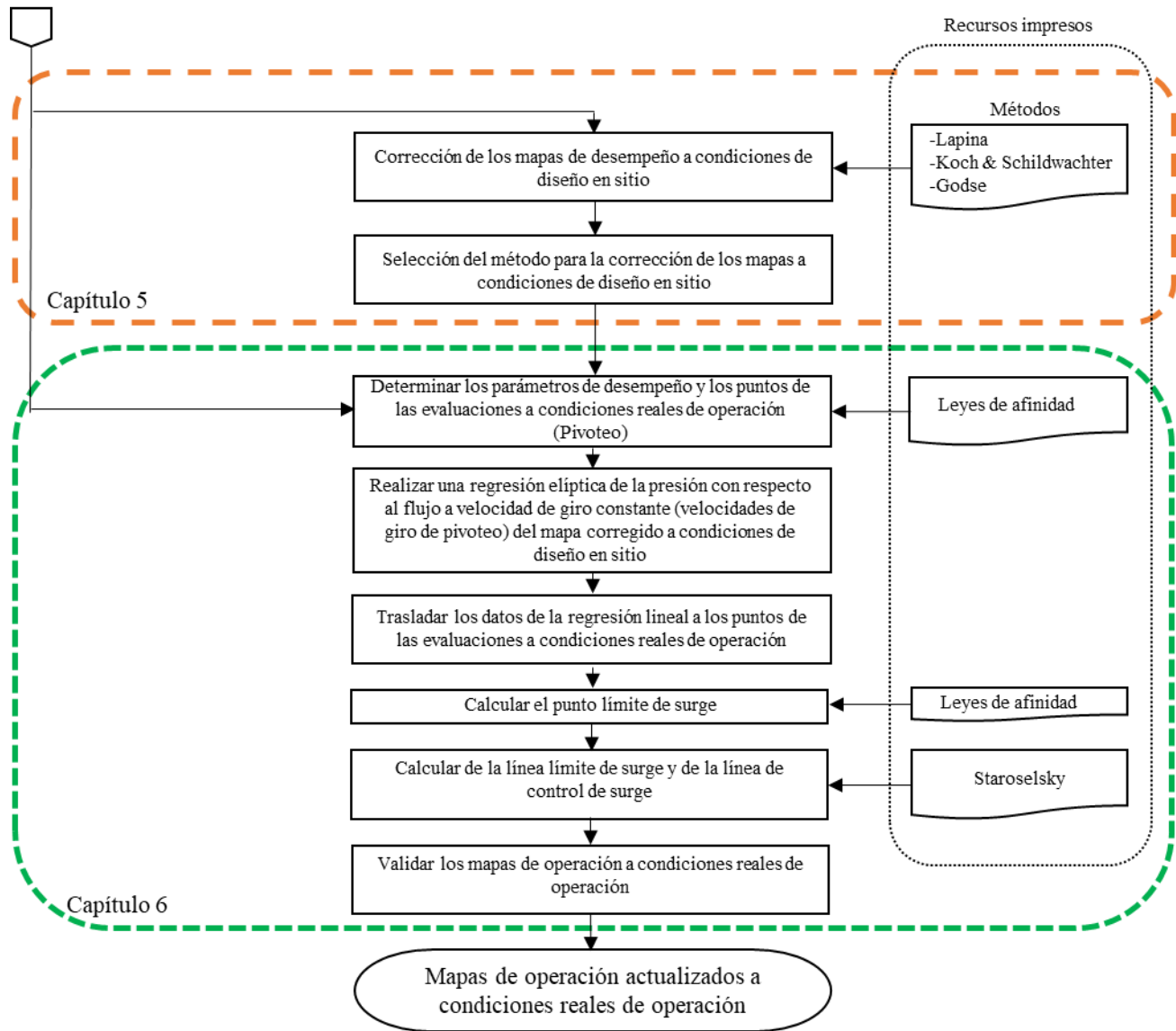


Figura 3.2. Metodología para actualizar los mapas de operación de los compresores centrífugos a condiciones reales de operación (capítulo 5 y 6).

Capítulo 4

Prueba de desempeño en campo

Los sistemas de compresión de gas natural se componen de diferentes equipos, dentro de los que destacan son la turbina de gas y el tren de compresión, equipos que constituyen el núcleo de la estación de compresión. Debido a que esta turbomáquina es la que lleva a cabo la compresión de gas natural, y que por ende el desempeño global del sistema depende de ésta, es necesario evaluar continuamente su desempeño. Una de las principales actividades para evaluar el desempeño de turbinas de gas y compresores centrífugos, son las pruebas de desempeño en campo, además de medir el desempeño global de los recursos usados en las estaciones de compresión (García y *col.*, 2009). La evaluación del desempeño de compresores y turbinas de gas se delinea por las normas PTC-10 y PTC-22 de ASME, respectivamente. Las normas de esta asociación establecen los puntos de medición de presión y temperatura para evaluar el desempeño de los equipos (Taher, 2014). Dichas mediciones se deben tomar en campo mediante instrumentos debidamente calibrados y mediante el uso de un sistema de adquisición de datos. En cuanto a la composición y medición del flujo de gas de proceso, su obtención se realiza a partir de una cromatografía y mediante el cálculo bajo los lineamientos de AGA-3, respectivamente. Cabe mencionar que en este trabajo no se realiza la prueba de desempeño, sino que sólo se utilizan los resultados de una de éstas, que consiste de 3 mediciones a diferentes velocidades, de los compresores centrífugos 2BCL608/N. Además, antes de mostrar los resultados de la prueba de desempeño que se utiliza en este trabajo, se realiza una descripción general del módulo de turbocompresión con el objetivo de conocer los principales dispositivos que interactúan con el caso de estudio.

4.1 Descripción general del turbocompresor

En el capítulo 1 se describe un turbocompresor y las principales partes que lo conforman. Para este caso en particular, el equipo que suministra la potencia requerida por los compresores centrífugos en estudio, es una turbina modelo PGT-25. La Figura 4.1 muestra el esquema del módulo de turbocompresión al que pertenece el tren de compresión que se estudia en este trabajo.

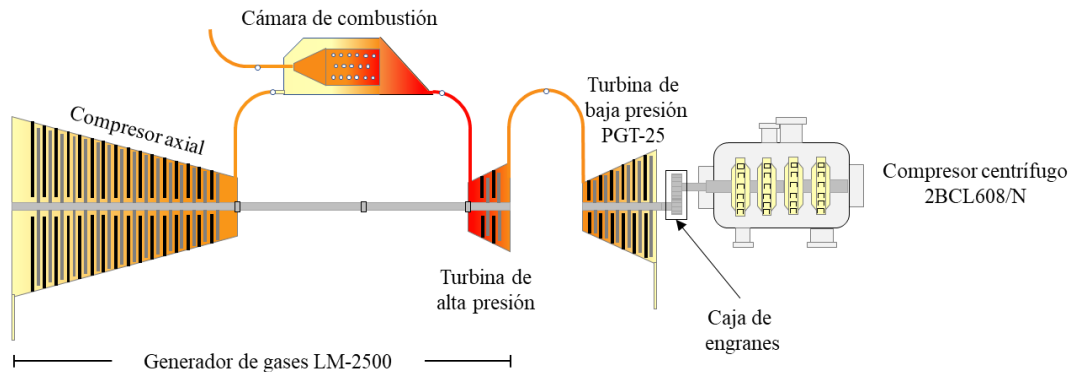


Figura 4.1. Módulo de turbocompresión.

4.1.1 Turbina de gas aeroderivada

Tal y como se muestra en la Figura 4.1, los principales equipos que conforman a la turbina de gas aeroderivada que acciona al compresor centrífugo 2BCL608/N son un generador de gases (GG) LM-2500, de la marca General Electric, y una turbina de potencia, o turbina de baja presión (TBP), de la serie PGT-25. El generador de gases a su vez está conformado por un compresor axial (CA) de geometría variable, una cámara de combustión anular (CC) y una turbina de gas de alta presión (TAP). La turbina de alta presión es de dos etapas de expansión y es enfriada con aire, además, es la encargada de suministrar la potencia requerida por el compresor acoplado a su misma flecha. El compresor acoplado a esta turbina de alta presión es un compresor axial de 16 etapas con una relación de presiones total de 18:1. A pesar de que el objetivo principal de este compresor es comprimir el aire para inyectarlo en la cámara de combustión, parte del flujo total se utiliza también para enfriar tanto a la turbina de alta presión, como a la de baja presión. Por otra parte, la cámara de combustión del generador de gases es de tipo anular con inyectores de combustible montados externamente.

La Figura 4.2 muestra una turbina de gas aeroderivada LM-2500. Dentro de esta turbina de gas, la turbina de baja presión es una turbina de generación de potencia de seis etapas PGT-25. La velocidad a la que opera esta turbina varía desde 3,000 rpm hasta 3600 rpm para aplicaciones de 50 Hz y 60 Hz,

respectivamente. A diferencia del generador de gases, el cual idealmente debe operar a una velocidad casi constante, en la turbina de baja potencia se puede variar la velocidad para satisfacer la demanda de potencia de los compresores centrífugos.

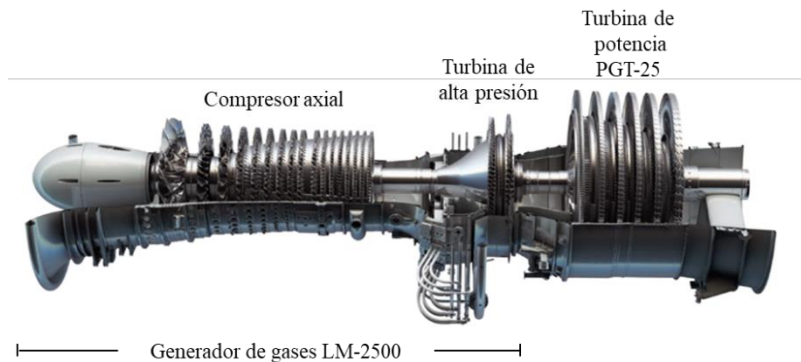


Figura 4.2. Turbina de gas aeroderivada de doble flecha LM-2500 (Tomado de General Electric).

4.1.2 Compresores centrífugos

Los compresores en estudio son modelo 2BCL608/N de la marca *Nuovo Pignone* (ver Figura 4.3), este modelo está designado por una serie de letras mayúsculas y números. El número que precede a las letras mayúsculas indica que es un compresor que cuenta con dos etapas de compresión en un mismo barril. Las letras mayúsculas describen las características de la carcasa, en este caso, las letras BCL indican que es un compresor con la carcasa verticalmente dividida. Los números después de las letras mayúsculas describen el tamaño nominal de los impulsores y el número de estos, (Nuovo Pignone, 1998). Para este caso en particular, el tren de compresión cuenta 8 impulsores en total, con un diámetro de 30 cm en promedio.



Figura 4.3. Compresor 2BCL608/N.

La Figura 4.4 muestra los compresores que se estudian en este trabajo. Se muestra cómo, a través de una caja de engranes, la turbina de potencia, PGT-25, suministra la potencia requerida por los compresores para comprimir el gas de proceso. En la misma figura, también se muestra que el gas de proceso, que en este caso es gas natural, antes de entrar a la primera etapa de compresión pasa por un separador de fases, esto para asegurar que el gas no tenga fracciones líquidas y que, en el caso de contener agua, ésta se encuentre en estado saturado según las condiciones de presión y temperatura manejadas. Una vez que el gas de proceso se comprime en la primera etapa de compresión, pasa a través de un enfriador de aire ya que, inherentemente al proceso de compresión, se tiene un incremento de temperatura en la descarga, y enfriar el fluido de trabajo en esta parte del proceso ayuda a disminuir el consumo de potencia debido al sobrecalentamiento del fluido, (Wang y col. 2008; Georgius y col. 2015). Posteriormente, el fluido pasa por otro tanque separador, que tiene la misma funcionalidad que el primero, y se hace pasar por una segunda etapa de compresión con el objetivo de alcanzar las presiones requeridas. Por último, el fluido puede pasar por un segundo enfriamiento y por un tercer tanque separador de fases, según los requerimientos finales del gas natural.

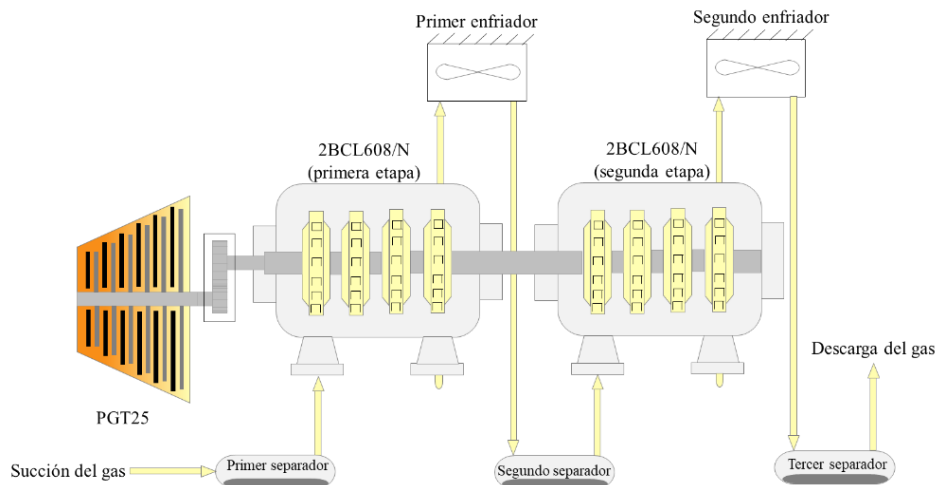


Figura 4.4. Tren de compresión de dos etapas.

La Tabla 4.1 presenta las características generales de diseño de los compresores centrífugos 2BCL608/N. Cabe mencionar que el diámetro del primer impulsor de cada etapa, es mayor que el de sus respectivos tres subsecuentes. Se muestra que ambos compresores tienen la misma capacidad de procesamiento de flujo a condiciones estándar; sin embargo, su capacidad a condiciones reales depende de las condiciones ambientales en las que se esté trabajando, tal y como se explica en la sección 1.4. Se muestra que la velocidad de giro máxima y mínima de cada etapa de compresión es de 7,550 rpm y 5,033

rpm, respectivamente. Por otro lado, se muestra que la relación de presiones del primer compresor es mayor al de la segunda etapa. Los compresores, que se encuentran montados sobre un mismo eje, son impulsados por una turbina de potencia PGT-25, que es accionada a su vez por un generador de gases GE 7LM-2500PE.

Tabla 4.1. Características generales del compresor centrífugo 2BCL608/N.

Descripción	Primera etapa	Segunda etapa
Fabricante del equipo	<i>Nuovo Pignone</i>	<i>Nuovo Pignone</i>
Modelo	2BCL608N	2BCL608N
Flujo volumétrico nominal	132 MMPCED	132 MMPCED
Relación de presiones (abs.)	3.87	3.46
Velocidad máxima (105%)	7,550 rpm	7,550 rpm
Velocidad nominal (100%)	7,190 rpm	7,190 rpm
Velocidad mínima (70%)	5,033 rpm	5,033 rpm
Número de impulsores	4	4
Diámetro del primer impulsor	800 mm (31.50 in)	750 mm (29.53 in)
Diámetro de la punta del álabe (primer escalonamiento)	39 mm (1.54 in)	30.5 mm (1.20 in)
Tipo de sello seco de gas mecánico	Burgmann DGS6/200-TA1	Burgmann DGS6/200-TA1
Temperatura máxima de operación	171 °C (340 °F)	171 °C (340 °F)

Los compresores centrífugos cuentan con un sistema de lubricación en conjunto con la turbina de potencia y la caja de engranes. La Tabla 4.2 presenta la información técnica del aceite lubricante. Las características del lubricante son importantes debido a que la temperatura de descarga de los compresores, determina la integridad de las propiedades lubricantes del aceite mineral, y por lo tanto, la integridad mecánica de la turbomaquinaria. Esta información también es importante si se requiere evaluar algunas de las pérdidas mecánicas de los compresores (Botha y Moolman, 2005; Gong y Chen, 2014; Oh y col., 1997).

Tabla 4.2. Características del aceite lubricante del compresor 2BCL608/N.

Parámetros	Aceite Mineral
Temperatura de succión	49.5 °C (121 °F)
Temperatura de descarga	68.3 (155 °F)
Flujo másico	2.83 kg/s (375 lb _m /min)
Calor específico a presión constante	2.72 kJ/(kg K) (0.65 Btu/(lb _m R))

4.2 Condiciones de diseño

Los fabricantes de compresores centrífugos presentan sus curvas de desempeño, o mapas de operación, mostrando el comportamiento de distintos parámetros de desempeño en función del flujo volumétrico procesado. Los mapas que muestran los principales parámetros de desempeño como la presión y la temperatura de descarga, y otros parámetros que se derivan directamente como la relación de presiones, son generados experimentalmente; sin embargo, los mapas de operación que presentan otros parámetros que no son medibles directamente, como la potencia de flecha, la cabeza politrópica y la eficiencia politrópica, se obtienen a partir del uso de parámetros calculados con ecuaciones de estado. En este caso en particular, los mapas de desempeño a condiciones de diseño los obtiene el fabricante utilizando la ecuación de estado virial de Benedict-Webb-Rubin (BWR). La Tabla 4.3 presenta las condiciones a las que el fabricante obtuvo los mapas de la primera y de la segunda etapa de compresión. Las composiciones del gas de proceso para ambas etapas, a las mismas condiciones presentadas en la Tabla 4.3, se muestran en el Anexo B.

Tabla 4.3. Condiciones de diseño.

Parámetro	Unidades	Primera etapa	Segunda etapa
Gas manejado	-	Gas Natural	Gas Natural
Peso molecular	lb _m /lb _m mol	25.1	24.58
Presión de succión	psia	94.57	353
Temperatura de succión	°F	119.7	119.7
Otros parámetros a la succión	-	BWR	BWR
Relación de calores específicos	-	BWR	BWR

En la Tabla 4.4 se presentan los principales parámetros correspondientes al punto garantizado por el fabricante que se muestra en los mapas de operación de la primera y segunda etapa.

Tabla 4.4. Punto garantizado por el fabricante.

Parámetro	Unidades	Primera etapa	Segunda etapa
Gas manejado	-	Gas Natural	Gas Natural
Peso molecular	lb _m /lb _m mol	25.1	24.58
Presión de succión	psia	94.57	353
Temperatura de succión	°F	119.7	119.7

Las Figuras 4.5 y 4.6 muestran la presión de descarga de la primera y segunda etapa de compresión, respectivamente, en función del flujo volumétrico real de gas. Estos mapas son muy útiles para los operadores porque ellos pueden obtener un valor directo para la presión de descarga basado en el flujo a través del compresor y su velocidad rotacional, siempre y cuando la variación entre las condiciones reales de operación y las condiciones de diseño, sea mínima. Sin embargo, las curvas de desempeño a condiciones de diseño tienen poca utilidad como una herramienta para evaluar el desempeño real de los compresores centrífugos, ya que su uso se limita a los casos donde las condiciones de entrada reales son idénticas a aquellas para las cuales se elaboró la curva (Lapina, 1982). Por esta razón, surge la importancia de corregir los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio y también la necesidad de actualizar los mapas a las condiciones reales de operación. A pesar de que, a condiciones estándar ambos compresores tienen la capacidad de procesar casi el mismo flujo volumétrico, en estas mismas figuras se muestra que el flujo volumétrico real que puede procesar cada compresor, es distinto; debido a que la presión y temperatura de succión en la segunda etapa de compresión es mayor que la que se tiene en la primera etapa. Las Figuras 4.5 y 4.6 también muestran el punto garantizado por el fabricante (g). La Figura 4.5 muestra que para un flujo de gas real de 14,548 ACFM el punto garantizado por el fabricante presenta una presión de descarga de 364.12 psia, para la primera etapa de compresión; para la segunda etapa de compresión, la presión de descarga del punto garantizado corresponde a 1,222.49 psia para un flujo volumétrico de gas real de 3,992 ACFM. En ambas etapas este punto se encuentra a 7,007 rpm

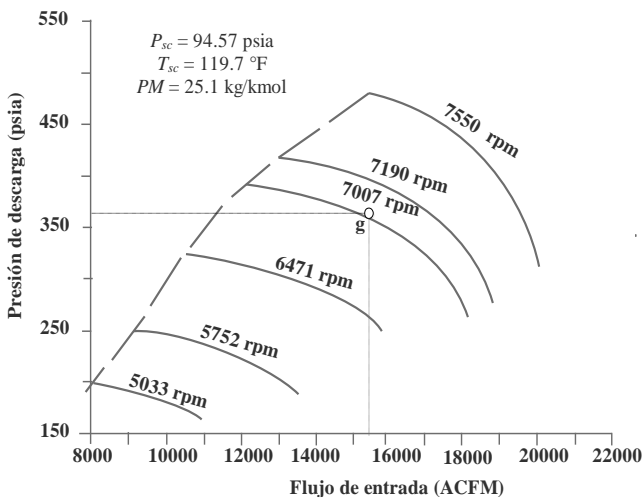


Figura 4.5. Presión de descarga en función del flujo real de gas (primera etapa).

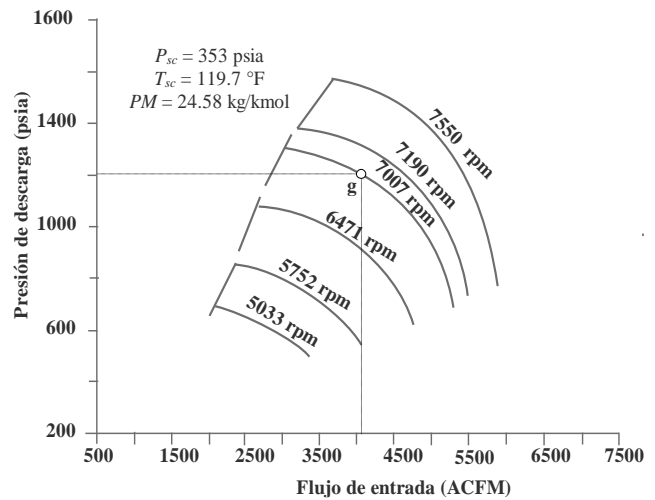


Figura 4.6. Presión de descarga en función del flujo real de gas (segunda etapa).

Las Figuras 4.7 y 4.8 muestran la potencia de gas en función del flujo volumétrico real de gas, para la primera y segunda etapa de compresión, respectivamente. La Figura 4.7 muestra que, para la primera etapa de compresión la potencia de flecha del punto garantizado por el fabricante, que se encuentra a una velocidad de giro de 7,007 rpm y un flujo de 14,548 ACFM, es de 12,466 hp. La Figura 4.8 muestra que, para la segunda etapa de compresión la potencia de flecha del punto garantizado por el fabricante, que se encuentra a una velocidad de giro de 7,007 rpm y un flujo de 3,992 ACFM, es de 12,407 hp. A diferencia de la tendencia que siguen las curvas de desempeño de presión de descarga y relación de presiones, que encuentran su punto máximo cerca de la zona de *surge*, las curvas de desempeño que representan la potencia de gas, tienen su menor valor cerca de esta zona de inestabilidad. Tanto para la primera etapa de compresión, como para la segunda, el mayor valor de la potencia de gas se encuentra alejado de las zonas de inestabilidad de *surge* y *stonewall*. Estas zonas se explican en el capítulo 1.

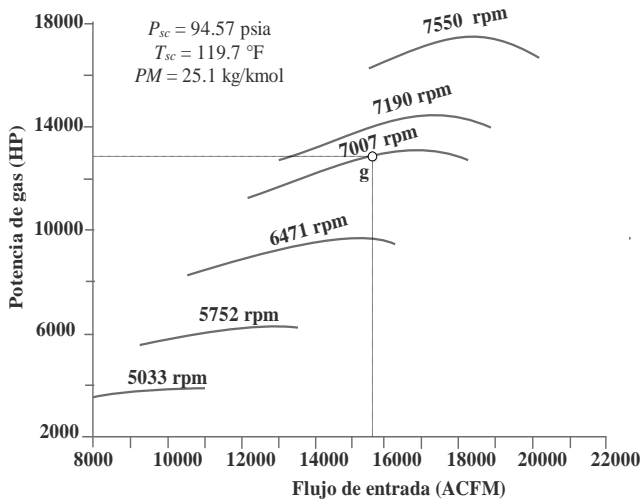


Figura 4.7. Potencia de gas en función del flujo real de gas (primera etapa).

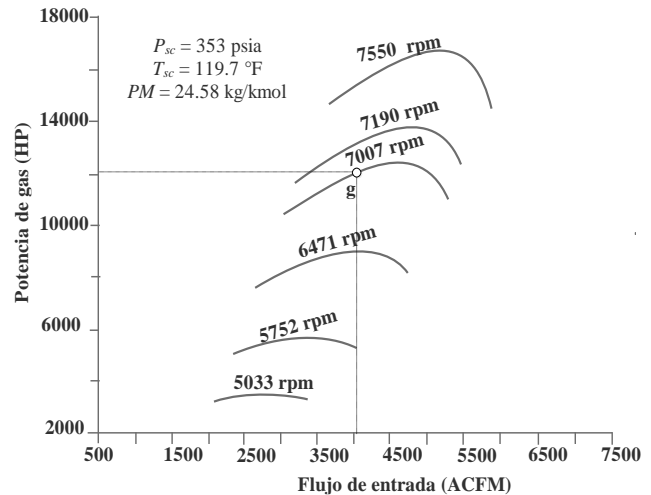


Figura 4.8. Potencia de gas en función del flujo real de (segunda etapa).

Las Figuras 4.9 y 4.10 muestran la relación de presiones en función del flujo volumétrico real de gas, correspondientes al primer y segundo compresor, respectivamente. Tal y como se muestra en la Tabla 4.1, la relación de presiones de la primera etapa es mayor que la de la segunda etapa, 3.87 y 3.46, respectivamente. El punto garantizado para ambas etapas se encuentra a 7,007 rpm a flujos de gas real de 14,548 ACFM y 3,992 ACFM, para la primera y segunda etapa de compresión, respectivamente. En este caso, la tendencia de las curvas de desempeño es similar a la que muestran el comportamiento de la presión de descarga.

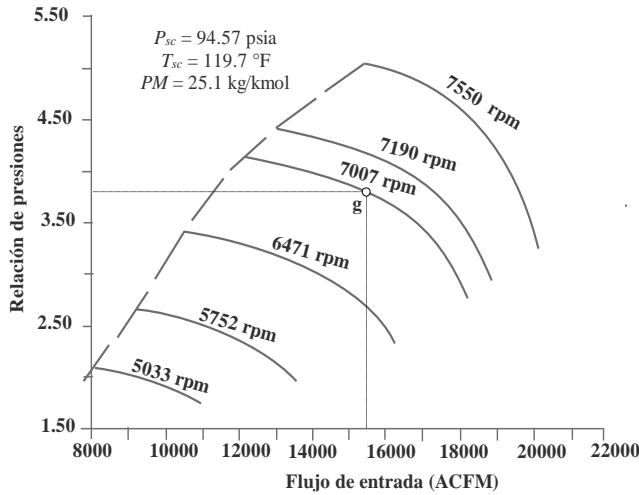


Figura 4.9. Relación de presiones en función del flujo real de gas (primera etapa).

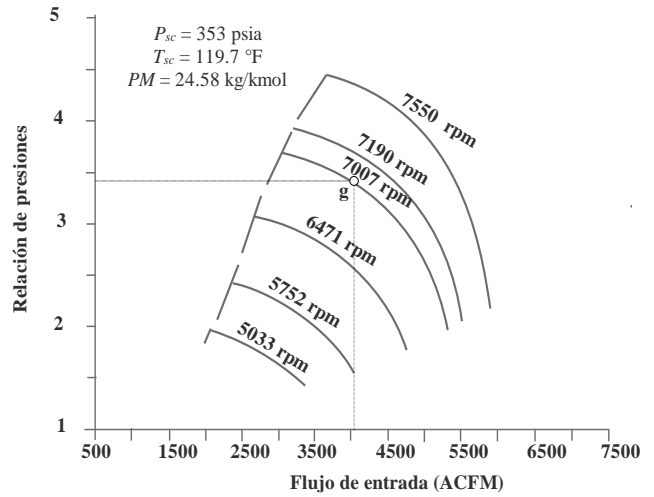


Figura 4.10. Relación de presiones en función del flujo real de gas (segunda etapa).

Las Figuras 4.11 y 4.12 muestran la temperatura de descarga en función del flujo volumétrico real de gas para el compresor de la primera y segunda etapa, respectivamente. A pesar de que a condiciones de diseño, las temperaturas de succión son las mismas, la temperatura de descarga de ambos compresores no lo es. Por ejemplo, para el punto, g, la temperatura de descarga para ambas etapas difiere casi un 2 %. En este caso, la tendencia de las curvas de operación es similar a las de presión de descarga y relación de presiones, es decir, tienen su valor máximo cerca de la zona de *surge* y su valor mínimo cerca de la zona de *stonewall*, para cada línea de velocidad constante. Estas zonas se explican en el capítulo 1.

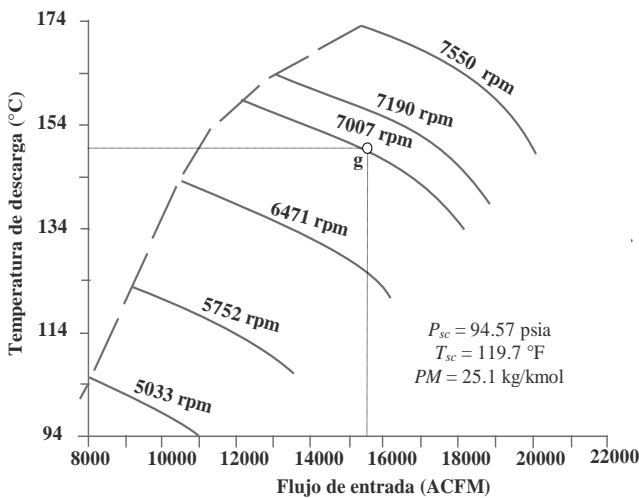


Figura 4.11. Temperatura de descarga en función del flujo real de gas (primera etapa).

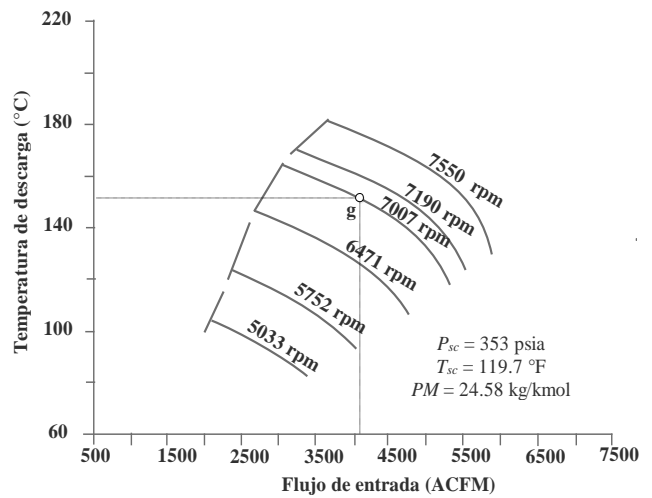


Figura 4.12. Temperatura de descarga en función del flujo real de gas (segunda etapa).

Las Figuras 4.13 y 4.14 muestran la cabeza politrópica para la primera y segunda etapa de compresión, respectivamente, en función del flujo volumétrico real de gas. La cabeza politrópica requerida no depende solamente de la relación de presiones, sino también de las condiciones de entrada, como presión, temperatura y la composición del fluido de trabajo en cuestión. Para que un ingeniero pueda tomar en cuenta una variación de las condiciones de entrada, las curvas para presión de descarga se deben convertir a curvas que presenten la cabeza politrópica como función del flujo volumétrico de entrada. Este tipo de curvas son útiles aun cuando las condiciones de entrada varían, siempre y cuando, la variación no sea excesiva. Se muestra que el valor de la cabeza politrópica para el punto garantizado en la primera y segunda etapa de compresión es de 53,353 (ft lb_f)/lb_m y 47,710 (ft lb_f)/lb_m respectivamente.

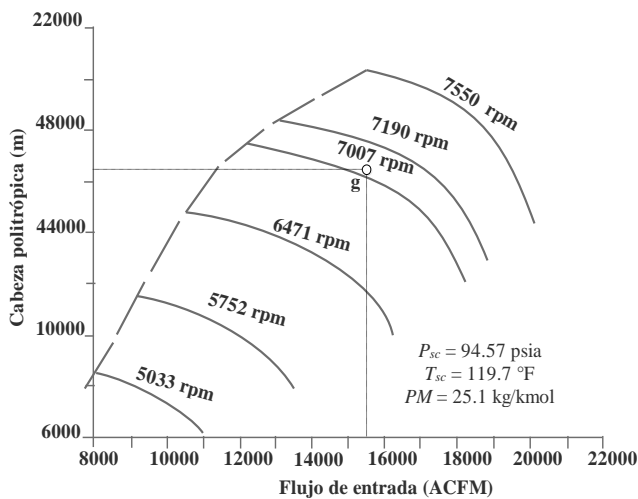


Figura 4.13. Cabeza politrópica en función del flujo real de gas (primera etapa).

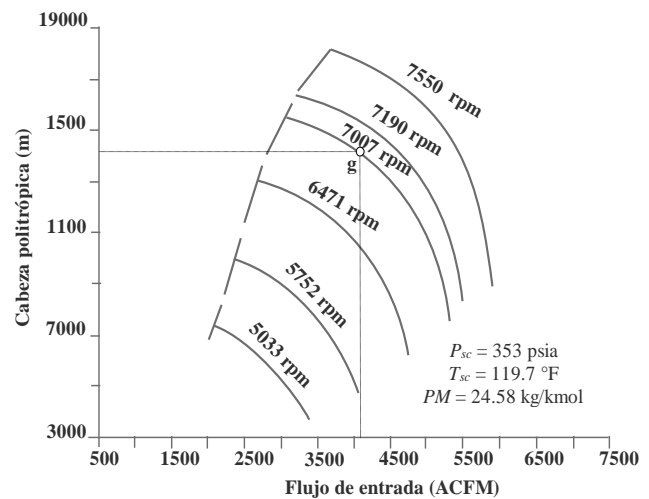


Figura 4.14. Cabeza politrópica en función del flujo real de gas (segunda etapa).

Las Figuras 4.15 y 4.16 muestran la relación entre la eficiencia politrópica, para el primero y segundo compresor, respectivamente, y el flujo volumétrico real de gas del compresor. La Figura 4.15 muestra que para el punto garantizado por el fabricante en la primera etapa de compresión, el valor de la eficiencia de compresión politrópica es de 0.7941. La Figura 4.16 muestra que para el punto garantizado por el fabricante en la segunda etapa de compresión, el valor de la eficiencia de compresión politrópica es de 0.7179. Se muestra que la diferencia de la eficiencia de compresión politrópica entre ambas etapas llega a diferir hasta en un 7.62 %. Tal y como se describe en la sección 1.5.2, el comportamiento de las curvas de desempeño de la eficiencia de compresión politrópica es distinto al de los demás parámetros de desempeño mostrados antes.

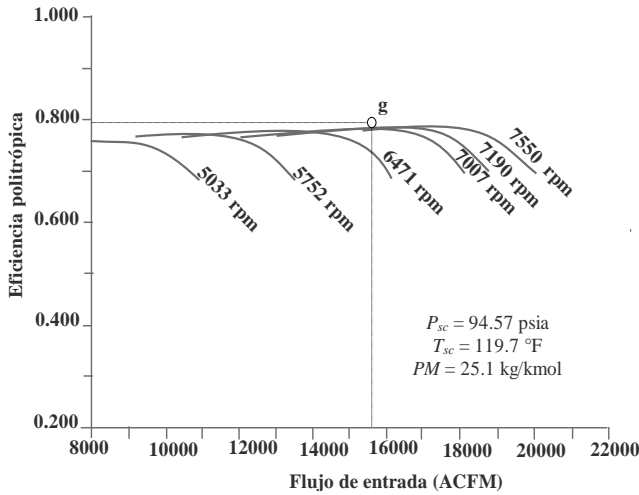


Figura 4.15. Eficiencia politrópica en función del flujo real de gas (primera etapa).

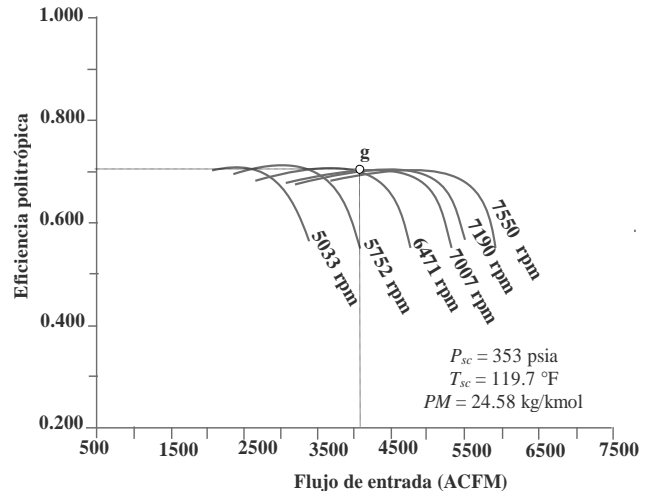


Figura 4.16. Eficiencia politrópica en función del flujo real de gas (segunda etapa).

Si bien, en la sección 1.4 se describen las diferencias entre el flujo volumétrico de gas real y el flujo volumétrico de gas de entrada, también se menciona que estos pueden ser iguales si las condiciones a las que se especifica el flujo, son las mismas. En este trabajo estos flujos se consideran iguales, ya que se encuentran a las mismas condiciones de presión y temperatura.

4.3 Pruebas de desempeño en campo

La evaluación de desempeño en campo se realiza bajo las siguientes premisas

- La prueba de desempeño del Módulo A se realizó únicamente variando la velocidad de la Turbina de Potencia.
- La Prueba de desempeño del Módulo A se realizó con la composición de gas natural reportadas en las tablas del Anexo A.
- Durante el tiempo de ejecución de las pruebas no hubo recirculación de gas de proceso en la etapa de baja presión ni en la de alta presión (carga completa).
- Los instrumentos utilizados para la prueba de desempeño fueron calibrados por el personal de PEMEX.
- Las pruebas se realizaron según las especificaciones del fabricante y según la normativa de la ASME-PTC10.
- Las pérdidas de calor al ambiente se consideran despreciables.

4.4 Resultados de las pruebas de desempeño

En la Tabla 4.5 se muestran los valores que se tomaron durante las evaluaciones a la primera etapa de compresión del Módulo A. Las evaluaciones se realizaron a velocidades de giro del compresor de 6,134 rpm, 6,114 rpm y 6,074 rpm, para las evaluaciones I, II y II, respectivamente. Las velocidades de giro de la turbina de potencia para cada una de las pruebas fueron de 5,512 rpm, 5,492 rpm y 5,460 rpm, respectivamente. Para cada evaluación se registraron presiones y temperaturas en la succión y en la descarga. Se muestra que para cada uno de los parámetros listados, se cuenta con un *tag* formado por una combinación de letras y números que representan a los instrumentos de medición, su tipo, su función, la variable relacionada, y además sirven para identificar el lazo de control relacionado. Cada uno de estos *tags* se encuentran representados en la Figura 4.17.

Tabla 4.5. Resultados de la evaluación de desempeño para el compresor 2BCL608/N (primera etapa).

Tag	Parámetro	Unidades	Evaluación		
			I	II	III
NPT	Velocidad de la Turbina de Potencia	rpm	5512	5492	5460
-	Velocidad del Compresor	rpm	6134	6114	6074
FI-4221	Caída de presión	inH ₂ O	67.296	64.856	59.717
PI-4221	Presión de Succión	kg/cm ² man.	8.74	8.59	8.76
TI-4221	Temperatura de Succión	°C	33	33	34
PI-4221	Presión de Descarga	kg/cm ² man.	30.7	30.39	30.4
TI-4221	Temperatura de Descarga	°C	149	149	148

En la Tabla 4.6 se muestran los valores medidos en la prueba de desempeño de la segunda etapa de compresión del Módulo A. Las evaluaciones se realizaron a velocidades de giro del compresor de 6,134 rpm, 6,114 rpm y 6,074 rpm, para las evaluaciones I, II y II, respectivamente. Las velocidades de giro de la turbina de gas para cada una de las pruebas fueron de 5,512 rpm, 5,492 rpm y 5,460 rpm, respectivamente. Al igual que en la primera etapa de compresión, se registraron presiones y temperaturas de succión y de descarga, así como sus respectivas caídas de presión en el elemento de medición de flujo. En la Tabla 4.6 se muestran los *tags* de cada uno de los parámetros listados; la ubicación de los instrumentos de medición de dichos parámetros también se muestra en la Figura 4.17.

Tabla 4.6. Resultados de la evaluación de desempeño para el compresor 2BCL608/N (segunda etapa).

Tag	Parámetro	Unidades	Evaluación		
			I	II	III
NPT	Velocidad de la Turbina de Potencia	rpm	5,512	5,492	5,460
-	Velocidad del Compresor	rpm	6,134	6,114	6,074
FI-4220	Caída de presión	inH ₂ O	79.745	76.795	70.793
PI-4220	Presión de Succión	kg/cm ² man.	29.21	28.97	29.03
TI-4220	Temperatura de Succión	°C	35	36	34
PI-4220	Presión de Descarga	kg/cm ² man.	75.59	74.63	74.35
TI-4220	Temperatura de Descarga	°C	134	136	134

Los puntos del proceso en donde se monitorean los datos se muestran en la Figura 4.17. Con la simbología, se identifica que los instrumentos de medición son instrumentos discretos montados en campo. En cuanto a los *tags*, estos están formados por un conjunto de letras al inicio, que pueden ser dos o tres y que muestran su identificación funcional; seguidas de números, que permiten identificar el lazo de control; y finalmente otro conjunto de letras, que actúan como sufijos en caso de que se tengan varios instrumentos del mismo tipo, dentro del mismo lazo de control. Por ejemplo, en la succión del compresor se pueden identificar tres dispositivos de medición en campo cuyos *tags* son FI4220, PI4220 y TI4220; este conjunto de letras y números corresponden a los que se muestran en la Tabla 4.5, y corresponden a mediciones de caída de presión, presión de succión y temperatura de succión, respectivamente. Para el *tag* FI4220, la primera letra se refiere la variable medida, en donde F se refiere al caudal o flujo volumétrico de gas; La segunda letra, I, se refiere a la función del instrumento, que es la de indicador; los números 4220 se refieren al número de lazo de control relacionado a este instrumento de medición. En el caso del *tag* PI4220, la primera letra se refiere a que la variable medida es la presión; la segunda letra a que también tiene la función de indicador y los números identifican el número de lazo de control. Por último, en el *tag* TI4220, la primera letra hace referencia a que es la Temperatura la variable medida; la segunda a que, al igual que los *tags* antes descritos, su función principal es la de indicación; y los números permiten identificar el número de lazo de control correspondiente.

De manera análoga, la Figura 4.17 muestra los instrumentos de medición y sus respectivos *tags* relacionados a la segunda etapa de compresión. Las composiciones de gas natural manejadas en cada evaluación se muestran en el Anexo B.

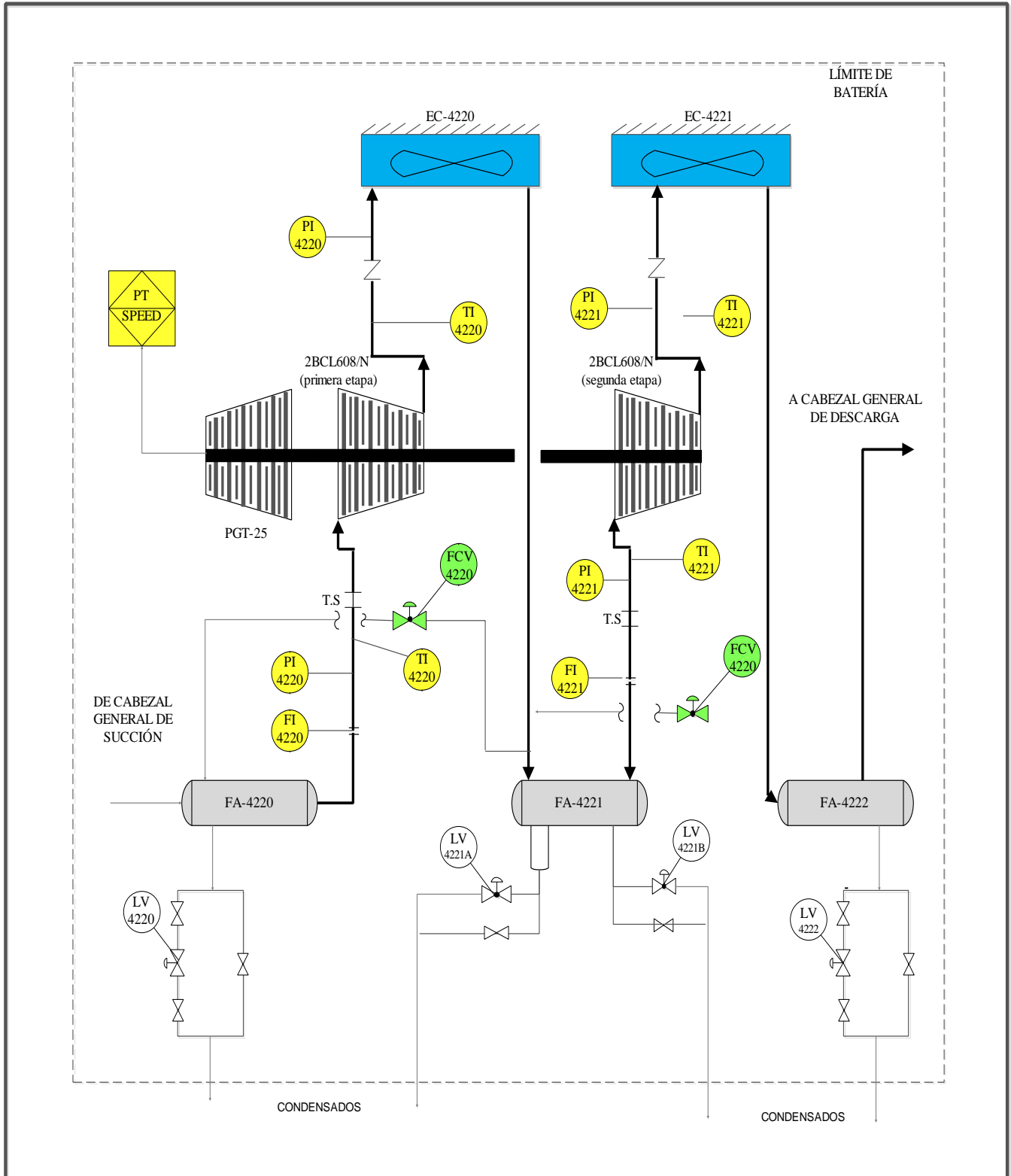


Figura 4.17. Diagrama esquemático del tren de compresión con puntos de monitoreo en la succión y descarga de los compresores 2BCL608/N.

4.5 Ecuación de estado de Peng-Robinson

La ecuación de estado que se utiliza para calcular las propiedades termodinámicas del gas de proceso, es la ecuación de estado cúbica de Peng-Robinson. Se elige esta ecuación porque es la ecuación de estado cúbica que mejor describe el comportamiento del gas natural.

$$P = \frac{RT}{\bar{v} - b} - \frac{a(T_f)}{\bar{v}(\bar{v} + b) + b(\bar{v} - b)} \quad (4.1)$$

Para componentes puros, los valores de los parámetros a y b están dados por

$$a = a_{ii} = a_i = a_{c,i} \alpha_i(T_f) \quad (4.2)$$

siendo

$$a_{c,i} = \Omega_a \frac{R^2 T_{c,i}^2}{P_{c,i}} \quad (4.3)$$

$$b = b_i = \Omega_b \frac{RT_{c,i}^2}{P_{c,i}} \quad (4.4)$$

La función generalizada de temperatura $\alpha_i(T_f)$ fue propuesta por Soave, con una expresión de la forma

$$\alpha_i(T_f) = \left[1 + m_i \left(1 - \sqrt{\frac{T_f}{T_{c,i}}} \right) \right]^2 \quad (4.5)$$

siendo

$$m_i = M_0 + M_1 \omega_i - M_2 \omega_i^2 \quad (4.6)$$

Cuando se aplican a mezclas, las reglas de mezclado clásicas se pueden considerar para evaluar los parámetros a y b de la siguiente manera

$$a = a_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} \sum_{k=1}^{N_{CL}} x_i x_k a_{ik} \quad (4.7)$$

donde

$$a_{ik} = a_{ki} = \sqrt{a_{ii} a_{kk}} (1 - k_{ik}) \quad (4.8)$$

$$b = b_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} x_i b_i \quad (4.9)$$

Donde k_{ik} son los parámetros de interacción binaria, los cuales se pueden obtener de referencias reportadas en tablas (Patel, 1980; Patel y Teja, 1982). El coeficiente de fugacidad está dado por

$$\ln \phi_i^g = \frac{b_i}{b} (Z^g - 1) - \ln(Z^g - B) - \frac{A}{B(\delta_2 - \delta_1)} \left(\frac{2 \sum_{k=1}^{N_{CL}} x_k a_{ik}}{a} - \frac{b_i}{b} \right) \ln \left(\frac{Z^g + \delta_2 B}{Z^g + \delta_1 B} \right) \quad (4.10)$$

Siendo

$$A = \frac{a_m P_f}{(R_u T_f)^2} \quad (4.11)$$

$$B = \frac{b_m P_f}{R_u T_f} \quad (4.12)$$

Donde Z^g es el factor de compresibilidad de la fase gaseosa en saturación, y se obtiene de la solución de la Ec. (4.13).

Expresando dicho factor de compresibilidad en su forma cúbica

$$A_Z (Z^g)^3 + B_Z (Z^g)^2 + C_Z (Z^g) + D_Z = 0 \quad (4.13)$$

La entalpía se expresa de la siguiente manera

$$H - H^{GI} = P\bar{v} - RT - \left[a - \left(\frac{da}{dT} \right) T \right] \frac{1}{2\sqrt{2}b} \ln \frac{\bar{v} + \delta_1 b}{\bar{v} + \delta_2 b} \quad (4.14)$$

La entalpía también se puede expresar en función del factor de compresibilidad (Walas, 1985)

$$\frac{H - H^{GI}}{RT} = Z - 1 - \frac{1}{2^{1.5} b RT} \left[a - \left(\frac{da}{dT} \right) T \right] \ln \left[\frac{\bar{v} + \delta_1 b}{\bar{v} + \delta_2 b} \right] \quad (4.15)$$

La entropía se puede escribir de la siguiente manera

$$S - S^{GI} = R \ln \left(\frac{\bar{v} - b}{RT} \right) - \frac{1}{2b\sqrt{2}} \ln \left[\frac{\bar{v} + \delta_1 b}{\bar{v} + \delta_2 b} \right] \frac{da}{dT} \quad (4.16)$$

La entropía también se puede expresar en función del factor de compresibilidad (Walas, 1985)

$$\frac{S - S_{ref}^{GI}}{R} = \ln(Z - B) - \ln \frac{P}{P_{ref}} - \frac{A}{2^{1.5} bRT} \left[\frac{T}{a} \frac{da}{dT} \right] \ln \left(\frac{\bar{v} + \delta_1 b}{\bar{v} + \delta_2 b} \right) \quad (4.17)$$

La Tabla 4.7 presenta los parámetros específicos de la ecuación de estado de Peng-Robinson.

Tabla 4.7. *Parámetros correspondientes a la ecuación de estado de Peng-Robinson.*

Parámetro	Ecuación de Estado
	Peng-Robinson
δ_1	$1 + \sqrt{2}$
δ_2	$1 - \sqrt{2}$
Ω_a	0.457236
Ω_b	0.077796
M_0	0.37464
M_1	1.54226
M_2	-0.26992
A_z	1
B_z	-(1-B)
C_z	A-2B-3B ²
D_z	-(AB-B ² -B ³)

Para evaluar las raíces de la Ecuación (4.13) se utiliza el método de Cardano. Una vez calculado el valor de Z^g , se puede obtener el valor del volumen específico molar, así como otros parámetros.

La ecuación (4.1) se muestra de manera general debido a que los parámetros mostrados en la primera columna de la Tabla 4.7 y en cada una de las expresiones de la misma sección, se pueden sustituir por los correspondientes a otra ecuación cúbica de estado. Por ejemplo, si se quisiera utilizar la ecuación de Soave-Redlich Kwong, se tendría que sustituir los parámetros mostrados en la Tabla 4.7 por los de esta ecuación.

Para ejemplificar el uso de la ecuación de estado de Peng-Robinson, en el Anexo C se presenta un caso práctico.

4.6 Parámetros de desempeño a condiciones reales de operación

En la Tabla 4.8 se presenta una comparación entre la evaluación I que se muestra en la sección 4.4 y el punto garantizado a condiciones de diseño, del compresor de la primera etapa de compresión perteneciente al tren de compresión 2BCL608/N; se muestran velocidades de giro del compresor, flujos de gas, condiciones de succión y de descarga, parámetros de desempeño dimensionales y parámetros de desempeño adimensionales. Se muestra que, mientras la temperatura de succión a condiciones reales de operación disminuye en un 32.26 %, la presión de succión aumenta en un 54.99 %.

Analizando los principales parámetros de desempeño en la primera etapa de compresión, se tiene que al comparar las condiciones de diseño contra las condiciones reales de operación, es decir, contra las condiciones de la primera prueba de desempeño, la presión de descarga aumenta 24.84 %; sin embargo, la relación de presiones disminuye 15.36 %, debido a que la presión de succión es mayor a condiciones reales de operación.

La eficiencia de compresión politrópica a condiciones de diseño es mayor 2.8 % con respecto a las condiciones de la evaluación I. Por otra parte, la eficiencia de compresión isoentrópica disminuye en un 1.06 %. Es importante realizar el cálculo de ambas eficiencias ya que la eficiencia de compresión isoentrópica sólo permite evaluar el resultado tomando en cuenta el estado inicial y final, mientras que la eficiencia de compresión politrópica, ayuda a visualizar los cambios durante todo el proceso de compresión. En cuanto a la cabeza politrópica y la potencia de gas, éstas disminuyen en un 17.65 % y 9.93 %, respectivamente.

Evaluando el impacto en la pérdida de capacidad de flujo volumétrico de gas que el compresor 2BCL608/N puede manejar actualmente con respecto a su capacidad de diseño, la relación entre el flujo volumétrico de gas real y la velocidad de giro, q/N , disminuye 24.8 %. A pesar de que esto no afecta al flujo volumétrico estándar, pues se mantiene en 133 MMPCED, sí se ve reflejado en el flujo volumétrico de gas real, con una disminución de 5,313 ACFM; esto equivale a una pérdida de procesamiento de flujo volumétrico de gas del 34.17 %.

Los parámetros adimensionales que se muestran al final de la Tabla 4.8 se calculan a partir de las ecuaciones que se muestran en el Anexo E; en este anexo se presenta un caso práctico donde se calculan los parámetros de desempeño, del punto garantizado por el fabricante, que se muestran en la última columna de esta misma tabla.

Tabla 4.8. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (primera etapa) a condiciones reales de operación

Parámetro	Evaluación			Condiciones de Diseño		
	I	II	III			
Velocidad del compresor	N	(rpm)	6134	6114	6074	7007
Flujo másico	\dot{m}	lbm/h	390491.2	380344.5	367866.2	367396.4
Flujo volumétrico real	q	ACFM	10235	10127	9656	15548
Flujo volumétrico a condiciones estándar	Q	MMPCED	133.78	130.31	126.0	133.02
Condiciones de succión						
Temperatura	T_{sc}	(°C)	33	33	34	48.72
Presión	P_{sc}	(kg/cm ² man)	8.74	8.59	8.76	5.639
Condiciones de descarga						
Temperatura	T_{dc}	(°C)	149	149	148	148.4
Presión	P_{dc}	(kg/cm ² man)	30.7	30.39	30.4	24.59
Parámetros de desempeño						
Potencia del gas	P_g	(hp)	11227	10936	10391	12466
Cabeza politrópica	H_p	(ft lb _f /lbm)	43935	44147	43511	53353
Relación de flujo/velocidad	q/N	ACFM/rpm	1.6685	1.6564	1.5897	2.2189
Parámetros adimensionales						
Eficiencia isoentrópica	η_{SIC}	-	0.754964	0.759259	0.762119	0.765549
Eficiencia politrópica	η_{PIC}	-	0.7718	0.7754	0.7780	0.7941
Coefficiente de flujo	Φ	-	0.0311	0.0146	0.0140	0.0195
Coefficiente de trabajo politrópico	μ_p	-	0.4009	0.5625	0.5618	0.5562
Coefficiente de trabajo de entrada	μ_{sc}	-	0.0007	0.0009	0.0009	0.0009
Coefficiente de entrada de trabajo total	Ω_{hb}	-	0.7494	0.7540	0.7510	0.7044
Relación de presiones	π	-	3.25	3.26	3.21	3.84
Exponente politrópico	n	-	1.3872	1.3844	1.3828	1.2360
Exponente isoentrópico	γ	-	1.2800	1.2798	1.2798	1.1770
Factor de trabajo politrópico	f	-	1.0011	1.0009	1.0009	1.0023
Número de Mach de la máquina	Ma_m	-	0.7315	0.7293	0.7234	0.8232

En la Tabla 4.9 se presenta una comparación entre los puntos obtenidos en la evaluación de desempeño que se muestra en la sección 4.4 y el punto garantizado a condiciones de diseño, del compresor de la segunda etapa de compresión perteneciente al tren de compresión 2BCL608/N; al igual que en la Tabla 4.8, se muestran velocidades de giro del compresor, flujos de gas, condiciones de succión y de descarga, parámetros de desempeño y parámetros de desempeño adimensionales. Se muestra que, mientras la temperatura de succión a condiciones reales de operación disminuye en un 28.16 %, la presión de succión aumenta 22.78 %.

Al realizar el mismo análisis de los principales parámetros de desempeño en la primera etapa de compresión, se muestra que al comparar las condiciones de diseño contra las condiciones reales de operación, es decir, contra las condiciones de la primera prueba de desempeño, la presión de descarga disminuye 13.21 % y la relación de presiones disminuye 28.57 %, debido a que la presión de succión es mayor a condiciones reales de operación.

Se muestra que la eficiencia de compresión politrópica a condiciones de diseño es mayor 2.29 % con respecto a las condiciones de la evaluación I. Por otra parte, la eficiencia de compresión isentrópica aumenta 2.77 %. En cuanto a la cabeza politrópica y la potencia de gas, éstas disminuyen 31.2 % y 25.09 %, respectivamente.

Evaluando el impacto en la pérdida de capacidad de flujo volumétrico de gas que el compresor 2BCL608/N puede manejar actualmente con respecto a su capacidad de diseño, la relación entre el flujo volumétrico de gas real y la velocidad de giro, q/N , disminuye 8.09 %. En este caso, sí se ve afectado el flujo volumétrico estándar, pues se sufre una disminución del 2.63 %, esto se ve reflejado también en el flujo volumétrico de gas real, con una disminución de 779 ACFM que equivale a una pérdida de procesamiento de flujo volumétrico de gas del 19.51 %.

Al igual que en la Tabla 4.8, los parámetros y números adimensionales que se muestran al final de la Tabla 4.9 se calculan a partir de las ecuaciones que se muestran en el Anexo E.

Tabla 4.9. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (segunda etapa) a condiciones reales de operación

Parámetro			Evaluación			Condiciones de Diseño
			I	II	III	
Velocidad del compresor	N	(rpm)	6134	6114	6074	7007
Flujo másico	\dot{m}	lbm/hr	389622.7	379516	366931.5	369668.7
Flujo volumétrico de entrada	q	ACFM	3213	3168	3032	3992
Flujo volumétrico condiciones estándar	Q	MMPCED	133.35	129.89	125.58	136.96
Condiciones de succión						
Temperatura	T_{sc}	(°C)	35	36	34	48.72
Presión	P_{sc}	(kg/cm ² man)	29.21	28.97	29.03	23.79
Condiciones de descarga						
Temperatura	T_{dc}	(°C)	134	136	134	156
Presión	P_{dc}	(kg/cm ² man)	74.59	74.63	74.35	85.95
Parámetros de desempeño						
Potencia del gas	P_g	(hp)	9293	9163	8844	12407
Cabeza politrópica	H_p	(ft lb _f /lbm)	32823	33300	32874	47710
Relación de flujo/velocidad	q/N	ACFM/rpm	0.5237	0.5181	0.4993	0.5698
Parámetros adimensionales						
Eficiencia isoentrópica	η_{SIC}	-	0.689935	0.690740	0.683107	0.662200
Eficiencia politrópica	η_{PIC}	-	0.6950	0.6966	0.6889	0.7179
Coefficiente de flujo	Φ	-	0.0056	0.0055	0.0053	0.0061
Coefficiente de trabajo politrópico	μ_p	-	0.4450	0.4539	0.4543	0.5151
Coefficiente de trabajo de entrada	μ_{sc}	-	0.0008	0.0008	0.0009	0.0008
Coefficiente de entrada de trabajo total	Ω_{hb}	-	0.6907	0.7025	0.7111	0.8400
Relación de presiones	π	-	2.50	2.52	2.51	3.5
Exponente politrópico	n	-	1.5027	1.4995	1.5093	1.2864
Exponente isoentrópico	γ	-	1.3181	1.3171	1.3182	1.1824
Factor de trabajo politrópico	f	-	0.9988	0.9988	0.9988	1.0110
Número de Mach de la máquina	Ma_m	-	0.6804	0.6772	0.6750	0.7669

En las siguientes figuras se muestran de manera esquemática, los resultados presentados en las Tablas 4.8 y 4.9. Por ejemplo, la Figura 4.18 muestra el esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para el punto garantizado por el fabricante.

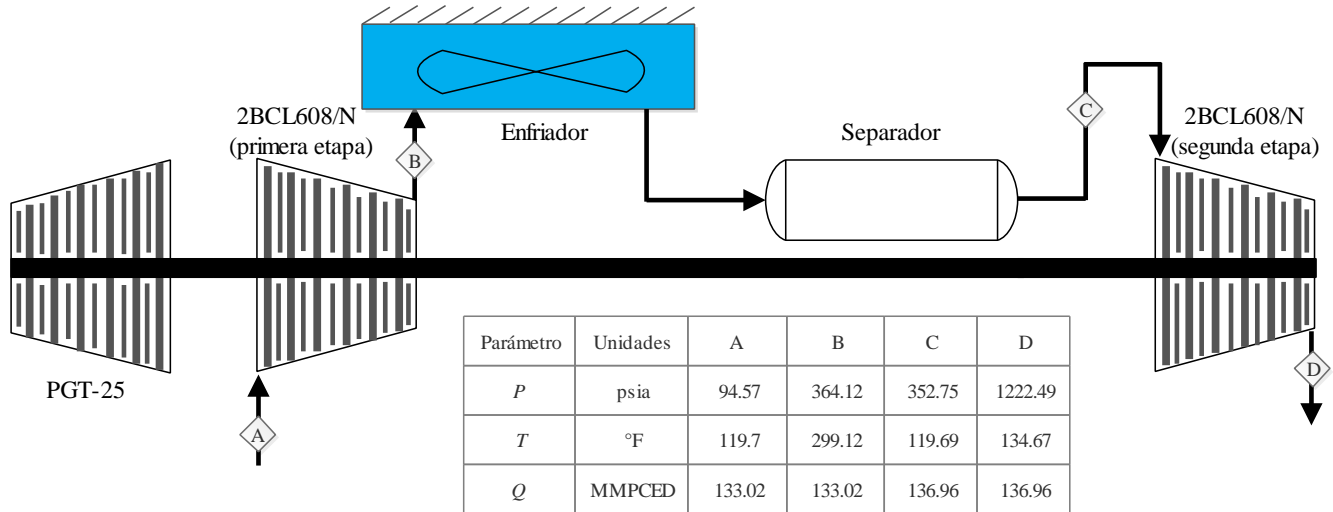


Figura 4.18. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para el punto garantizado por el fabricante.

La Figura 4.19 muestra el esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación I.

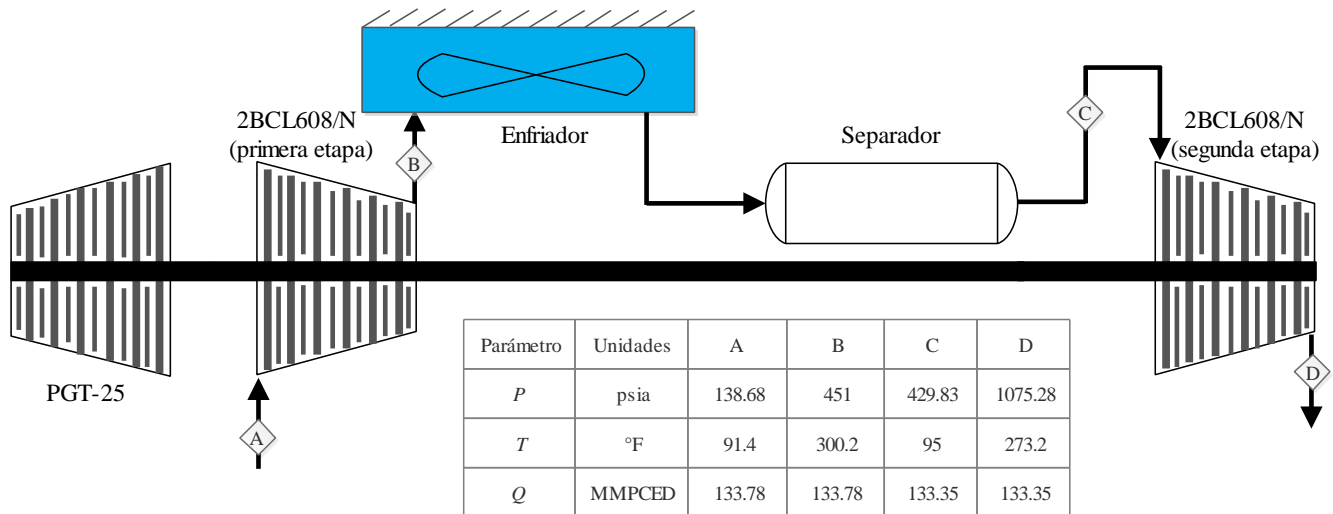


Figura 4.19. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación I.

La Figura 4.20 muestra el esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación II.

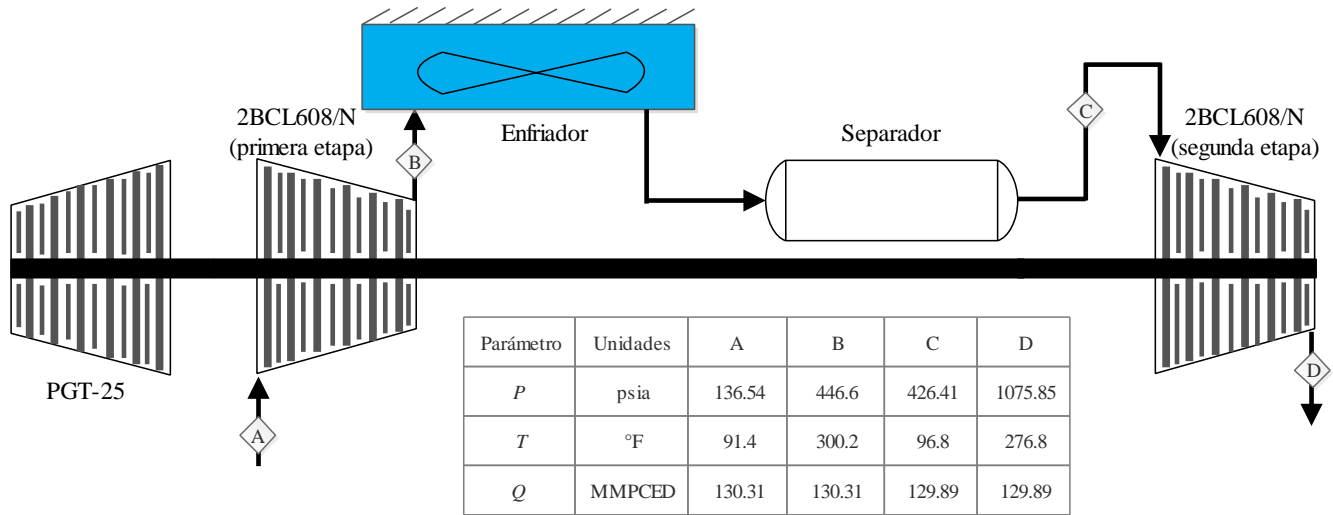


Figura 4.20. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación II.

La Figura 4.21 muestra el esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación III.

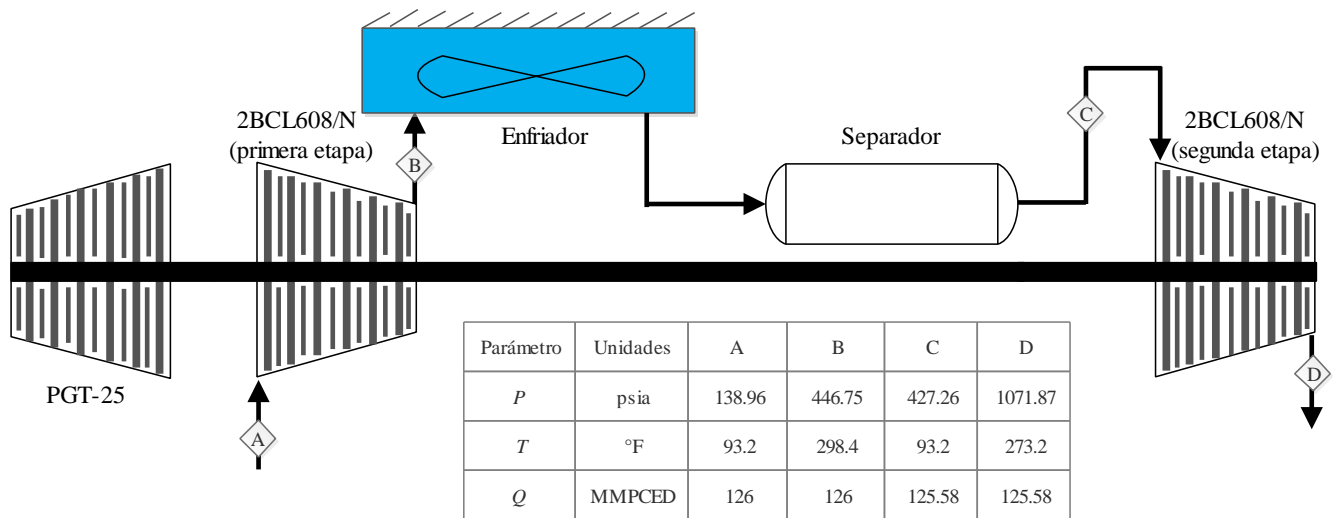


Figura 4.21. Esquema de proceso del compresor 2BCL608/N para la evaluación III.

Capítulo 5

Corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio

Debido a que en el entorno operativo de los compresores centrífugos, existen parámetros externos que afectan su operación, los mapas de desempeño que provee el fabricante no proporcionan información real sobre el comportamiento del compresor. Los cambios en la temperatura y presión en la succión del compresor y el cambio en el peso molecular del fluido de trabajo, afectan el desempeño de los compresores centrífugos. Para evaluar los efectos que los cambios de estos parámetros provocan en el desempeño real de los compresores, es decir, cuando las condiciones de succión no son las mismas que la que se tienen en el taller del fabricante, cuando la composición del gas natural no es la misma, y cuando el equipo ya no es nuevo y tiene ciertas horas de operación, de acuerdo a la metodología que se propone en el capítulo 3 es necesario primero evaluar el efecto de estos cambios sobre el compresor centrífugo considerando que el equipo aún está nuevo, es decir, primero se evalúa el desempeño de los compresores centrífugos a condiciones de diseño en sitio y posteriormente se evalúan a condiciones reales de operación.

En este capítulo se evalúa el desempeño de los compresores centrífugos a condiciones de diseño en sitio. Para realizar este paso, que pertenece a la metodología global del trabajo que se presenta en el capítulo 3, se utilizan tres métodos para corregir los mapas de operación que provee al fabricante, a condiciones de diseño en sitio. Los métodos que se utilizan son los de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse. Con el objetivo de ejemplificar la aplicación de cada uno de estos tres métodos, se desarrolla un caso práctico.

Capítulo 5 Corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio

En este caso práctico se toma un punto sobre el mapa de operación de la primera etapa de compresión que proporciona el fabricante (ver Figura 5.1), y utilizando los métodos que se describen en las siguientes tres secciones de este capítulo, se determina la presión de descarga real del compresor de baja presión. El punto que se elige para el caso práctico es el punto garantizado por el fabricante, g; este punto se encuentra a 7,007 rpm, a un flujo de gas de 15,448 ACFM, y una presión de descarga de 364.12 psia.

La Tabla 5.1 presenta la información necesaria para llevar a cabo el caso práctico. La información sobre las condiciones de diseño en sitio se extrae de la primera prueba de desempeño al compresor de baja presión reportada en el Capítulo 4. La temperatura de succión disminuye al pasar de 119.7 °F, a condiciones de diseño, a 91.4 °F, a condiciones de diseño en sitio. La presión de succión aumenta de 94.57 psia a 138.68 psia, de condiciones de diseño a condiciones de diseño en sitio, respectivamente. Por otra parte, el peso molecular a condiciones de diseño en sitio es mayor que a las condiciones de diseño, debido a que el gas natural que se utiliza a las condiciones de diseño en sitio contiene más nitrógeno que la composición que utiliza el fabricante a las condiciones de diseño. Debido a este aumento en la concentración molar de nitrógeno en el gas natural, otros parámetros como el factor de compresibilidad y la relación de calores específicos también tienen un valor mayor a condiciones de diseño en sitio. Dicho aumento en la concentración de nitrógeno en el gas natural de proceso a condiciones de diseño en sitio, se debe a la reinyección de este gas en los pozos para mantener la presión en ellos. Las composiciones de ambas mezclas de gas natural se presentan en el Anexo B.

Tabla 5.1. Condiciones de diseño del fabricante y condiciones de diseño en sitio.

Parámetro	Diseño	Diseño en sitio
Succión		
Presión (psia)	94.57	138.68
Temperatura (°F)	119.7	91.4
Factor de compresibilidad	0.9731	0.9841
Coeficiente adiabático	1.225	1.309
Peso molecular (kg/kmol)	25.1	26.54
Flujo másico (lb _m /min)	6123.273	6508.18
Descarga		
Presión (psia)	364.12	-
Temperatura (°F)	299.12	-

La Figura 5.1 muestra el mapa de operación del compresor de la primera etapa de compresión a condiciones de diseño; en este mapa se muestra la presión de descarga del compresor de baja presión en

función del flujo volumétrico de gas. Las condiciones de presión y temperatura de succión a las cuales se encuentra el mapa de operación son 94.57 psia y 119.7 °F, respectivamente. El peso molecular del fluido de trabajo que utiliza el fabricante en su taller es de 25.1 kg/kgmol. De acuerdo a la composición de gas natural manejada, que se muestra en el Anexo B, y mediante la aplicación de la ecuación de estado de Peng-Robinson, se tiene que los valores del factor de compresibilidad y del coeficiente adiabático son 0.9731 y 1.255, respectivamente. En el Anexo C se presenta un caso práctico en dónde se calcula el factor de compresibilidad del punto, g.

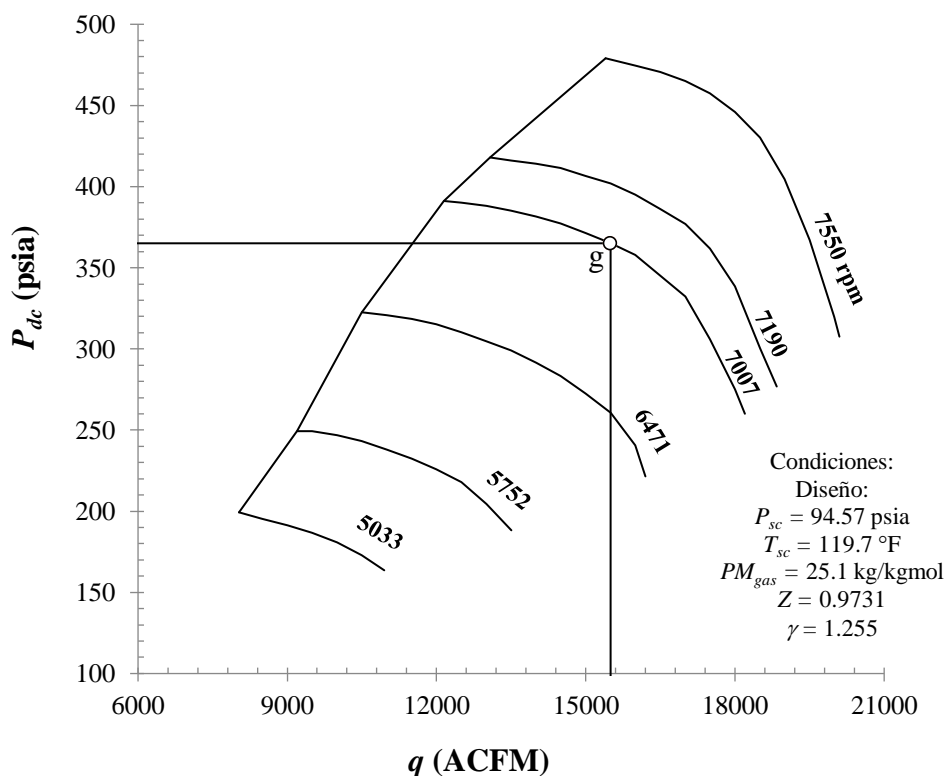


Figura 5.1. Punto garantizado sobre el mapa de operación a condiciones de diseño del fabricante (primera etapa).

Una vez que se corrige el punto del caso práctico, es decir, el punto “g” que se muestra en la Figura 5.1, se realiza el mismo procedimiento para calcular las presiones reales de descarga de los demás puntos que forman las curvas de desempeño del compresor de baja presión. Cabe resaltar que en este capítulo aún no se contempla el desgaste del equipo ni la pérdida de capacidad de procesamiento de flujo de gas, solamente se considera que el equipo está nuevo y que se tiene un cambio en sus condiciones de presión y temperatura de succión, y que el peso molecular del gas natural también sufre un cambio.

5.1 Método de Koch y Schildwachter

El objetivo de este método es analizar cómo afectan los cambios de presión y temperatura de succión, y el cambio en la composición del fluido de trabajo, sobre uno de los parámetros de desempeño más importantes en los compresores centrífugos, que es la presión de descarga del compresor, P_{dc} .

5.1.1 Corrección por peso molecular

La primera corrección debida al cambio en las condiciones de succión del compresor que se considera en esta sección, es el cambio por peso molecular. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, el peso molecular pasa de un valor de 25.1 kg/kmol, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 26.54 kg kmol, que es a las condiciones de diseño en sitio. En cuanto al coeficiente adiabático, éste pasa de 1.225 a 1.309 de condiciones de diseño a condiciones de diseño en sitio, respectivamente. De acuerdo al método de estos autores, para evaluar el efecto que tiene el cambio del peso molecular del gas natural sobre la presión de descarga del compresor, se llevan a cabo 5 pasos, estos se muestran a continuación

Paso 1. El primer paso consiste en determinar la relación de presiones a condiciones de diseño mediante la siguiente expresión

$$\pi_d = \frac{P_{dc,d}}{P_{sc,d}} \quad (5.1)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene que

$$\pi_d = \frac{364.12}{94.57} = 3.8502$$

Paso 2. El paso dos consiste en determinar el parámetro X_d , a las condiciones de diseño. Este parámetro se define como la relación de presiones elevada al factor x_d , menos uno, es decir

$$X_d = \pi_d^{x_d} - 1 \quad (5.2)$$

Sustituyendo los valores correspondientes a las condiciones de diseño

$$X_d = (3.8502)^{\frac{1.225-1}{1.225}} - 1 = 0.2809$$

Paso 3. El trabajo de compresión a condiciones de diseño se expresa como sigue

$$w_{c,d} = \left(\frac{\gamma_d}{\gamma_d - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_d} \right) T_{sc,d} (\pi_d^{x_d} - 1) \quad (5.3)$$

o bien

$$w_{c,d} = X_d \frac{R_u}{PM_d} T_{sc,d} \frac{\gamma_d}{\gamma_d - 1} \quad (5.4)$$

El trabajo de compresión considerando un cambio únicamente en el peso molecular, se expresa como sigue

$$w_{c,PM} = \left(\frac{\gamma_{ds}}{\gamma_{ds} - 1} \right) \left(\frac{R_u}{PM_{ds}} \right) T_{sc,d} (\pi_d^{x_{ds}} - 1) \quad (5.5)$$

o bien

$$w_{c,PM} = X_{PM} \frac{R_u}{PM_{ds}} T_{sc,d} \frac{\gamma_{ds}}{\gamma_{ds} - 1} \quad (5.6)$$

Haciendo el cociente del trabajo de compresión a condiciones de diseño entre el trabajo de compresión a condiciones de diseño en sitio,

$$\frac{w_{c,d}}{w_{c,PM}} = 1 = \frac{X_d \frac{R_u}{PM_d} T_{sc,d} \frac{\gamma_d}{\gamma_d - 1}}{X_{PM} \frac{R_u}{PM_{ds}} T_{sc,d} \frac{\gamma_{ds}}{\gamma_{ds} - 1}}$$

despejando el factor X_{PM} , debido al cambio por peso molecular

$$X_{PM} = X_d \left(\frac{PM_{ds}}{PM_d} \right) \left(\frac{\gamma_d}{\gamma_{ds}} \right) \left(\frac{\gamma_{ds} - 1}{\gamma_d - 1} \right) \quad (5.7)$$

Sustituyendo los valores de la Tabla 5.1 en la Ec. (5.7) se tiene que

$$X_{PM} = 0.2809 \left(\frac{26.54}{25.1} \right) \left(\frac{1.225}{1.309} \right) \left(\frac{1.309 - 1}{1.225 - 1} \right)$$

$$X_{PM} = 0.3817$$

Paso 4. Reescribiendo la Ec. (5.2) debido al cambio por peso molecular se tiene que

$$X_{PM} = \pi_{PM}^{x_{ds}} - 1$$

Despejando la relación de presiones debida a un cambio en el peso molecular, se tiene la siguiente expresión

$$\pi_{PM} = (X_{PM} + 1)^{\frac{1}{x_{ds}}} \quad (5.8)$$

Sustituyendo valores

$$\pi_{PM} = (0.3817 + 1)^{\frac{1.309}{1.309-1}} = 3.9341$$

Paso 5. Reescribiendo la Ec. (5.1) debido al cambio por peso molecular

$$\pi_{PM} = \frac{P_{dc,PM}}{P_{sc,d}}$$

Despejando la presión de descarga corregida debido al cambio por peso molecular, se tiene la siguiente expresión

$$P_{dc,PM} = \pi_{PM} P_{sc,d} \quad (5.9)$$

Sustituyendo valores

$$P_{dc,PM} = (3.9341)(94.57) = 372.05 \text{ psia}$$

5.1.2 Corrección por cambio en la presión de succión

El siguiente cambio que se considera en esta sección es el cambio por presión de succión. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, la presión de succión pasa de un valor de 95.57 psia, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 138.67 psia, que es a las condiciones de diseño en sitio. Siguiendo el método de estos autores, para evaluar el efecto que tiene el cambio de la presión de succión sobre la presión de descarga del compresor, se llevan a cabo 2 pasos, estos se muestran a continuación

Paso 1. A partir de la presión de descarga calculada con la ecuación (5.9) debido a un cambio en el peso molecular, se determina la relación de presiones debido a un cambio en el peso molecular

$$\pi_{PM} = \frac{P_{dc,PM}}{P_{sc,d}}$$

Sustituyendo valores

$$\pi_{PM} = \frac{372.05}{94.57} = 3.9341$$

Paso 2. Con la nueva presión de succión, se calcula la presión de descarga corregida debido a un cambio en la presión de succión

$$P_{dc,P} = \pi_{PM} P_{sc,ds}$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$P_{dc,P} = (3.9341)(138.68) = 545.5861 \text{ psia}$$

5.1.3 Corrección por cambio en la temperatura de succión

El tercer y último cambio que considera el método de Koch y Schildwachter se debe a la temperatura de succión. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, la temperatura de succión pasa de un valor de 119.7 °F, a las condiciones de diseño, a un valor de 91.4 °F, que corresponde a las condiciones de diseño en sitio. Continuando con la aplicación del método de estos autores, para evaluar el efecto que tiene el cambio de la temperatura de succión sobre la presión de descarga del compresor, se llevan a cabo 5 pasos que se muestran a continuación

Paso 1. A partir de la presión de descarga calculada considerando la corrección por cambio en la presión de succión, se determina la relación de presiones corregida debido al cambio por presión de succión

$$\pi_p = \frac{P_{dc,P}}{P_{sc,ds}}$$

Sustituyendo valores

$$\pi_p = \frac{545.5861}{138.68} = 3.9341$$

Paso 2. A partir de la Ec. (5.2) se calcula el factor X debido a un cambio en la presión de succión de la siguiente manera

$$X_p = \pi_p^{x_{ds}} - 1$$

Sustituyendo valores

$$X_p = (3.9341)^{\frac{1.309-1}{1.309}} - 1 = 0.3817$$

Paso 3. En este paso se realiza el mismo procedimiento que en el paso 3 de la corrección por peso molecular, pero en este caso se considera un cambio en la temperatura de succión, se calcula el factor de corrección X_T debido al cambio en la temperatura de succión mediante la siguiente expresión

$$X_T = \frac{X_p T_{sc,d}}{T_{sc,ds}} \quad (5.10)$$

Sustituyendo valores

$$X_T = 0.3817 \left(\frac{119.7 + 460}{91.4 + 460} \right) = 0.4013$$

Paso 4. A partir de la ecuación (5.2) se obtiene la expresión para X considerando un cambio en la temperatura de succión, es decir

$$X_T = \pi_T^{x_{ds}} - 1$$

Despejando la relación de presiones corregida por cambio en la temperatura de succión, se tiene que

$$\pi_T = (X_T + 1)^{\frac{1}{x_{ds}}}$$

Sustituyendo valores

$$\pi = (0.4013 + 1)^{\frac{1.309}{1.309-1}} = 4.1759$$

Paso 5. Por último, a partir de la relación de presiones corregida debido al cambio en la temperatura de succión, se calcula la presión de descarga debido a un cambio en la temperatura de succión de la siguiente manera

$$P_{dc,T} = \pi_T P_{sc,ds}$$

Sustituyendo valores

$$P_{dc,T} = (4.1759)(138.68) = 579.1167 \text{ psia}$$

La comparación de los resultados obtenidos se muestra de manera gráfica más adelante. Al ser éste el último paso del método, se tiene que la presión de descarga debido a un cambio en la temperatura de succión, es también la presión de descarga a condiciones de diseño en sitio, ya que en ésta se consideran también los cambios por presión de succión y por peso molecular.

De la misma manera que se calcula la presión de descarga al corregir el punto garantizado, “g”, a condiciones de diseño en sitio, se calculan cada uno de los puntos que conforman las curvas de operación. Los resultados de cada corrección y de las correcciones finales, y los mapas de desempeño a condiciones de diseño en sitio, se presentan más adelante de manera independiente.

La Figura 5.2 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por peso molecular utilizando el método de Koch y Schildwachter. El punto garantizado por el fabricante se representa con la letra “g” y el corregido por peso molecular con la letra “ T_{PM} ”. Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método en esta sección, punto “g”, la presión de descarga pasa de 365.074 psia, a 372.051 psia considerando un flujo constante de 15,548 ACFM, es decir, la presión de descarga se incrementa 1.911 % al existir un cambio del 5.73 % en el peso molecular del gas de proceso.

A pesar de que el fabricante utiliza la ecuación virial de estado de Benedict-Webb-Rubin para el cálculo de las propiedades del gas natural a condiciones de diseño, en este trabajo se utiliza la ecuación cúbica de estado de Peng-Robinson para determinar la relación de calores específicos a condiciones de diseño en sitio. Como se menciona anteriormente, el cambio en el peso molecular se debe al aumento en porcentaje mol del nitrógeno y, por ende, a la disminución del metano presente en la mezcla de gas natural.

El aumento en el peso molecular del gas natural no sólo representa un aumento en la presión de descarga, también aumenta la relación de calores específicos 4.3 %. A pesar de que un cambio en la composición del gas natural trae consigo un cambio en el peso molecular y en los calores específicos, en este método se considera constante el factor de compresibilidad y se considera al gas natural como un gas ideal.

De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrigen cada uno de los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por peso molecular). Se muestra que el mapa a condiciones de diseño en sitio se desplaza hacia arriba con respecto al mapa a condiciones de diseño del fabricante.

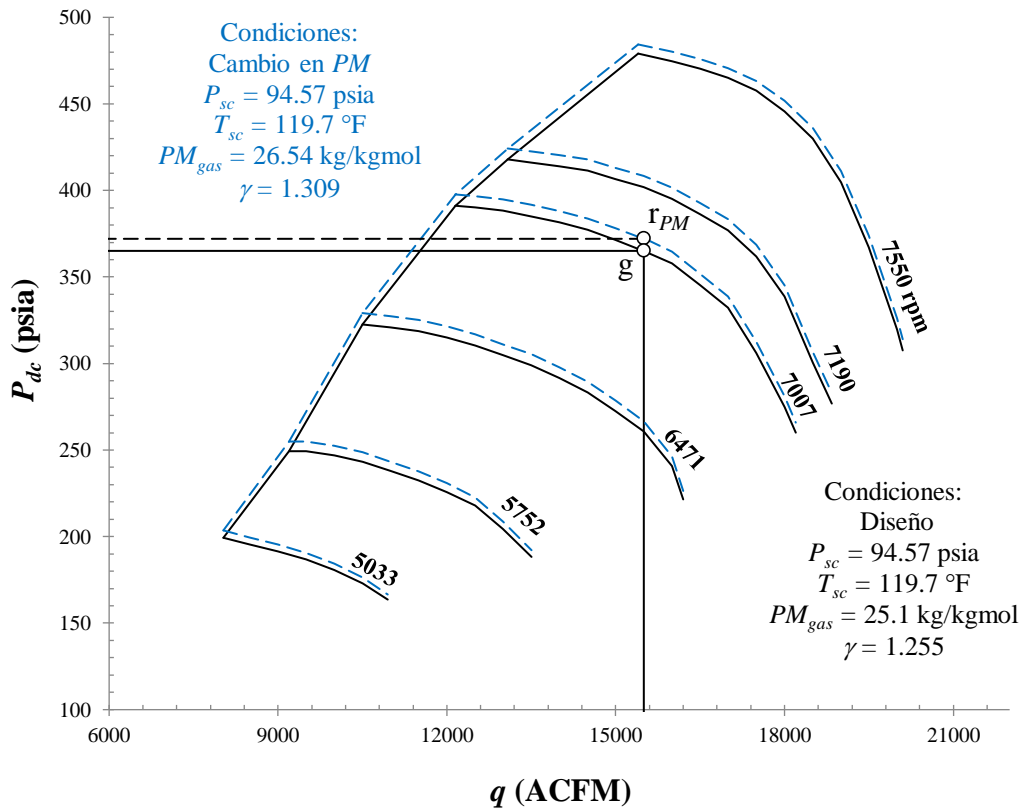


Figura 5.2. Mapa de operación de la primera etapa corregido por peso molecular (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.3 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por peso molecular utilizando el método de Koch y Schildwachter. Se muestra que, al corregir el punto garantizado, “g”, se tiene un aumento del 6 % en la presión de descarga P_{dc} cuando existe un aumento del 8.12 % en el peso molecular del gas de proceso. En el mapa de operación de la segunda etapa se muestra que a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio, el peso molecular no es igual al de la primera etapa, esto se debe a que, al comprimirse el gas natural en la primera etapa existen compuestos que se condensan y se retiran mediante un separador de fases, esto provoca que la composición del gas y el peso molecular del gas natural, no sea el mismo al entrar en la segunda etapa de compresión. Además, se muestra que la presión de descarga en la segunda etapa sufre un mayor cambio en la presión de descarga que en el mapa de la primera etapa, debido a que la diferencia entre los pesos moleculares, a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio, del compresor de alta presión es mayor que el de baja presión 2.4 %. En la segunda etapa de compresión también se utiliza la ecuación de estado de Peng-Robinson para determinar la relación de calores específicos del gas natural a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio; se muestra que el valor de la relación de calores específicos aumenta al pasar de condiciones de diseño a

condiciones de diseño en sitio 4.66 %. Para la segunda etapa de compresión también se considera al gas natural como un gas ideal, pues el factor de compresibilidad para la mezcla a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio, es uno. De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrigen cada uno de los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por peso molecular).

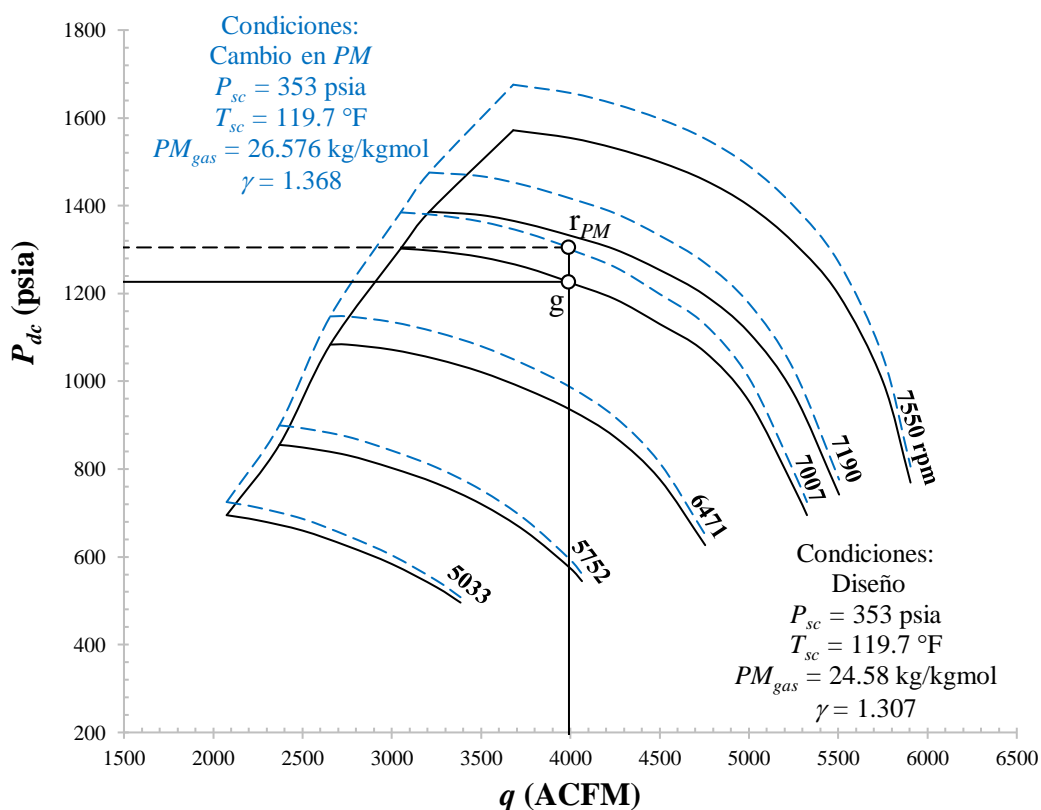


Figura 5.3. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por peso molecular (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.4 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por presión de succión utilizando el método de Koch y Schildwachter. El punto corregido por peso molecular se representa en el mapa con la letra “ r_{PM} ” y el corregido por presión de succión con la letra “ r_P ”. Para el punto en el mapa de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método en esta sección, el valor de la presión de descarga pasa de 372.051 psia, a 545.1 psia considerando un flujo constante de 15,548 ACFM, sufriendo un aumento del 46.13 % al corregir el punto “ r_{PM} ” debido a un cambio en la presión de succión del compresor. El cambio en la presión de succión se debe principalmente al cambio en las condiciones a las que opera

el compresor, ya que las condiciones del fabricante no son las mismas que a las que se encuentra operando el compresor en plataforma marina; sin embargo, este cambio en la presión de succión del compresor también se puede dar debido a caídas de presión en los ductos antes de la succión del compresor, tal y como se describe en la sección 1.4 de esta tesis. Por otra parte, se muestra que el cambio por presión de succión representa un mayor cambio en la presión de descarga comparado con un cambio por peso molecular, esto se debe a que, el peso molecular del gas de proceso no cambia demasiado pues tanto el fabricante como el usuario actual utilizan gas natural como fluido de trabajo, mientras que las condiciones de presión reales de operación sí llegan a diferir bastante con respecto a las condiciones que tiene el fabricante en su taller. De la misma forma que se corrige el punto “ r_{PM} ” para el mapa de la primera etapa de compresión, se corrigen todos los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (corregido por peso molecular), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por presión de succión).

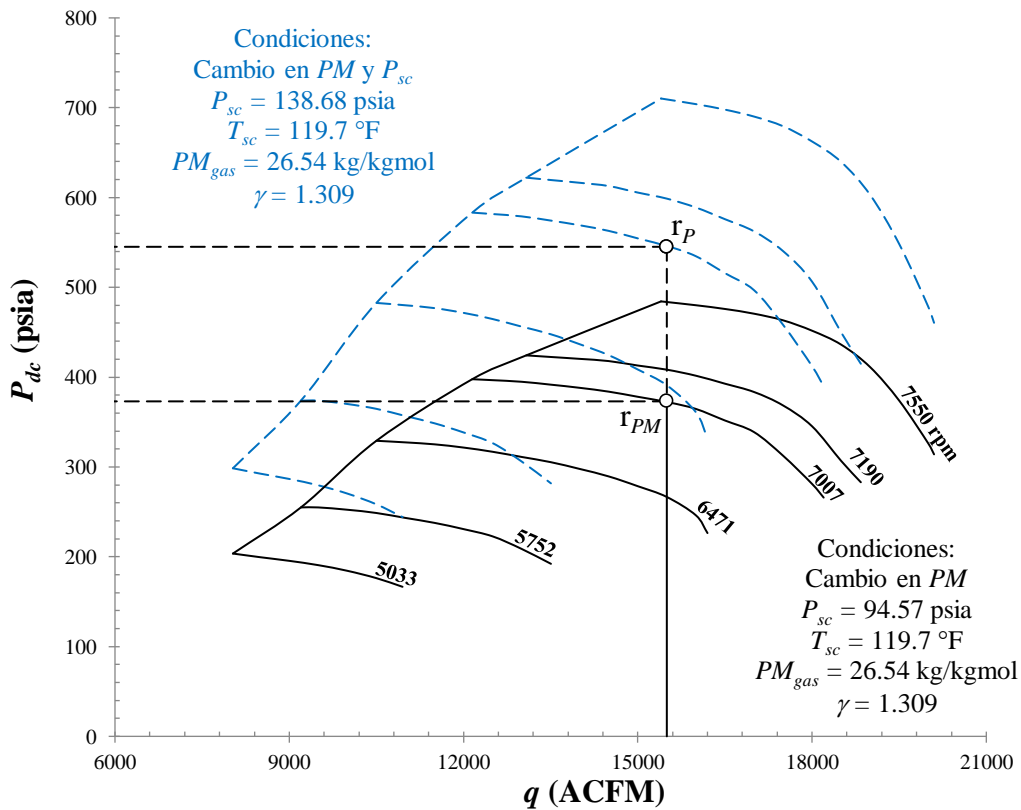


Figura 5.4. Mapa de operación de la primera etapa corregido por presión de succión (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.5 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por presión de succión utilizando el método de Koch y Schildwachter. Al corregir por presión de succión el punto garantizado del mapa de la segunda etapa, se tiene un aumento del 28.72 % en la presión de descarga, P_{dc} . En este caso se muestra que, al corregir el mapa de la primera etapa por presión de succión, éste sufre un mayor cambio en la presión de descarga que el mapa de la segunda etapa, esto a pesar de que en el mapa de la segunda etapa, la diferencia de presiones entre el mapa corregido por presión de succión y el corregido por peso molecular, es mayor por 227.33 psia. De la misma forma que se corrige el punto “ r_{PM} ” para el mapa de la segunda etapa de compresión, se corrigen todos los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (corregido por peso molecular), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por presión de succión). Se muestra que, al igual que sucede al corregir el mapa por un cambio en el peso molecular del fluido, también se desplaza todo el mapa hacia arriba.

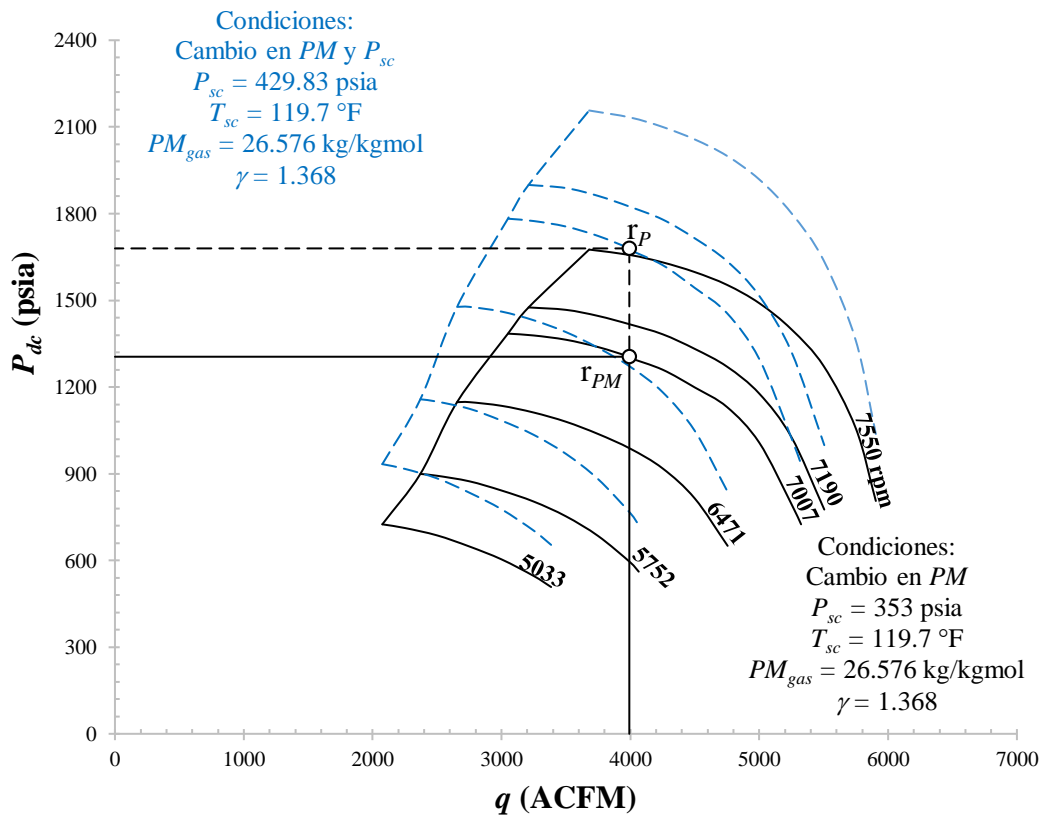


Figura 5.5. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por presión de succión (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.6 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por temperatura de succión utilizando el método de Koch y Schildwachter. El punto corregido por presión de succión se representa con la letra “ r_P ” y el corregido por temperatura de succión con la letra “ r_T ”. Para el punto de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método en esta sección, se tiene que el valor de la presión de descarga pasa de 545.1 psia, a 578.6 psia para un flujo de 15,548 ACFM, sufriendo un aumento de 6.14 % al corregirlo por temperatura de succión, punto “ r_T ”. Al igual que sucede con el cambio en la presión de succión, el cambio por temperatura de succión se debe principalmente al cambio en las condiciones a las que opera el compresor, ya que las condiciones del fabricante no son las mismas que a las que se encuentra operando el compresor en plataforma marina. De la misma forma que se corrige el punto “ r_P ” para el mapa de la primera etapa de compresión, se corrigen todos los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (corregido por presión de succión), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por temperatura de succión).

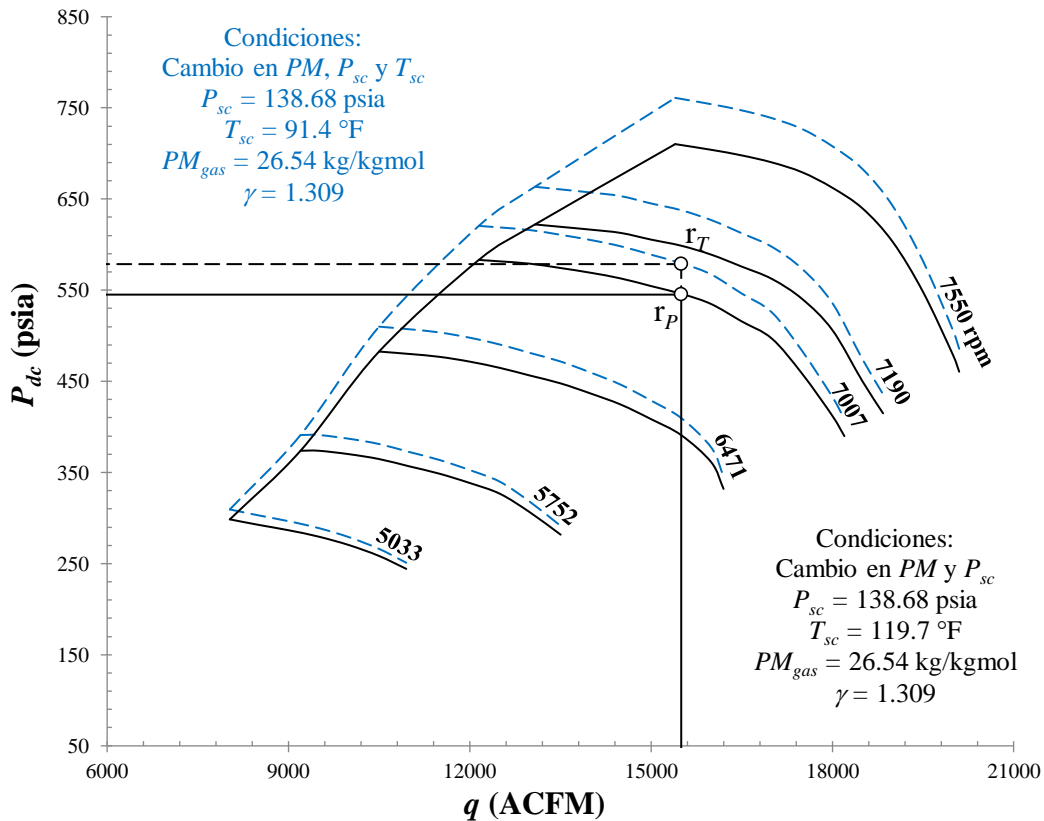


Figura 5.6. Mapa de operación de la primera etapa corregido por temperatura de succión (Koch y Schildwachter).

Las Figura 5.7 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por temperatura de succión utilizando el método de Koch y Schildwachter. El punto corregido por presión de succión se representa con la letra “ r_p ” y el corregido por temperatura de succión con la letra “ r_T ”. Al corregir el punto, “ r_p ” del mapa de la segunda etapa por temperatura de succión, se tiene un aumento del 3 % en la presión de descarga, P_{dc} . En este caso se muestra que, al corregir el mapa de la primera etapa por temperatura de succión, éste sufre un cambio mayor en la presión de descarga que el mapa de la segunda etapa. También se muestra que, a diferencia del cambio por presión de succión, el cambio por temperatura de succión no afecta tanto a la presión de descarga, debido a que la diferencia entre las presiones de succión a las condiciones de diseño y de diseño en sitio, son mayores las de la temperatura de succión. De la misma forma que se corrige el punto “ r_p ” para el mapa de la segunda etapa de compresión, se corrigen todos los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (corregido por presión de succión), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido por temperatura de succión)

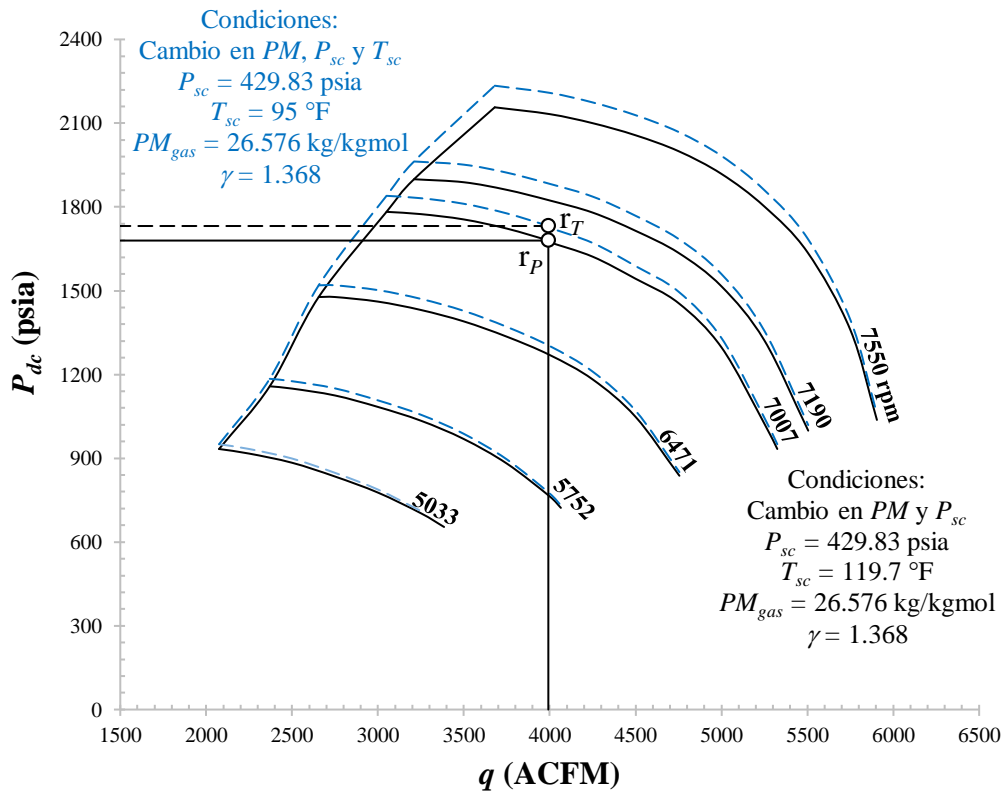


Figura 5.7. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por temperatura de succión (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.8 muestra el mapa de operación de la primera etapa de compresión corregido a condiciones de diseño en sitio utilizando el método de Koch y Schildwachter. En este mapa el punto garantizado por el fabricante se representa con la letra “g” y el corregido a condiciones de diseño en sitio con la letra “ $r_{PM,P,T}$ ”. Este último punto representa las condiciones de presión y temperatura de succión, así como del peso molecular, a las que se tiene realmente operando el compresor en plataforma.

Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, que se utiliza para ejemplificar el método en esta sección, la presión de descarga pasa de 365.074 psia, a 578.6 psia considerando un flujo volumétrico de gas constante de 15,548 ACFM. Esto quiere decir que la presión de descarga sufre un aumento de 58.48 %. Se muestra que este cambio en la presión de descarga se debe a que el peso molecular y la presión de succión sufren un aumento del 5.73 % y 46.64 %, respectivamente, mientras que la temperatura de succión disminuye 23.64 %, todo esto con respecto a las condiciones de diseño. De los tres cambios considerados en el método de Koch y Schildwachter, el que más afecta a la presión de descarga es el cambio por presión de succión, ya que existe una mayor diferencia entre sus valores a condiciones de diseño y condiciones de diseño en sitio, 46 %.

Se muestra que, el cambio en las condiciones de presión y temperatura de succión del compresor se debe principalmente a que las condiciones de operación en las plataformas marinas son muy diferentes a las condiciones a las que opera el compresor el fabricante en su taller. Por otra parte, el cambio en la composición del gas natural y, por ende, el cambio del peso molecular y la relación de calores específicos del gas, se debe a la reinyección de nitrógeno en los pozos para mantener la presión del gas en ellos, y así continuar con la extracción del hidrocarburo. Esto afecta la composición del gas natural a condiciones de diseño en sitio disminuyendo el porcentaje mol del metano.

De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrigen cada uno de los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido peso molecular, presión de succión y temperatura de succión).

Cabe mencionar que el orden en que se realizaron las correcciones no influye en el resultado final de las presiones de descarga. Debido a que, si bien es cierto que las ecuaciones son no lineales, en cada cambio se toma como base la ecuación de la cabeza isoentrópica, lo que provoca que la relación de presiones total se mantenga constante y, por lo tanto, que el resultado final sea el mismo independientemente de qué cambio se elija primero.

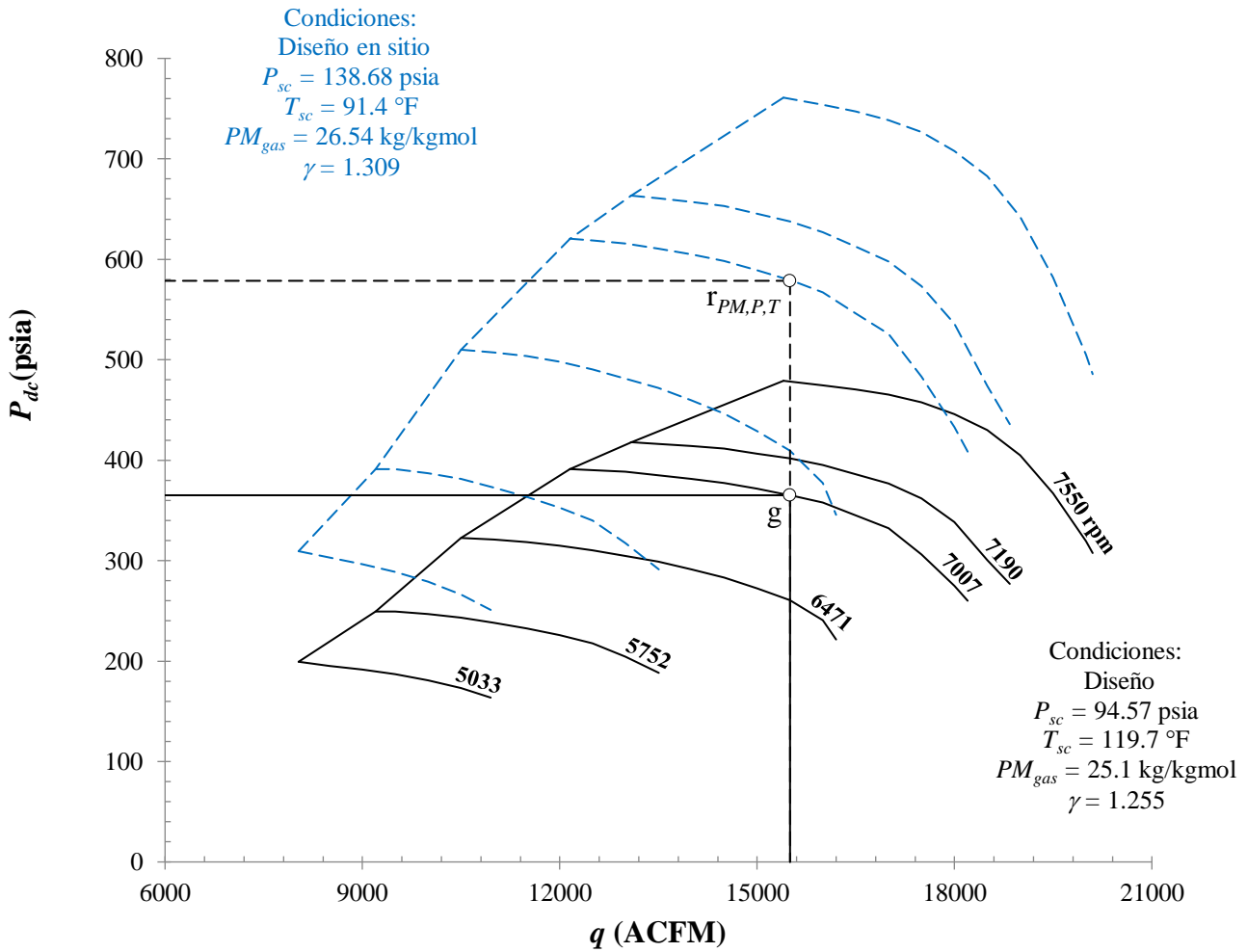


Figura 5.8. Mapa de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Koch y Schildwachter).

La Figura 5.9 muestra el mapa de operación de la segunda etapa de compresión corregido a condiciones de diseño en sitio utilizando el método de Koch y Schildwachter, donde el punto garantizado se representa con la letra “g” y el corregido a condiciones de diseño en sitio con la letra “ $r_{PM,P,T}$ ”. Para el punto garantizado correspondiente al mapa de la segunda etapa, se tiene que para un flujo volumétrico de gas constante de 3,992 ACFM, el valor de la presión de descarga pasa de 1226.5 psia, a 1731.8 psia, sufriendo un aumento de 41.19 % al existir un aumento del peso molecular y de la presión de succión del 8.12 % y 21.76 %, respectivamente, y considerando una disminución del 20.63 % en la temperatura de succión, todo esto con respecto a las condiciones de diseño.

Se muestra que, a pesar de que en la segunda etapa de compresión los cambios en las condiciones de operación provocan un mayor aumento en la presión de descarga, de 505.3 psia, en porcentaje es la presión de descarga del compresor de baja presión la que más se ve afectada, con un aumento del 36.9 %.

De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrige el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas discontinuas color azul (corregido peso molecular, presión de succión y temperatura de succión). A pesar de que la diferencia de presiones entre los mapas corregidos a condiciones de diseño en sitio y los mapas a condiciones de diseño, es mayor en la segunda etapa, en porcentaje, la mayor diferencia se encuentra en la corrección realizada al mapa de la primera etapa.

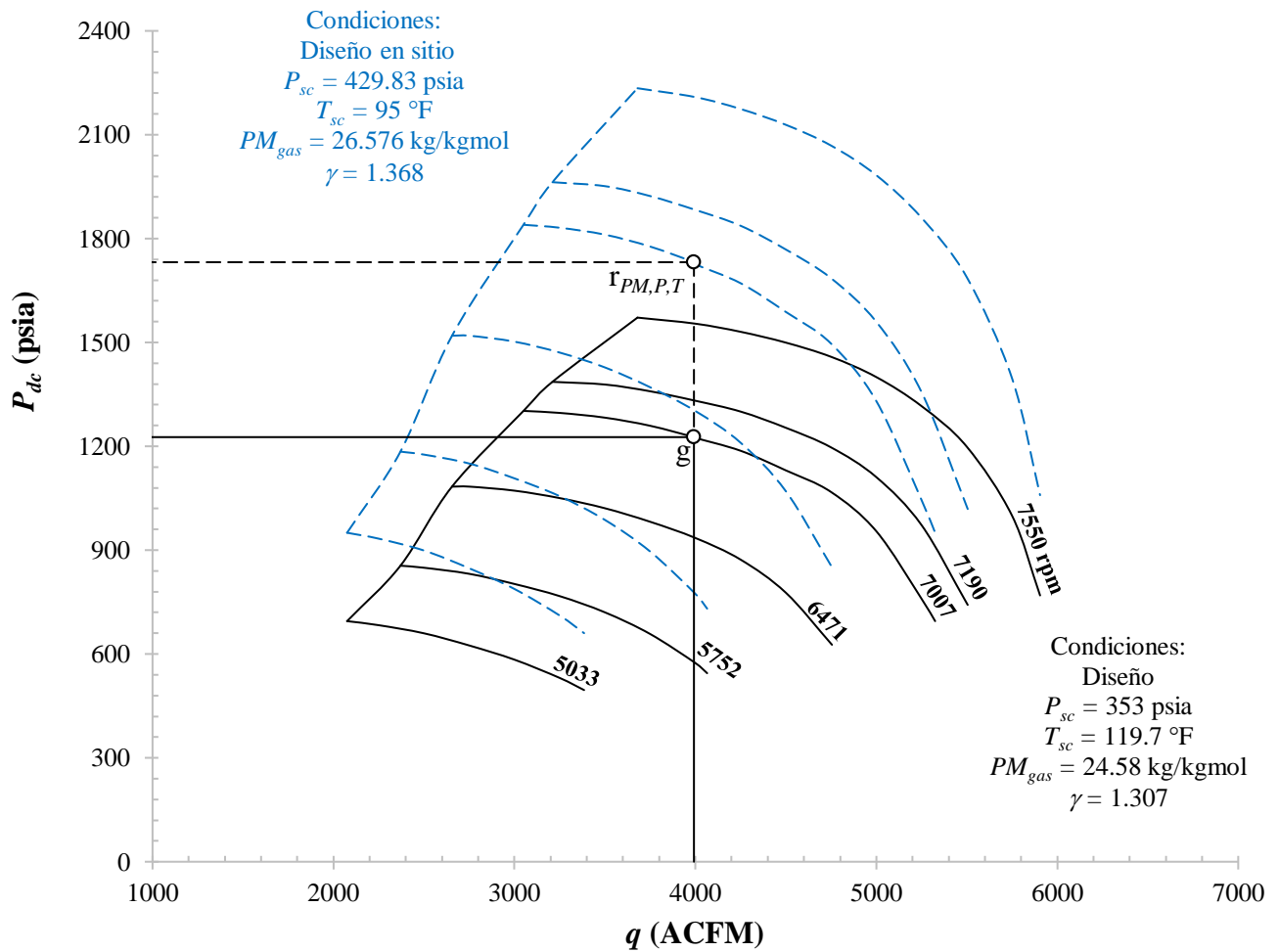


Figura 5.9. Mapa de operación de la segunda etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Koch y Schildwachter).

5.2 Método de Lapina

Al igual que en el método de Koch y Schildwachter, el objetivo del método de Lapina es analizar cómo afectan los cambios de presión y temperatura de succión, y el cambio en la composición del fluido de trabajo sobre la presión de descarga del compresor. Al igual que con el método de Koch y Schildwachter, se toma el punto garantizado, g , que se muestra en la Figura 5.1 y cuyos datos se presentan en la Tabla 5.1, y se corrige debido al cambio en el peso molecular, y presión y temperatura de succión.

Debido a que la relación de presiones y , por lo tanto, la presión de descarga están directamente relacionadas con la cabeza isoentrópica Lapina, al igual que Koch y Schildwachter, también utiliza la ecuación de la cabeza isoentrópica, Ec. (1.10), como base para su método, ésta se expresa de la siguiente manera para las unidades del sistema inglés

$$H_s = Z \frac{1.545}{PM} T_{sc} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) (\pi^x - 1) \quad (1.10)$$

A diferencia del método de Koch y Schildwachter, Lapina sí contempla el factor de compresibilidad, Z , en la expresión de la cabeza isoentrópica. A pesar de que la expresión de la cabeza isoentrópica se obtiene bajo la consideración de que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal, el término, Z , se incluye con el objetivo de corregir el error que dicha suposición trae consigo.

5.2.1 Cambio por peso molecular

La primera corrección debida al cambio en las condiciones de succión del compresor que se considera en esta sección, es el cambio por peso molecular. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, el peso molecular pasa de un valor de 25.1 kg/kmol, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 26.54 kg kmol, que es a las condiciones de diseño en sitio. En cuanto al factor de compresibilidad y al coeficiente adiabático, estos pasan de 0.9731 a 0.9841, y de 1.225 a 1.309, de condiciones de diseño a condiciones de diseño en sitio, respectivamente. De acuerdo al método de este autor, para evaluar el efecto que tiene el cambio del peso molecular del gas natural sobre la presión de descarga del compresor, se realiza lo siguiente

Si se reescribe la expresión (1.10) a condiciones de diseño, se tiene que

$$H_{s,d} = Z_d \frac{1.545}{PM_d} T_{sc} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)_d (\pi_d^{x_d} - 1) \quad (5.11)$$

donde

$$x_d = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)_d$$

Considerando un cambio únicamente en la composición del gas natural que trae consigo un cambio en el factor de compresibilidad y en la relación de calores específicos, la expresión (1.10) se puede reescribir de la siguiente manera

$$H_{s,PM} = Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,d} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_{ds} \left(\pi_{PM}^{x_{ds}} - 1 \right) \quad (5.12)$$

Donde

$$x_{ds} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)_{ds}$$

Si se considera que la relación entre la cabeza isoentrópica a condiciones de diseño y la cabeza isoentrópica considerando un cambio en la composición del gas de proceso es igual a uno, entonces se tiene la siguiente expresión

$$\frac{H_{s,PM}}{H_{s,d}} = 1 = \frac{Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,d} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_{ds} \left(\pi_{PM}^{x_{ds}} - 1 \right)}{Z_d \frac{1.545}{PM_d} T_{sc} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_d \left(\pi_d^{x_d} - 1 \right)} \quad (5.13)$$

Como lo que se quiere evaluar en este paso es el efecto que tiene el cambio en la composición del gas natural sobre la presión de descarga, se despeja la relación de presiones debida al cambio en el peso molecular, π_{PM} , de la siguiente manera

$$\pi_{PM} = \left[\frac{Z_d PM_{ds}}{Z_{ds} PM_d} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)_d \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)_{ds} \left(\pi_d^{x_d} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{1}{x_{ds}}} \quad (5.14)$$

Utilizando la ecuación (5.14), y sustituyendo los valores correspondientes, se tiene la siguiente relación de presiones corregida debido a un cambio en el peso molecular del fluido

$$\pi_{PM} = \left[\frac{(0.9731)(26.54)}{(0.9841)(25.1)} \left(\frac{1.225}{1.225-1} \right) \left(\frac{1.309-1}{1.309} \right) (3.846^{0.183} - 1) + 1 \right]^{\frac{1}{0.236}}$$

$$\pi_{PM} = 3.8795$$

Por lo tanto, la presión de descarga corregida debido a un cambio en la composición del gas natural, o bien, un cambio en el peso molecular del fluido es

$$P_{dc,PM} = \pi_{PM} P_{sc,d}$$

$$P_{dc,PM} = (3.8795)94.57 = 366.88 \text{ psia}$$

5.2.2 Cambio por presión de succión

El segundo cambio que se considera en el método de Lapina es el cambio por presión de succión. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, la presión de succión pasa de un valor de 95.57 psia, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 138.67 psia, que es a las condiciones de diseño en sitio. Siguiendo el método de Lapina, para evaluar el efecto que tiene este cambio sobre la presión de descarga del compresor, se realiza lo siguiente

Se obtiene la presión de descarga corregida debido al cambio en la presión de succión, utilizando la relación de presiones corregida debido al cambio en el peso molecular del gas, de la siguiente manera

$$P_{dc,P} = \pi_{PM} P_{sc,ds} \quad (5.15)$$

Sustituyendo valores en (5.15) se tiene que la presión de descarga corregida debido a un cambio en la presión de succión es

$$P_{dc,P} = (3.8795)(138.68) = 538.01 \text{ psia}$$

5.2.3 Cambio por temperatura de succión

Finalmente, la tercera corrección que considera el método de Lapina se debe a un cambio en la temperatura de succión del compresor. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, la temperatura de succión pasa de un valor de 119.7 °F, a las condiciones de diseño, a un valor de 91.4 °F, que corresponde a las condiciones de diseño en sitio. De acuerdo al método de este autor, para evaluar el efecto que tiene el cambio de la temperatura de succión sobre la presión de descarga del compresor, se realiza lo siguiente

Si se quiere expresar la cabeza isoentrópica considerando las dos correcciones hechas hasta este punto se tiene que

$$H_{s,PM,P} = Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,d} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)_{ds} \left(\pi_P^{x_{ds}} - 1 \right) \quad (5.16)$$

Ahora, considerando un cambio en la temperatura de succión del compresor, la expresión (5.16) se puede reescribir de la siguiente manera

$$H_{s,T} = Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,ds} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)_{ds} \left(\pi_T^{x_{ds}} - 1 \right) \quad (5.17)$$

Si se considera que la relación entre la cabeza isoentrópica considerando los cambios por peso molecular y presión de succión, Ec. (5.16), y la cabeza isoentrópica considerando también un cambio en la temperatura de succión, es igual a uno, entonces se tiene la siguiente expresión

$$\frac{H_{s,PM,P}}{H_{s,PM,P,T}} = 1 = \frac{Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,d} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)_{ds} \left(\pi_P^{x_{ds}} - 1 \right)}{Z_{ds} \frac{1.545}{PM_{ds}} T_{sc,ds} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right)_{ds} \left(\pi_T^{x_{ds}} - 1 \right)} \quad (5.18)$$

De la misma manera que se hace en la corrección de la presión de descarga debido a un cambio en el peso molecular de la mezcla, en este paso también se despeja la relación de presiones, pero ahora, esta relación de presiones es el resultado de un cambio en la temperatura de succión del compresor

$$\pi_T = \left\{ \frac{T_{sc,d}}{T_{sc,ds}} \left[\left(\frac{P_{dc,P}}{P_{sc,ds}} \right)^{x_{ds}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{1}{x_{ds}}} \quad (5.19)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene que la relación de presiones corregida debido a un cambio en la temperatura de succión del compresor es

$$\pi_T = \left\{ \frac{119.7 + 460}{91.4 + 460} \left[(3.8795)^{\frac{1.309-1}{1.309}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{1.309}{1.309-1}}$$

$$\pi_T = 4.1159$$

Entonces, la presión de descarga corregida debido a un cambio en la temperatura de succión es

$$P_{sc,d} = \pi_T P_{sc,ds}$$
$$P_{dc,T} = 4.1159(138.68) = 570.8062 \text{ psia}$$

De la misma manera que se calcula la presión de descarga al corregir el punto garantizado, “g”, a condiciones de diseño en sitio, se calculan cada uno de los puntos que conforman el mapa de operación. Los resultados de cada corrección y de las correcciones finales, es decir, los mapas de operación de ambas etapas a condiciones de diseño en sitio se presentan más adelante.

La Figura 5.10 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por peso molecular utilizando el método de Lapina. El punto garantizado por el fabricante se representa con la letra “g” y el corregido por peso molecular con la letra “ r_{PM} ”. Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método de este autor, la presión de descarga pasa de un valor de 365.074 psia, a 367.2 psia para un flujo volumétrico de gas constante de 15,548 ACFM, es decir, sufre un aumento de 0.58 % al corregirlo por peso molecular, punto “ r_{PM} ”.

En comparación con el método de Koch y Schildwachter, que registra un aumento de casi 2 % al aumentar el peso molecular y la relación de calores específicos en 5.73 % y 4.3 %, respectivamente, se muestra que utilizando el método de Lapina, este aumento es de tan sólo 0.58 %. Esta diferencia se debe a que el método de Koch y Schildwachter consideran al gas natural como un gas ideal, mientras que el método de Lapina considera al fluido de trabajo como un gas real, al incluir dentro de su procedimiento de corrección al factor de compresibilidad, Z . La razón de que la presión aumente tan sólo 2.126 psia se debe a que, a pesar de que a dichas condiciones de presión y temperatura el factor de compresibilidad del fluido de trabajo es muy cercano a uno, aún existe una diferencia de 1.1 % que tiene que ser considerada.

Tal y como se explica en la sección anterior de este capítulo, la razón principal por la que cambia el peso molecular del fluido de trabajo, se debe al aumento de la concentración de nitrógeno y la disminución en porcentaje mol del metano, presentes en el gas natural.

De la misma manera que se corrige el punto “g” para el mapa de la primera etapa de compresión, se corrige cada uno de los puntos que conforman el mapa, líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por peso molecular). En este caso se muestra que, al corregir el mapa de la primera etapa por peso molecular, éste se desplaza hacia arriba.

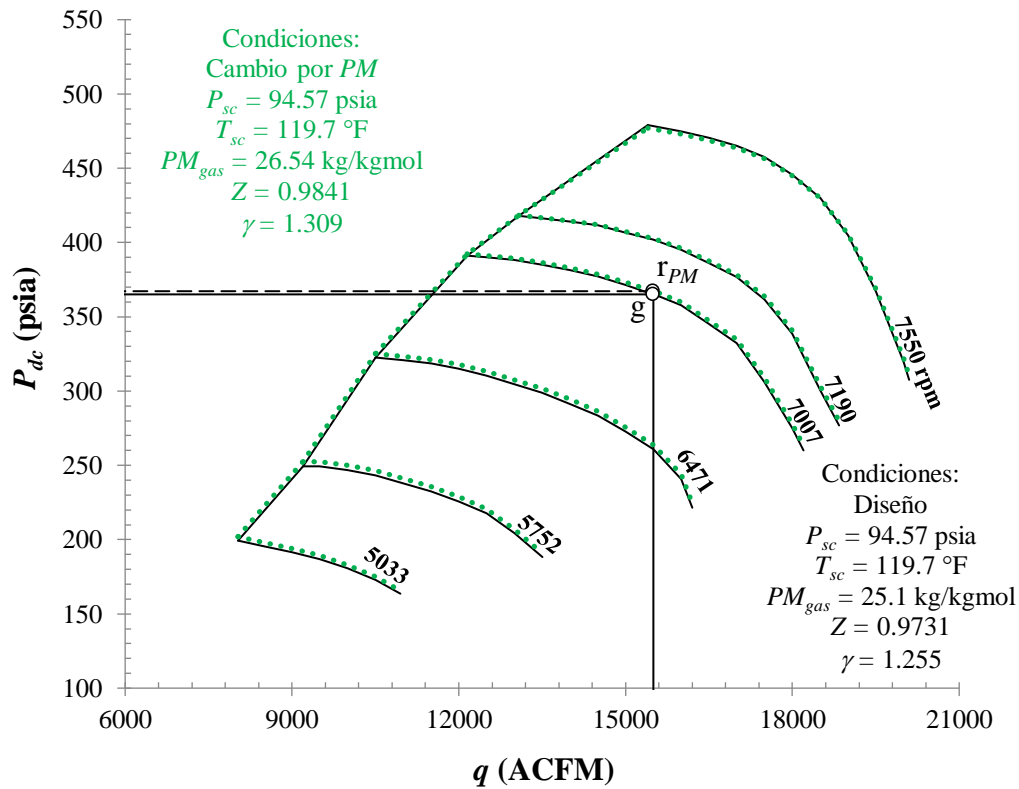


Figura 5.10. Mapa de operación de la primera etapa corregido por peso molecular (Lapina).

La Figura 5.11 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por peso molecular utilizando el método de Lapina. El punto garantizado por el fabricante se representa con la letra “g” y el corregido por peso molecular con la letra “ r_{PM} ”. Al corregir el punto garantizado del mapa de la segunda etapa por peso molecular, se tiene un aumento del 0.50 % en la presión de descarga P_{dc} . A pesar de que en porcentaje el aumento de la presión de descarga de ambas etapas de compresión, debido a un cambio en el peso molecular sea similar, físicamente aumenta más la presión de descarga en la segunda etapa, 6.22 psia. Esto se debe a que a las condiciones de presión y temperatura a las que opera el compresor de alta presión, el valor del factor de compresibilidad se aleja más del valor de uno, comparado con la etapa de baja presión. De la misma forma que se corrige el punto “g” para el mapa de la segunda etapa de compresión, se corrige cada uno de los puntos que conforman el mapa, líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por peso molecular). En este caso se muestra que, al corregir el mapa de la segunda etapa por peso molecular, éste sufre un mayor cambio en la presión de descarga que el mapa de la primera etapa.

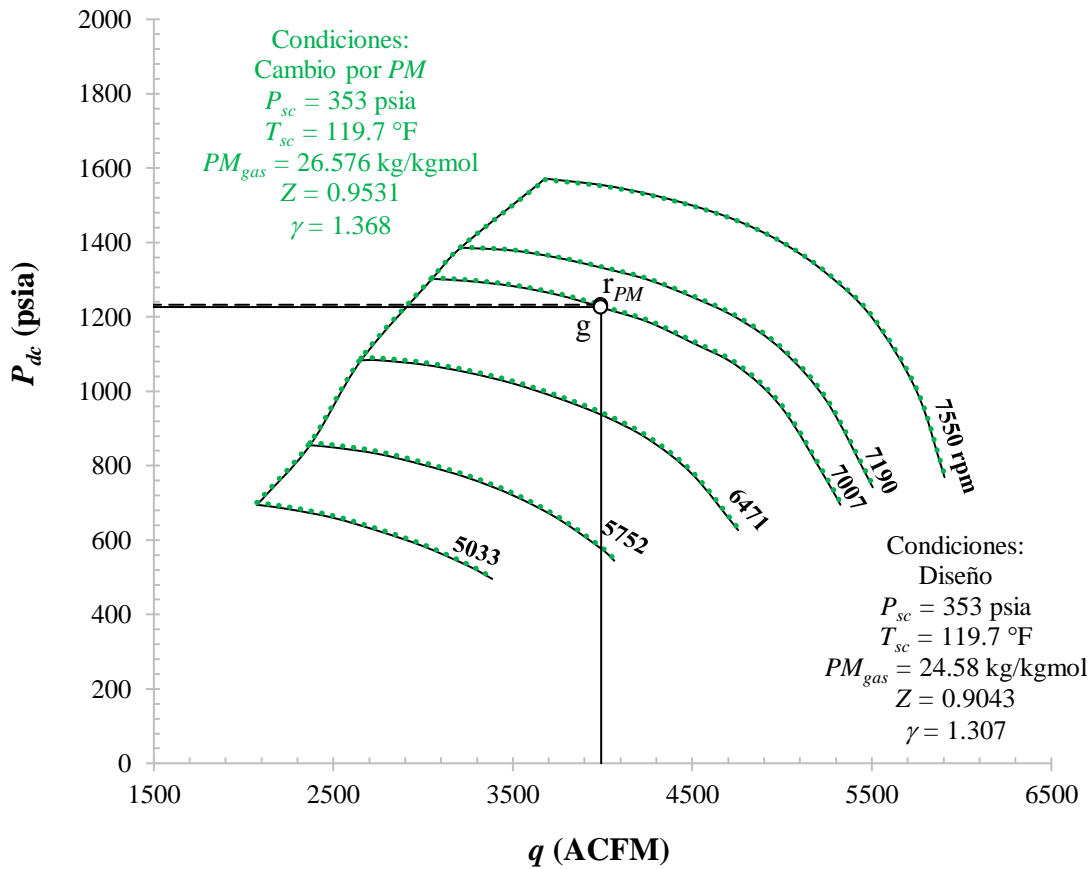


Figura 5.11. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por peso molecular (Lapina).

La Figura 5.12 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por presión de succión utilizando el método de Lapina. El punto corregido por peso molecular se representa con la letra “ r_{PM} ” y el corregido por presión de succión con la letra “ r_P ”. Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método en esta sección, la presión de descarga pasa de 367.2 psia, a 538.01 psia para un flujo de 15,548 ACFM, es decir, sufre un aumento de 46.5 % al corregirlo por presión de succión, punto “ r_P ”. Se muestra que, para la primera etapa, el cambio por peso molecular representa un aumento mayor en la presión de descarga que al corregir el mismo punto por cambio en peso molecular. También se muestra que, con el método de Koch y Schildwachter la presión de descarga aumenta físicamente más que con el método de Lapina. De la misma forma que se corrige el punto “ r_{PM} ” para el mapa de la primera etapa, se corrigen todos los puntos que conforman a las curvas de desempeño, líneas continuas de color negro (corregidos por peso molecular), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por presión de succión).

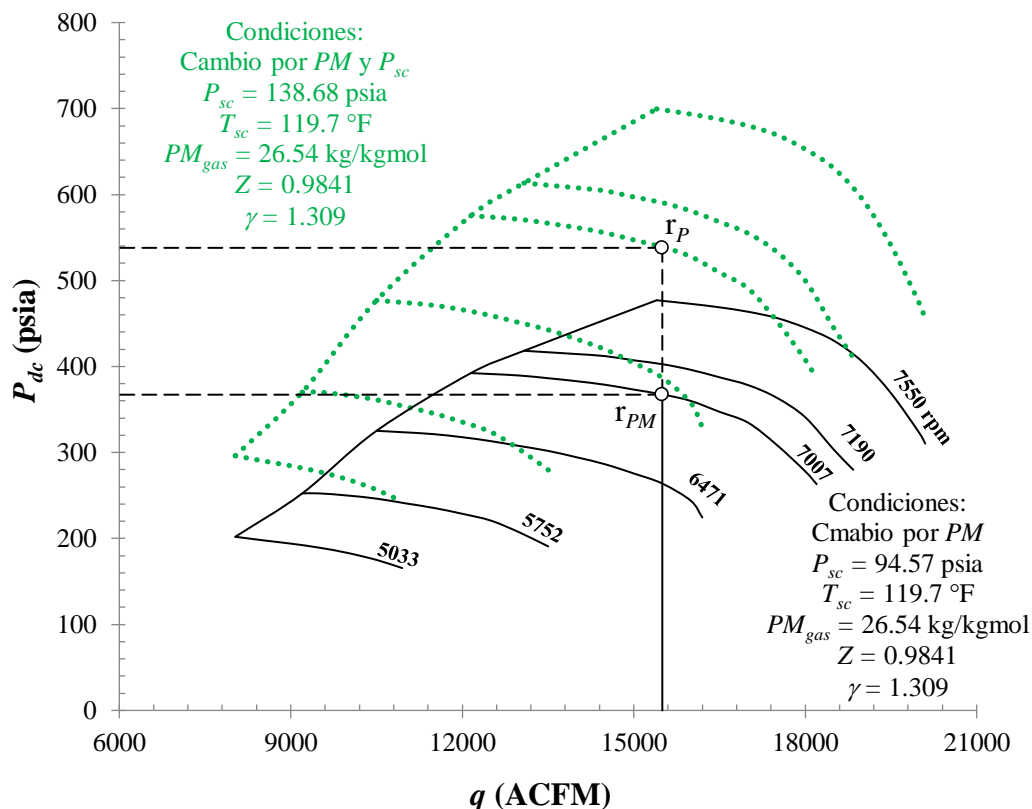


Figura 5.12. Mapa de operación de la primera etapa corregido por presión de succión (Lapina).

La Figura 5.13 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por presión de succión utilizando el método de Lapina. El punto corregido por peso molecular se representa con la letra “ r_{PM} ” y el corregido por presión de succión con la letra “ r_P ”. Al corregir el punto garantizado del mapa de la segunda etapa por presión de succión, se tiene un aumento del 28.72 % en la presión de descarga P_{dc} . Comparando la etapa de baja presión con la de alta presión, se tiene que existe un mayor porcentaje de aumento en la presión de descarga en la primera etapa, 46.5 %, aunque físicamente la presión de descarga aumenta más en la etapa de alta presión, pues se incrementa 354.1 psia, y en la de baja presión sólo 170 psia. Esto se debe al rango de presiones que se maneja en el compresor de alta presión. Comparando el mapa de la segunda etapa con respecto a su equivalente en el método de Koch y Schildwachter, sucede lo mismo que con el mapa de la primera etapa. De la misma forma que se corrige el punto “ r_{PM} ” para el mapa de la segunda etapa, se corrigen todos los puntos que conforman todas las curvas de desempeño, líneas continuas de color negro (corregido por peso molecular), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por presión de succión).

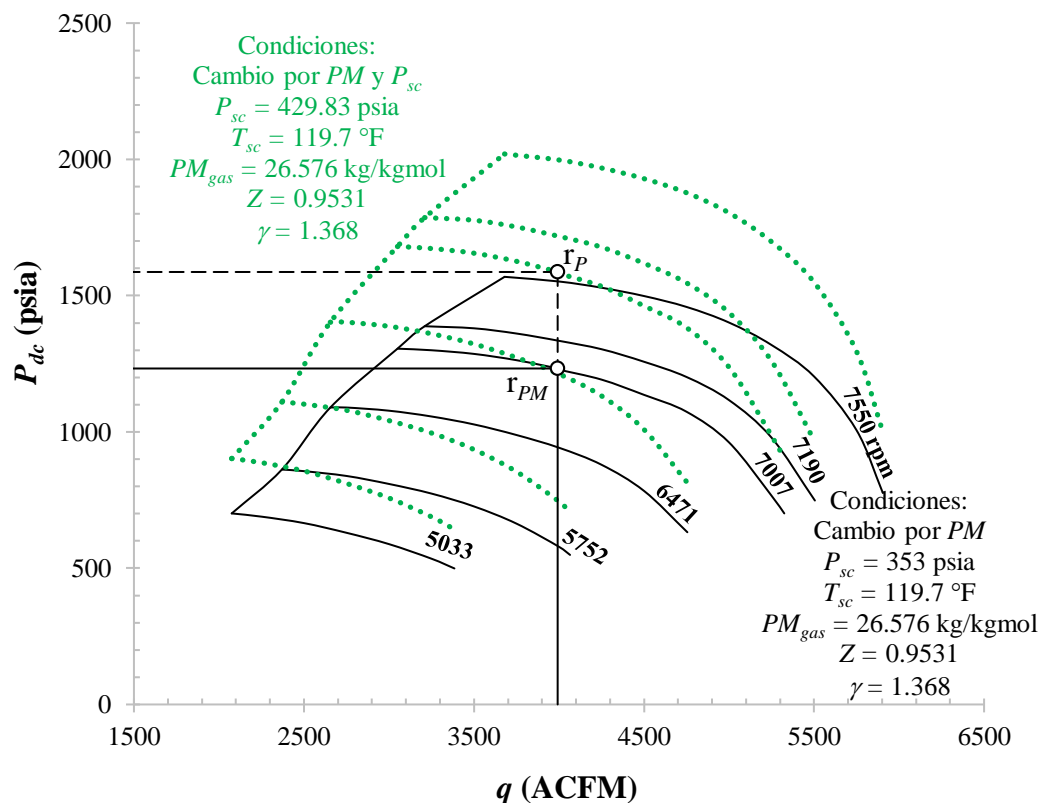


Figura 5.13. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por presión de succión (Lapina).

La Figura 5.14 muestra el mapa de operación de la primera etapa, corregido por temperatura de succión utilizando el método de Lapina. El punto corregido por presión de succión se representa con la letra “ r_P ” y el corregido por temperatura de succión con la letra “ r_T ”. Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, utilizado para ejemplificar el método en esta sección, el valor de la presión de descarga pasa de 569.51 psia, a 605.47 psia para un flujo de 15,548 ACFM, sufriendo un aumento de 6.09 % al corregirlo por temperatura de succión, punto “ r_T ”. Comparando este mapa con su respectivo mapa en la sección del método de Koch y Schildwachter se tiene que la presión de descarga total es mayor utilizando el método de Koch y Schildwachter, 578 psia, aunque en porcentaje, se tiene un porcentaje de aumento similar al pasar del punto r_P al punto r_T utilizando ambos métodos, 6 % aproximadamente. De la misma forma que se corrige el punto “ r_P ” para el mapa de la primera etapa de compresión, se corrigen los puntos que conforman a las curvas de desempeño con líneas continuas de color negro (corregido por presión de descarga), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por temperatura de succión).

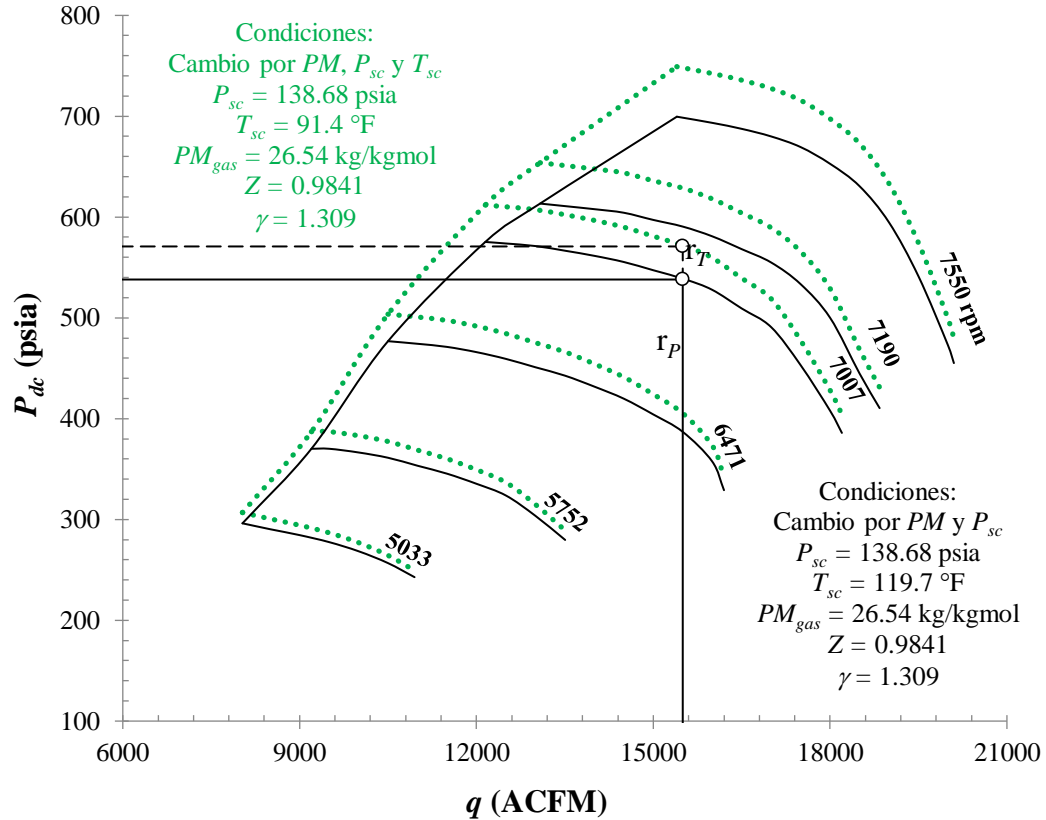


Figura 5.14. Mapa de operación de la primera etapa corregido por temperatura de succión (Lapina).

La Figura 5.15 muestra el mapa de operación de la segunda etapa, corregido por temperatura de succión utilizando el método de Lapina. Al corregir el punto, “ r_p ”, del mapa de la segunda etapa por temperatura de succión, se tiene un aumento del 2.99 % en la presión de descarga, P_{dc} . En este caso se muestra que, al corregir el mapa de la primera etapa por peso temperatura de succión, éste sufre un mayor cambio en la presión de descarga, 6.09 %, que el mapa de la segunda etapa; sin embargo, físicamente se tiene un mayor aumento en la segunda etapa de compresión, pues se tiene un incremento de 47.45 psia, mientras que en la primera etapa sólo aumenta 32.79 psia. Por otra parte, comparando este mapa con el mapa corregido por temperatura de succión utilizando el método de Koch y Schildwachter, se tiene una mayor presión de descarga con el método de Koch y Schildwachter, 1731.8 psia. De la misma forma que se corrige el punto “ r_p ” para el mapa de la segunda etapa, se corrige cada uno de los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (corregido por presión de succión), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por temperatura de succión).

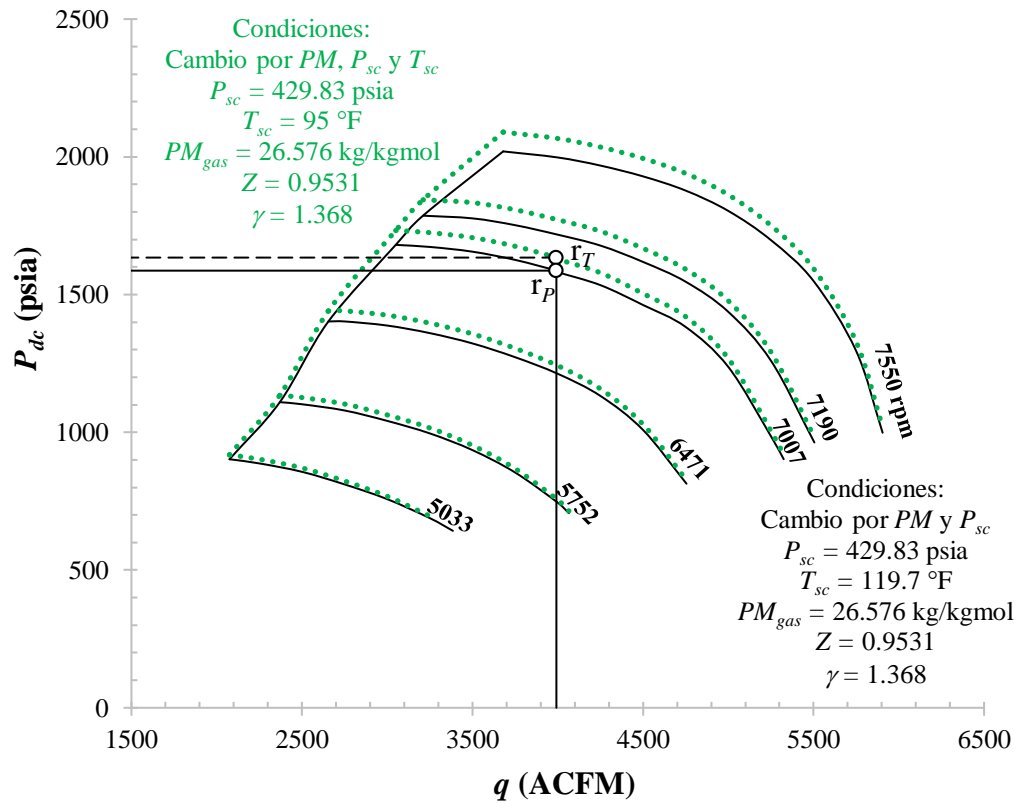


Figura 5.15. Mapa de operación de la segunda etapa corregido por temperatura de succión (Lapina).

La Figura 5.15 muestra el mapa de operación de la primera etapa de compresión corregido a condiciones de diseño en sitio utilizando el método de Lapina. En este mapa el punto garantizado por el fabricante se representa con la letra “g” y el corregido a condiciones de diseño en sitio con la letra “ $r_{PM, P, T}$ ”. Este último punto representa las condiciones de presión y temperatura de succión, así como del peso molecular, a las que se tiene realmente operando el compresor en plataforma.

Para el punto correspondiente al mapa de la primera etapa, que se utiliza para ejemplificar el método en esta sección, se tiene que considerando un flujo volumétrico de gas de 15,548 ACFM, el valor de la presión de descarga pasa de 365.074 psia, a 570.8 psia, sufriendo un aumento de 56.35 % al existir un aumento del 5.73 % en el peso molecular, un aumento del 46.64 % en la presión de succión, y un decremento de 23.64 % en la temperatura de succión, punto “ $r_{PM, P, T}$ ”. Todos estos porcentajes con respecto a las condiciones de diseño.

Al comparar el mapa corregido a condiciones de diseño en sitio por el método de Koch y Schildwachter con respecto a su equivalente corregido por el método de Lapina, se tiene que la presión de descarga del primer método es mayor en 1.36 % con respecto al segundo método. Esto se debe a que el método de Koch y Schildwachter considera al gas natural como gas ideal, mientras que el método de Lapina los considera como gas real al introducir el factor de compresibilidad, Z .

De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrigen con uno de los puntos que conforman el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido por peso molecular, presión de succión y temperatura de succión). Al igual que en el método de Koch y Schildwachter, el orden en que se realizan las correcciones no influye en el resultado final de las presiones de descarga.

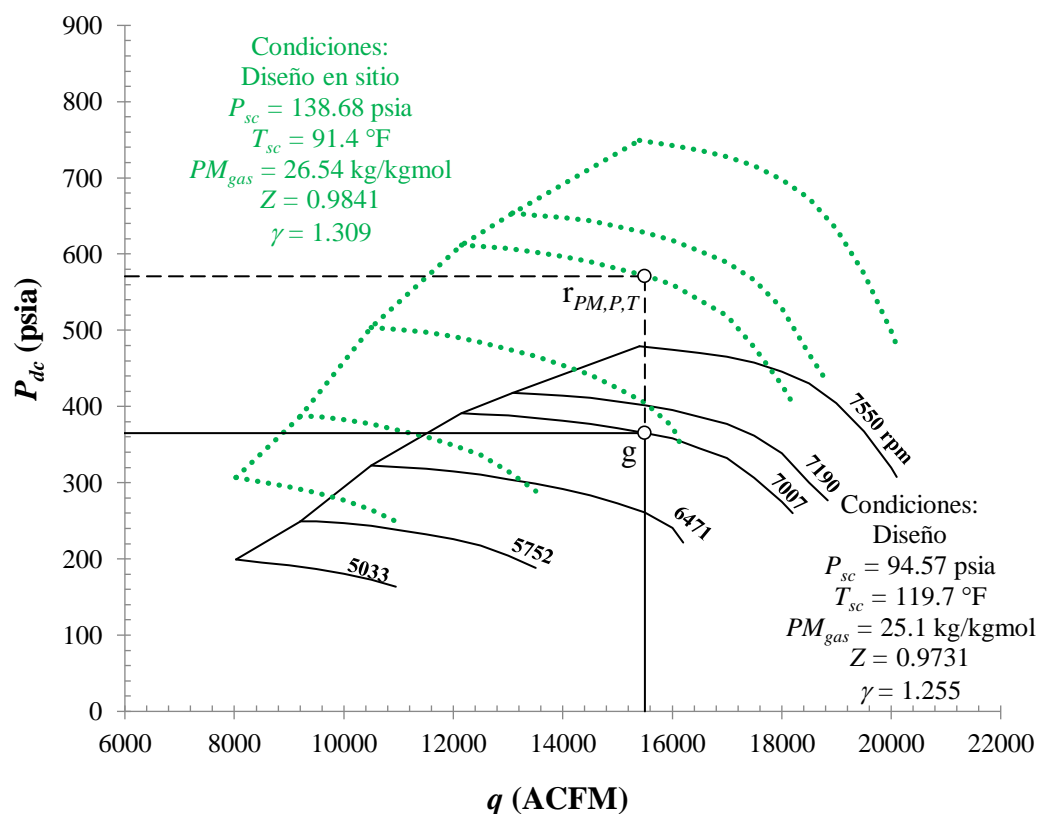


Figura 5.16. Mapa de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Lapina).

La Figura 5.17 muestra el mapa de operación de la segunda etapa de compresión corregido a condiciones de diseño en sitio utilizando el método de Lapina, donde el punto garantizado se representa con la letra “g” y el corregido a condiciones de diseño en sitio con la letra “ $r_{PM,P,T}$ ”. Para el punto

garantizado correspondiente al mapa de la segunda etapa, se tiene que para un flujo volumétrico de gas constante de 3,992 ACFM, el valor de la presión de descarga pasa de 1,226.5 psia, a 1,634.27 psia, sufriendo un aumento de 33.24 % al corregirlo por peso molecular, presión de succión y temperatura de succión, punto “ $r_{PM,P,T}$ ”.

A pesar de que la diferencia de presiones entre los mapas corregidos a condiciones de diseño en sitio y los mapas a condiciones de diseño, es mayor en la segunda etapa, 407.77 psia, en porcentaje, la mayor diferencia se encuentra en la corrección realizada al mapa de la primera etapa, 56.35 %. Por otra parte, al comparar este mapa contra su equivalente en la sección 5.1, se tiene que la presión de descarga del método de Koch y Schildwachter es mayor en 5.96 % con respecto al método de Lapina.

De la misma forma que se corrige el punto “g”, se corrige cada uno de los puntos que forman el mapa con líneas continuas de color negro (fabricante), al mapa en líneas punteadas color verde (corregido peso molecular, presión de succión y temperatura de succión).

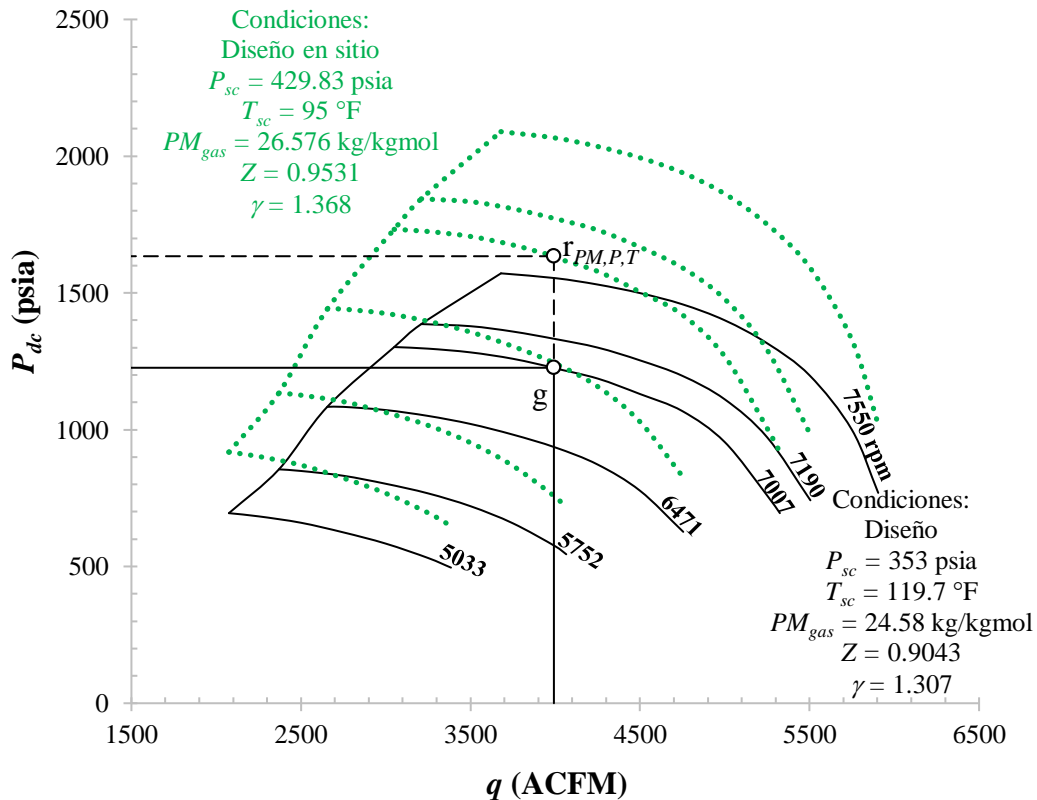


Figura 5.17. Mapa de operación de la segunda etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Lapina).

5.3 Método de Godse

Para ejemplificar de mejor manera el método de Godse, se toma el mismo caso utilizado en los métodos de Koch y Schildwachter y Lapina. El desarrollo de este método consta de 12 pasos que se desarrollan de manera independiente más adelante.

De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, el peso molecular pasa de un valor de 25.1 kg/kmol, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 26.54 kg kmol, que es a las condiciones de diseño en sitio. En cuanto al factor de compresibilidad y al coeficiente adiabático, estos pasan de 0.9731 a 0.9841, y de 1.225 a 1.309, de condiciones de diseño a condiciones de diseño en sitio, respectivamente. De acuerdo a la información del caso práctico que se muestra en la Tabla 5.1, la presión de succión pasa de un valor de 95.57 psia, que corresponde a las condiciones de diseño, a un valor de 138.67 psia, que es a las condiciones de diseño en sitio. En cuanto a la temperatura de succión, ésta pasa de un valor de 119.7 °F, a las condiciones de diseño, a un valor de 91.4 °F, que corresponde a las condiciones de diseño en sitio.

Paso 1. El primer paso es identificar la información necesaria para la aplicación del método. Dicha información se presenta al inicio de este capítulo, así como en la sección 4.2 de esta tesis. Por otra parte, se necesita extraer datos de algunos de los mapas de operación proporcionados por el fabricante, estos se muestran gráficamente en la sección 4.2 y de manera tabulada en el Anexo A. Dentro de los datos necesarios para la aplicación del método de Godse se encuentra el flujo volumétrico de entrada (q), la cabeza politrópica (H_P) y la eficiencia de compresión politrópica (η_{PIC}). Esta información se extrae del Anexo A, de la velocidad de giro, N , a la que se encuentre el punto a corregir, en este caso, el punto seleccionado para el caso práctico es el punto garantizado por el fabricante, g, que se muestra en la Figura 5.1. Este punto se encuentra a una velocidad de giro de 7007 rpm (ver Tabla A.3). En la Tabla 5.2 se presentan los datos necesarios para comenzar a aplicar el método de Godse.

Capítulo 5 Corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio

Tabla 5.2. Valores extraídos de la curva a revolución constante de 7,007 rpm.

q	H_P	η_{PIC}
ACFM	(ft lbr)/lb _m	-
12,150	56,677.03	0.764627
12,500	56,784.44	0.770824
13,000	56,462.92	0.777020
13,500	56,077.09	0.783216
14,000	55,626.96	0.785872
14,500	55,048.55	0.787643
15,000	55,276.90	0.791183
15,548	53,440.94	0.793839
16,000	52,476.70	0.797380
16,500	51,201.44	0.796495
17,000	49,326.44	0.786757
17,500	46,218.83	0.759316
18,000	41,504.26	0.716826
18,200	39,253.93	0.696466

Paso 2. Este paso consiste en calcular el coeficiente de flujo (Φ) y el coeficiente de cabeza politrópica (ψ), o también llamado coeficiente de presión, para cada uno de los flujos mostrados en la Tabla 5.2. Las ecuaciones para calcular el coeficiente de flujo y el coeficiente de presión, son las siguientes

$$\Phi = \frac{700q}{N(D^3)} \quad (5.20)$$

$$\psi = \frac{H_P(1300^2)}{I(N^2)(D^2)} \quad (5.21)$$

Donde I y D se refieren al número de impulsores del compresor y al diámetro del impulsor, respectivamente. Esta información se encuentra en la sección 4.1.2 de esta tesis y corresponden a los siguientes valores

$$I = 4$$

$$D = 31.5 \text{ in}$$

Sustituyendo los valores de la Tabla 5.2 para un flujo volumétrico de gas de 15,548 ACFM, que corresponde a las condiciones del punto seleccionado para el caso práctico, en las expresiones (5.20) y (5.21), se tienen los siguientes valores

$$\Phi = \frac{700(15,548)}{7,007(31.5^3)} = 0.04969$$

$$\psi = \frac{53,440.94(1,300^2)}{4(7,007^2)(31.5^2)} = 0.4634$$

En la Tabla 5.3 se presentan los coeficientes de flujo y los coeficientes de presión para cada uno de los flujos a una velocidad de giro constante de 7,007 rpm.

Tabla 5.3. Coeficientes de flujo y de presión para cada flujo de gas a una velocidad de giro de 7,007 rpm.

q ACFM	Φ -	ψ -
12,150	0.03883	0.4941
12,500	0.03995	0.4924
13,000	0.04155	0.4896
13,500	0.04314	0.4863
14,000	0.04474	0.4824
14,500	0.04634	0.4774
15,000	0.04794	0.4707
15,548	0.04969	0.4634
16,000	0.05113	0.4551
16,500	0.05273	0.4440
17,000	0.05433	0.4277
17,500	0.05593	0.4008
18,000	0.05753	0.3899
18,200	0.05817	0.3404

Paso 3. Este paso consiste en graficar el coeficiente de presión (eje principal) y la eficiencia de compresión politrópica (eje secundario), en función del coeficiente de flujo, tal y como se muestra en la Figura 5.18. Se muestra que para el punto garantizado correspondiente a un flujo de 15,548 ACFM, el coeficiente de flujo tiene un valor de 0.04969. Para este valor de coeficiente de flujo le corresponden valores de 0.463 y 0.793 para el coeficiente de presión y eficiencia politrópica de compresión, respectivamente.

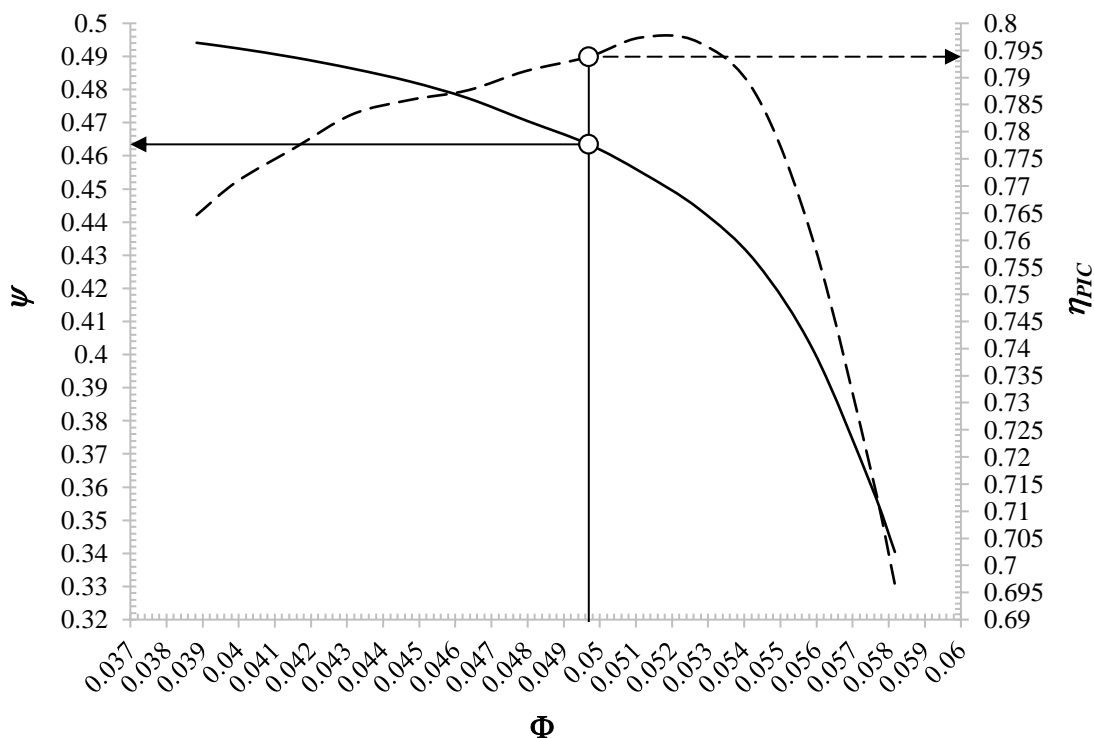


Figura 5.18. Coeficiente de presión y eficiencia politrópica de compresión en función del coeficiente de flujo.

Paso 4. En este paso se deben especificar las nuevas condiciones de operación, es decir, las condiciones a las que se corrige el punto garantizado. Estas nuevas condiciones de operación corresponden a las condiciones de diseño en sitio y se muestran en la Tabla 4.5 así como al inicio de esta sección. Las nuevas condiciones de operación son las siguientes

$$\begin{aligned}
 P_{sc} &= 138.68 \text{ psia} \\
 T_{sc} &= 91.4 \text{ }^\circ\text{F} \\
 PM_{gas} &= 26.54 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \\
 Z &= 0.9841 \\
 \gamma &= 1.309
 \end{aligned}$$

Paso 5. En este paso se calcula el flujo volumétrico de entrada, o real, a las nuevas condiciones de diseño en sitio. El flujo másico se muestra en la sección 4.6 y corresponde a un valor de 6,508.18 lb_m/min. La expresión que se utiliza en este paso es la siguiente

$$q = \frac{Z_{ds} G_{ds} R_u (T_{sc,ds})}{PM_{ds} (P_{sc,ds})}$$

Sustituyendo valores

$$q_{ds} = \frac{(0.9841)(6,508.18)1544(551.4)}{(26.54)144(138.68)}$$

$$q_{ds} = 10,288.11 \text{ ACFM}$$

Paso 6. Debido a que el peso molecular a las condiciones de diseño en sitio es mayor, se genera una presión de descarga mayor; por lo tanto, se debe utilizar una velocidad de giro menor a la velocidad a la que se encuentra el punto a corregir. Como primera aproximación se elige 5,033 rpm, que corresponde a la velocidad mínima en la que se puede operar el compresor.

Paso 7. Una vez que elige la velocidad de giro constante, el siguiente paso es calcular el nuevo coeficiente de flujo corregido a las condiciones de diseño en sitio y utilizando la nueva velocidad seleccionada de 5,033 rpm.

$$\Phi = \frac{700(10,288.11)}{5033(31.5^3)} = 0.04577$$

Una vez calculado el coeficiente de flujo, se utiliza la Figura 5.18 para encontrar los valores de la eficiencia politrópica de compresión y del coeficiente de presión, que corresponden al coeficiente de flujo calculado de 0.04577. Los valores correspondientes del coeficiente de presión y de la eficiencia de compresión politrópica son los siguientes

$$\psi = 0.479$$

$$\eta_{PIC} = 0.787$$

Paso 8. Mediante la ecuación para el coeficiente de presión utilizada en el paso 2, Ec. (5.21), se calcula la nueva cabeza politrópica corregida a condiciones de diseño en sitio de la siguiente manera

$$H_p = \frac{0.479(4)(5033^2)(31.5^2)}{1300^2}$$

$$H_p = 28,495.99 \frac{\text{ft lb}_f}{\text{lb}_m}$$

Paso 9. En este paso se calcula la relación x_n de la siguiente manera

$$x_n = \frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma\eta_{PIC}}$$

$$x_n = \frac{1.309-1}{1.309(0.787)}$$

$$x_n = 0.2999$$

Paso 10. A partir de la ecuación de la cabeza politrópica que se muestra en el capítulo 1, Ec (1.15), se calcula la nueva relación de presiones corregida a las condiciones de diseño en sitio de la siguiente manera

$$H_p = \frac{ZRT_1}{PM_g x_n} (\pi^{x_n} - 1)$$

$$\pi = \left(1 + \frac{PM_g H_p x_n}{ZRT_1} \right)^{\frac{1}{x_n}}$$

$$\pi = \left(1 + \frac{(28,495.99)(0.2999)(26.54)}{(0.9841)(1544)(551.4)} \right)^{\frac{1}{0.2999}}$$

$$\pi = 2.223$$

Paso 11. Ahora, se calcula la nueva presión de descarga corregida a condiciones de diseño en sitio. En este método la presión de descarga debe permanecer constante, si no lo hace, se debe realizar un proceso iterativo variando la velocidad de giro hasta que esta condición se cumpla. A partir de la relación de presiones calculada en la sección anterior se determina la presión de descarga siguiente

$$P_{dc} = (2.223)(138.68) = 308.28 \text{ psia}$$

Debido a que la presión resultante es menor a la presión esperada, es decir, 364.12 psia, es necesario incrementar la velocidad de giro. La nueva velocidad de giro que se elige es 5,550 rpm.

Paso 11 b. Utilizando el mismo procedimiento descrito en los pasos 7, 8, 9 y 10; se obtienen los siguientes datos.

$$\Phi = 0.04151$$

$$\psi = 0.49$$

$$\eta_{PIC} = 0.777$$

$$H_p = 35,446.75 \frac{\text{ft lb}_m}{\text{lb}_f}$$

$$\pi = 2.6277$$

$$P_{dc,ds} = 364.41 \text{ psia}$$

Ya que la presión resultante es igual a la presión esperada, se elige la velocidad de giro de 5,550 rpm.

La Figura 5.19 muestra un punto de operación de un mapa de desempeño corregido a condiciones de diseño en sitio utilizando el método de Godse, r_G . Los cambios que se consideran en este método, al igual que en los métodos de Koch y Schildwachter, y Lapina, es por peso molecular y, presión y temperatura de succión. Se muestra que la capacidad de procesamiento de flujo de gas se reduce en un 65.85 % al pasar de 14,548 ACFM a 10,288 ACFM. Se muestra que, al graficar el punto corregido a las condiciones de diseño en sitio, éste se encuentra después de la línea de *surge*, lo que indica que el mapa a condiciones de diseño no representa el comportamiento real del compresor en plataforma marina, ya que las condiciones de succión no son las mismas que las condiciones de diseño.

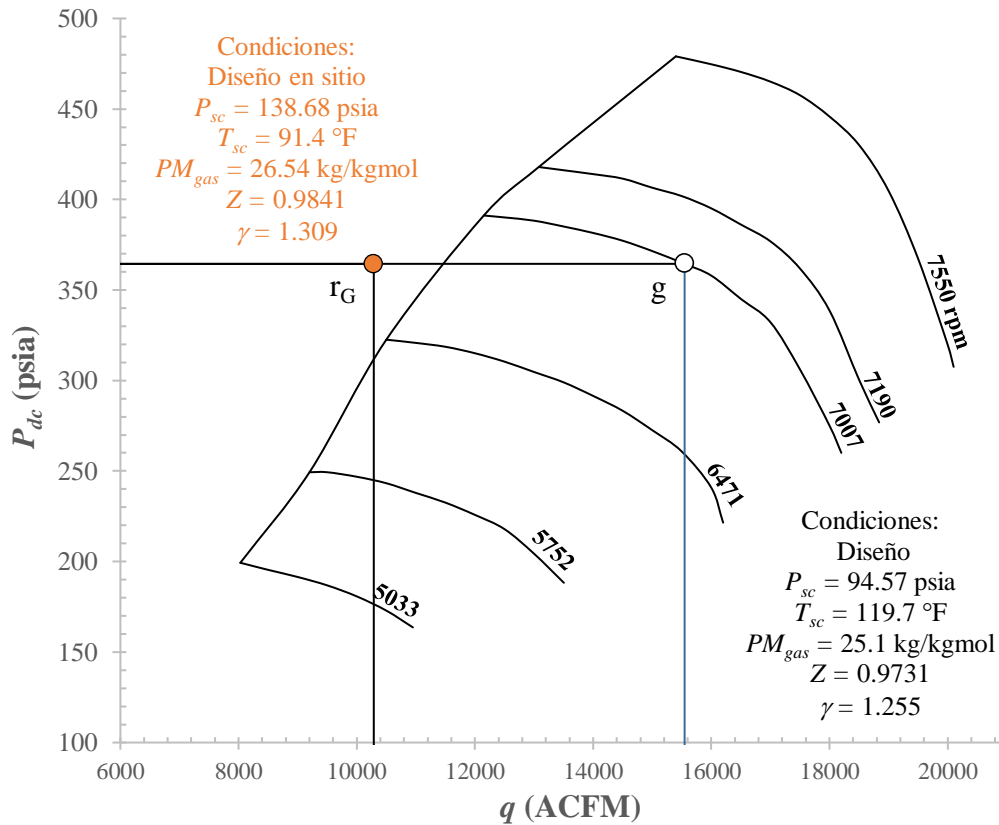


Figura 5.19. Punto de operación de la primera etapa corregido a condiciones de diseño en sitio (Godse).

5.4 Comparación de mapas de desempeño corregidos por los distintos métodos

5.4.1 Primera etapa

La Figura 5.20 muestra en un mismo mapa de operación (primera etapa), los puntos corregidos a condiciones de diseño en sitio utilizando los métodos de Koch y Schildwachter (r_K), Lapina (r_L) y Godse (r_G). El punto garantizado se representa con la letra “g”. Para un flujo volumétrico de gas constante de 15,548 ACFM, se muestra que la P_{dc} del punto “g” corresponde a 365.074 psia, y al corregir por el método de Koch y Schildwachter, y Lapina, la presión aumenta 58.48 % y 56.35 %, respectivamente. Se muestra que este cambio en la presión de descarga se debe a que el peso molecular y la presión de succión sufren un aumento del 5.73 % y 46.64 %, respectivamente, mientras que la temperatura de succión disminuye en un 23.64 %, todo esto con respecto a las condiciones de diseño. Con respecto al factor de compresibilidad y a la relación de calores específicos, estos aumentan 1.13 % y 4.3 %, respectivamente, de sus condiciones de diseño a las condiciones de diseño en sitio.

Se muestra que el mapa de operación corregido por el método de Koch y Schildwachter, arroja resultados en la presión de descarga más alejados del mapa de operación de diseño. Al comparar los puntos corregidos por estos métodos, se tiene una diferencia de 1.36 % en la presión de descarga del compresor a condiciones de diseño.

Por otra parte, se muestra que a diferencia de los métodos de Lapina, y Koch y Schildwachter, que al corregir un punto del mapa de operación a condiciones de diseño lo desplaza de manera vertical, el método de Godse lo desplaza de manera horizontal. Esto se debe a que Godse en su método iterativo toma como resultado final el flujo volumétrico de gas y no la presión de descarga, como lo hacen los dos primeros métodos analizados. Esto permite analizar cómo cambia el flujo volumétrico de gas, si existen cambios en la composición del gas y en la presión y temperatura de succión, y se requiere mantener la misma presión de descarga.

En conjunto, los puntos calculados por los distintos métodos demuestran que el mapa a condiciones de diseño no representa el comportamiento real del compresor en plataforma, pues las condiciones de operación no son iguales a las que tiene el fabricante en su taller. De acuerdo a las consideraciones y a los resultados obtenidos, se puede concluir que el método que mejor resultados arroja es el de Lapina, incluso con las suposiciones y consideraciones que implica su método.

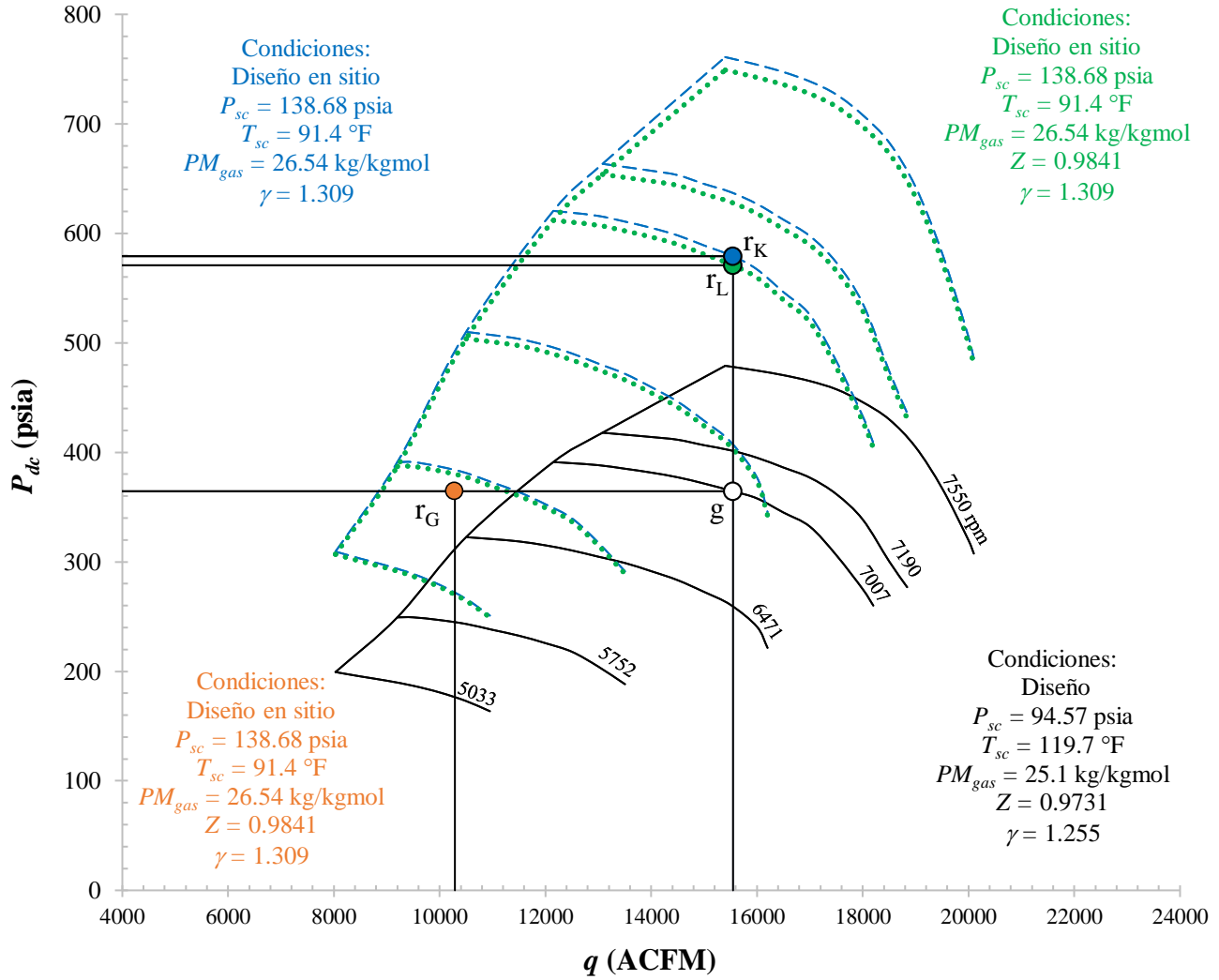


Figura 5.20. Comparación de los mapas de operación corregidos utilizando los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse, respecto al mapa de diseño del fabricante (primera etapa).

5.4.2 Segunda etapa

La Figura 5.21 muestra la comparación de los puntos corregidos a condiciones de diseño en sitio correspondientes a la segunda etapa de compresión. Para un flujo de 3992 ACFM se muestra que la P_{dc} del punto “g” corresponde a 365.074 psia, y al corregir por el método de Koch y Schildwachter, y Lapina, la presión de descarga aumenta 41.19 % y 33.24 %, respectivamente. Al comparar los puntos corregidos por los métodos de Lapina, y Koch y Schildwachter, se tiene una diferencia del 5.96 % en la presión de descarga. Se muestra que el mapa de operación corregido por el método de Koch y Schildwachter, arroja resultados en la presión de descarga más alejados del mapa de operación de diseño.

Capítulo 5 Corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio

Analizando el punto corregido por el método de Godse en comparación con la primera etapa que, al mantener la presión de descarga considerando los cambios por peso molecular y presión y temperatura de succión que se muestran en cada mapa de operación, reduce su capacidad de procesamiento de flujo en un 29.28 %, en la segunda etapa se reduce en un 22.39 %.

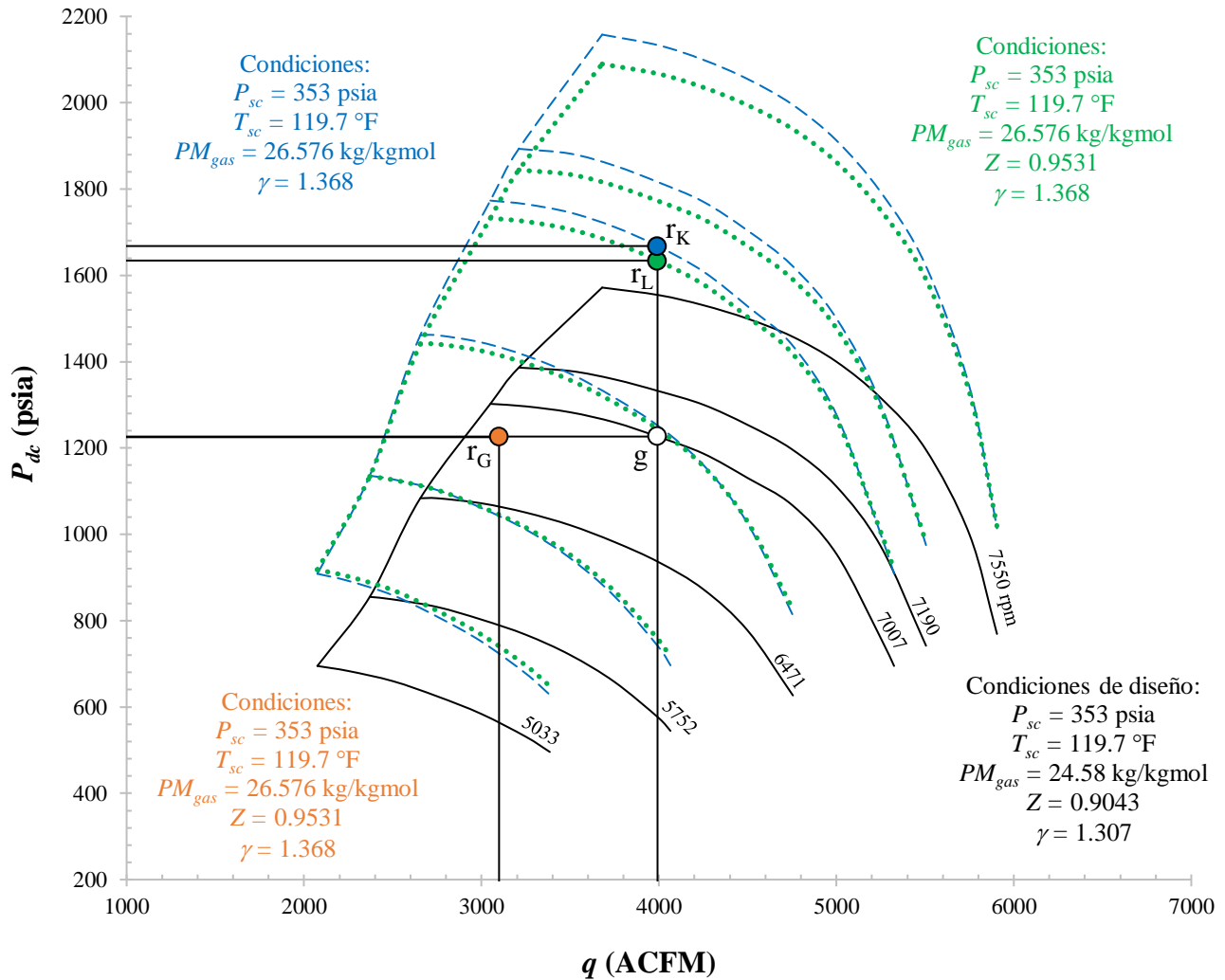


Figura 5.21. Comparación de los mapas de operación corregidos utilizando los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse, respecto al mapa de diseño del fabricante (segunda etapa).

5.4.3 Ventajas y desventajas

Tabla 5.4. Ventajas y desventajas de los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse.

Método	Ventajas	Desventajas
Koch y Schildwachter	<ul style="list-style-type: none"> -Sencillo de aplicar. -Ayuda a predecir el comportamiento del compresor cuando existe un cambio en la composición del gas, y en la presión y temperatura de succión. 	<ul style="list-style-type: none"> -No especifica si la relación de calores específicos se mantiene constante o no. -Considera al fluido de trabajo como un gas ideal. -Utiliza como base de su método la cabeza politrópica obtenida de considerar al gas natural como gas ideal.
Lapina	<ul style="list-style-type: none"> -Sencillo de aplicar. -Considera al fluido de trabajo como gas real. -Ayuda a predecir el comportamiento del compresor cuando existe un cambio en la composición del gas, y en la presión y temperatura de succión. 	<ul style="list-style-type: none"> -A pesar de considerar al fluido de trabajo como gas real, utiliza la cabeza isoentrópica obtenida de considerar al gas natural como gas ideal.
Godse	<ul style="list-style-type: none"> -Considera al fluido de trabajo como gas real. -Ayuda a predecir el comportamiento del compresor cuando existe un cambio en la composición del gas, y en la presión y temperatura de succión. -En el diseño de compresores, ayuda a especificar la geometría de los impulsores, así como la capacidad de procesamiento de flujo del compresor. 	<ul style="list-style-type: none"> -Es un método iterativo. -Su aplicación se ve limitada cuando las condiciones nuevas de operación varían demasiado con las condiciones originales. -Fue diseñado para compresores de un sólo escalonamiento. -La exactitud de los resultados difieren conforme aumentan el número de escalonamientos en un compresor.

Capítulo 6

.

Actualización de los mapas de operación a condiciones reales de operación

Al final del Capítulo 1 se explica lo que significan las condiciones reales de operación de un compresor centrífugo, sin embargo, no está de más recalcar que estas condiciones se refieren a las condiciones reales a las que opera el compresor y que no son las que considera el fabricante, es decir, no son las condiciones de diseño. Estas condiciones no sólo consideran que hay un cambio en la presión y temperatura de succión, y en la composición del gas de proceso, sino que también consideran que el equipo no está nuevo, a diferencia de las condiciones de diseño en sitio y/o de diseño, que sí lo hacen.

Como en la mayoría de las ocasiones, debido al desgaste físico de los equipos por su tiempo de operación, así como factores externos que afectan a los compresores centrífugos en su entorno operativo, los mapas a condiciones de diseño del fabricante y/o a condiciones de diseño en sitio, ya no predicen el comportamiento real del compresor, entonces es necesario explorar otros caminos para poder evaluar el comportamiento real de un compresor centrífugo. Debido a esto, en este capítulo, se desarrolla una metodología para actualizar los mapas de operación a condiciones reales de operación, de tal manera que se pueda predecir el comportamiento real de este tipo de turbomaquinaria. Para verificar si los mapas de operación a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio predicen el comportamiento real del compresor, se representan sobre dichos mapas los puntos de las pruebas de desempeño y se analizan las zonas en donde se encuentran estos puntos, dentro de los mapas de operación.

La Figura 6.1 muestra el mapa de desempeño, presión de descarga en función del flujo volumétrico estándar, a condiciones de diseño del compresor centrífugo de la primera etapa de compresión. También se muestran los puntos de las evaluaciones I, II y III obtenidos en la prueba de desempeño, que se presentan en la sección 4.4. Las velocidades de giro a las que se realiza la prueba de desempeño en campo corresponden a 6,134 rpm, 6,114 rpm y 6,074 rpm, para las evaluaciones I, II y III, respectivamente. En este mapa se muestra que, los puntos correspondientes a las evaluaciones de la prueba de desempeño realizada en campo, se encuentran muy alejados de las líneas de velocidad constante del mapa de operación, es decir, no coinciden con las velocidades del mapa de desempeño a condiciones de diseño en sitio. A pesar de esto, las evaluaciones se encuentran dentro del mapa de operación, sin embargo, éstas se encuentran muy cerca de una zona en la que, tal y como se presenta en la sección 1.5, no se recomienda operar el compresor, es decir, la zona de *surge*.

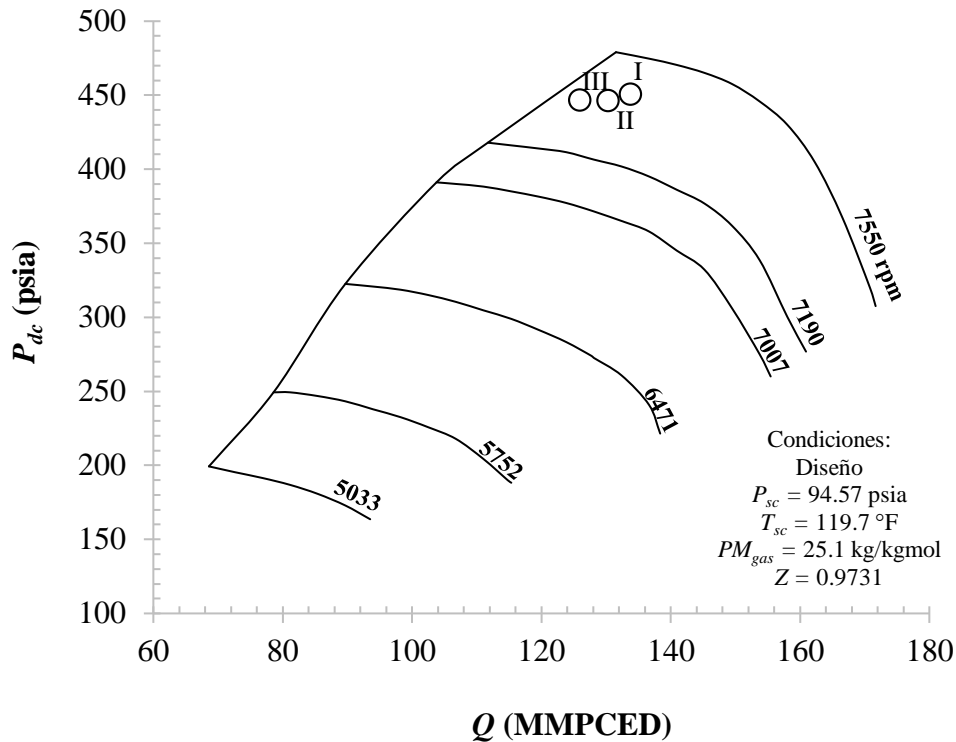


Figura 6.1. Puntos de las evaluaciones I, II y III graficados en el mapa de desempeño, a condiciones de diseño del fabricante, de la primera etapa de compresión.

A pesar de que en las plataformas marinas, la manera más común de expresar el flujo volumétrico de gas es en MMPCED, también es importante contar con los mapas de operación con el flujo de gas expresado en ACFM, pues tal y como se muestra en el Capítulo 4, contar con el flujo de gas expresado de esta forma es de gran utilidad para la corrección de los mapas a condiciones de diseño en sitio. Expresar el flujo de

gas a condiciones reales de operación también es importante para el desarrollo de esta metodología, tal y como se ve más adelante. La Figura 6.2 muestra los mapas de operación, presión de descarga en función del flujo volumétrico real, a condiciones de diseño, línea negra continua, y a condiciones de diseño en sitio, línea verde discontinua, del compresor de baja presión. Se elige el método de Lapina para presentar el mapa de desempeño a condiciones de diseño en sitio, debido a las ventajas que tiene su método al considerar el gas natural como gas real. También se muestran los puntos de las evaluaciones I, II y III sobre los mapas anteriormente descritos. Se muestra que, en referencia al mapa de desempeño a condiciones de diseño, los puntos de la prueba de desempeño se salen de la línea límite de *surge*, y con respecto al mapa corregido a condiciones de diseño en sitio, estos mismos puntos se encuentran sobre la línea de *surge*. Al igual que sucede con el mapa de la primera etapa expresado en MMPCED, las líneas de velocidad constante de cada evaluación no coinciden con las curvas de desempeño de ambos mapas. Esto quiere decir que ni el mapa a condiciones de diseño ni a condiciones de diseño en sitio de la primera etapa de compresión, predicen el comportamiento real del compresor.

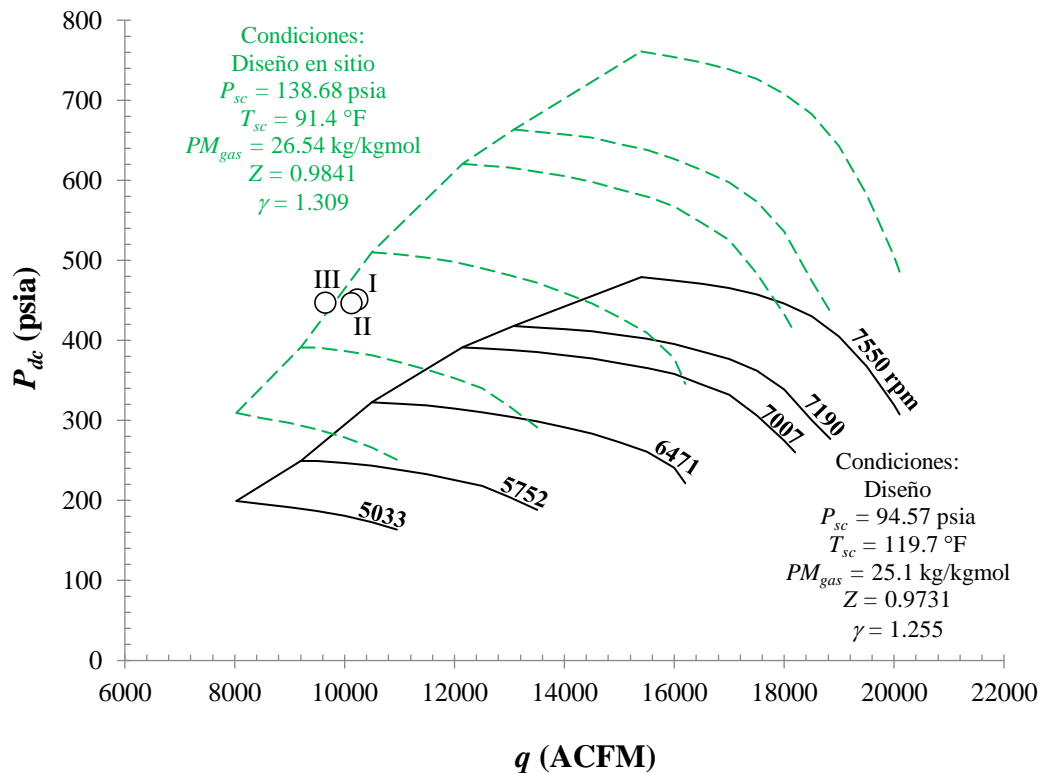


Figura 6.2. Puntos de la prueba de desempeño graficados en los mapas de desempeño a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).

La Figura 6.3 muestra el mapa de desempeño, presión de descarga en función del flujo volumétrico estándar, a condiciones de diseño, del compresor centrífugo de la segunda etapa de compresión. También se muestran los puntos de las evaluaciones I, II y III obtenidas en la prueba de desempeño, que se presentan en la sección 4.4. Las velocidades de giro de cada evaluación son las mismas que en la primera etapa, y al igual que en la etapa de baja presión, estas velocidades no coinciden con las líneas de velocidad constante del mapa de operación a condiciones de diseño. A pesar de esto, se muestra que los puntos correspondientes a las evaluaciones se encuentran dentro del mapa de operación y lejos de la zona de inestabilidad de *surge*.

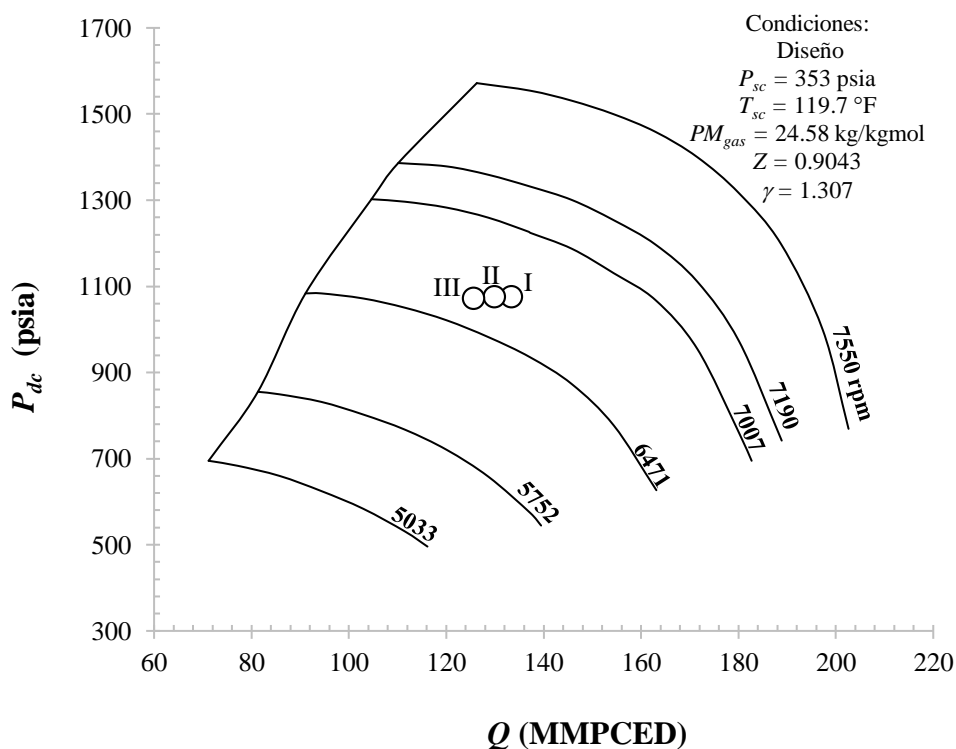


Figura 6.3. Puntos de las evaluaciones I, II y III graficados en el mapa de desempeño, a condiciones de diseño del fabricante, de la segunda etapa de compresión.

La Figura 6.4 muestra los mapas de operación, presión de descarga en función del flujo volumétrico real, a condiciones de diseño, línea negra continua, y a condiciones de diseño en sitio, línea verde discontinua, del compresor de alta presión. En este caso, también se elige el método de Lapina para presentar el mapa de desempeño a condiciones de diseño en sitio ya que, como se menciona anteriormente, considera el gas natural como gas real. También se muestran los puntos de las evaluaciones I, II y III sobre los mapas ya mencionados. Se muestra que, en referencia al mapa de desempeño a condiciones de diseño, los puntos de la prueba de desempeño se encuentran dentro de la región del mapa, pero cercanos a la línea límite de

surge, y con respecto al mapa corregido a condiciones de diseño en sitio, estos mismos puntos se encuentran también dentro del mapa y alejados de la línea de surge. Al igual que sucede con el mapa de la segunda etapa expresado en MMPCED, las líneas de velocidad constante de cada evaluación tampoco coinciden con las curvas de desempeño de ambos mapas. Esto quiere decir que ni el mapa a condiciones de diseño ni a condiciones de diseño en sitio de la segunda etapa de compresión, predicen el comportamiento real del compresor.

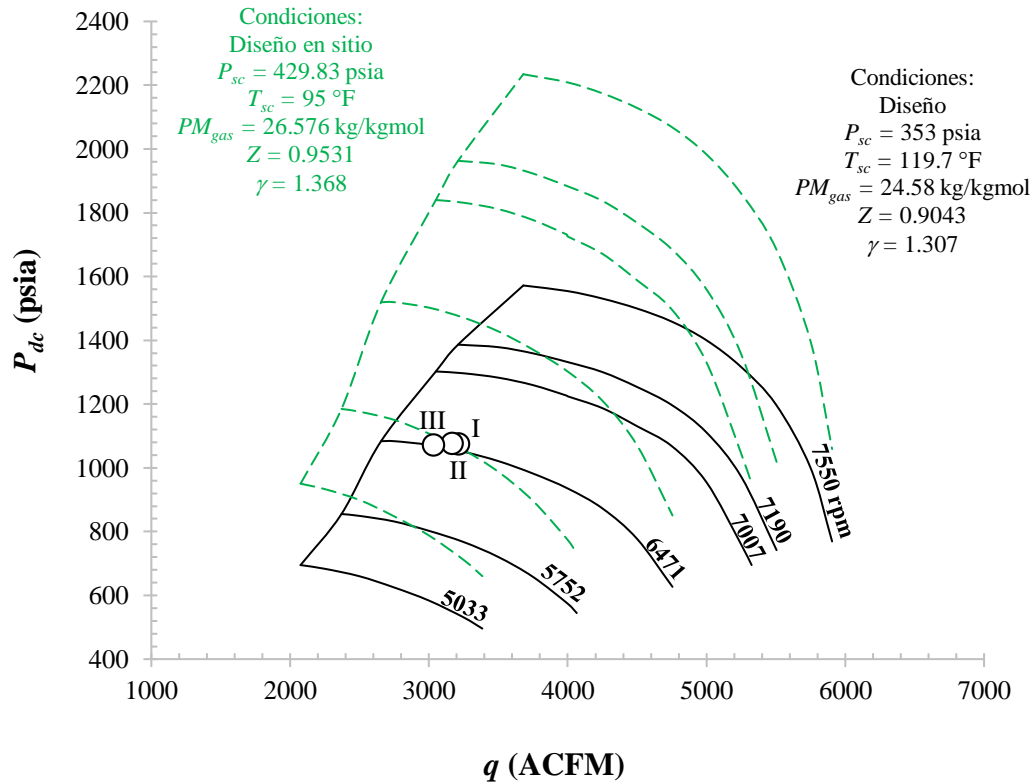


Figura 6.4. Puntos de la prueba de desempeño graficados en los mapas de desempeño, a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).

Debido a que ni los mapas de operación a condiciones de diseño, ni su corrección a las condiciones de diseño en sitio, proporcionan información confiable sobre el comportamiento real del compresor, puesto que en la primera etapa las evaluaciones de la prueba de desempeño llegan a sobrepasar a la línea de inestabilidad de surge, y en la segunda etapa, las evaluaciones no coinciden con las líneas de velocidad constante, es necesario corregir dichos mapas a las condiciones reales de operación, considerando que existe una disminución en su capacidad de procesamiento de flujo y en su eficiencia de compresión politrópica, y no sólo considerando que existen cambios en las condiciones de operación. Para esto, en las

secciones siguientes se pone en práctica la metodología que se describe en el Capítulo 3 de este trabajo de tesis.

6.1 Parámetros de desempeño llevados a condiciones reales de operación

Una vez que se tienen los resultados de una prueba de desempeño y se verifica que ni los mapas de desempeño a condiciones de diseño, ni los mapas de desempeño corregidos a condiciones de diseño en sitio, predicen el comportamiento real del compresor, el primer paso para actualizar los mapas de operación a las condiciones reales a las que opera en plataforma marina, es obtener los puntos de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación para distintas velocidades de giro. Para llevar a cabo este paso, se utiliza el enfoque de condición de similitud a través de la coincidencia de parámetros, es decir, se utilizan las leyes de afinidad. Además, se utiliza como referencia el método aplicado por (Jasmani y *col*, 2012) que sirve para el monitoreo de la desviación del desempeño del compresor, sin embargo, aparte de que en este trabajo igualmente se utiliza con este fin, como se muestra en la siguiente sección, también se utiliza para obtener las evaluaciones de la prueba de desempeño a otras velocidades de giro. Por lo tanto, es un paso importante en la metodología general para generar el mapa de desempeño a condiciones reales de operación.

El primer paso consiste en elegir tres puntos, a los que en este trabajo se les llama puntos pivote; uno en cada una de las velocidades de giro más cercanas a los puntos de la prueba de desempeño; esto con el objetivo de minimizar el error en el uso de las leyes de afinidad. Para ambas etapas de compresión, estas líneas de velocidad constante corresponden a las de 7,007 rpm, 6,741 rpm y 5,752 rpm. La Figura 6.5 muestra los mapas de operación, que relacionan la relación de presiones en función del flujo volumétrico real, a condiciones de diseño, línea negra continua, y a condiciones de diseño en sitio, línea verde discontinua, del compresor de baja presión. También se muestra, con puntos en color rojo, los tres puntos pivote elegidos para la primera etapa de compresión; debido a que en este paso estos puntos se deben escoger a las condiciones de presión y temperatura reales, se seleccionan sobre el mapa de operación a condiciones de diseño en sitio, es decir, sobre el mapa corregido por el método de Lapina.

El siguiente paso es calcular, utilizando el primer punto pivote que se encuentra a 7,007 rpm, Piv 1, y cada una de las evaluaciones obtenidas de la prueba de desempeño, es decir cada punto color blanco que se muestra en la Figura 6.5, I, II y II, las nuevas evaluaciones de desempeño a las condiciones reales de

operación para la velocidad de giro establecida por el punto pivote 1, es decir, los puntos en color verde, I_{Piv1} , II_{Piv1} y III_{Piv1} que se muestran también en la Figura 6.5.

Para realizar este proceso de pivoteo, primero se obtiene la eficiencia de compresión politrópica y el flujo volumétrico de gas real de las nuevas evaluaciones mediante la aplicación de las leyes de afinidad, y se calculan las propiedades termodinámicas a las condiciones de succión mediante el uso de la ecuación de estado de Peng-Robinson. Posteriormente, se calcula la cabeza politrópica, utilizando también las leyes de afinidad, para poder calcular la potencia de gas de las nuevas evaluaciones I_{Piv1} , II_{Piv1} y III_{Piv1} , a sus nuevas condiciones establecidas por el punto pivote 1. Finalmente, las condiciones de descarga de las nuevas evaluaciones a 7,007 rpm, como son presión y temperatura, se calculan mediante un proceso de compresión siendo la potencia y la eficiencia politrópica las variables que se determinan, y las condiciones de succión, las variables que se alimentan. Este procedimiento se repite para cada uno de los dos puntos pivote restantes. Los resultados de este proceso de pivoteo se muestran en el Anexo F.

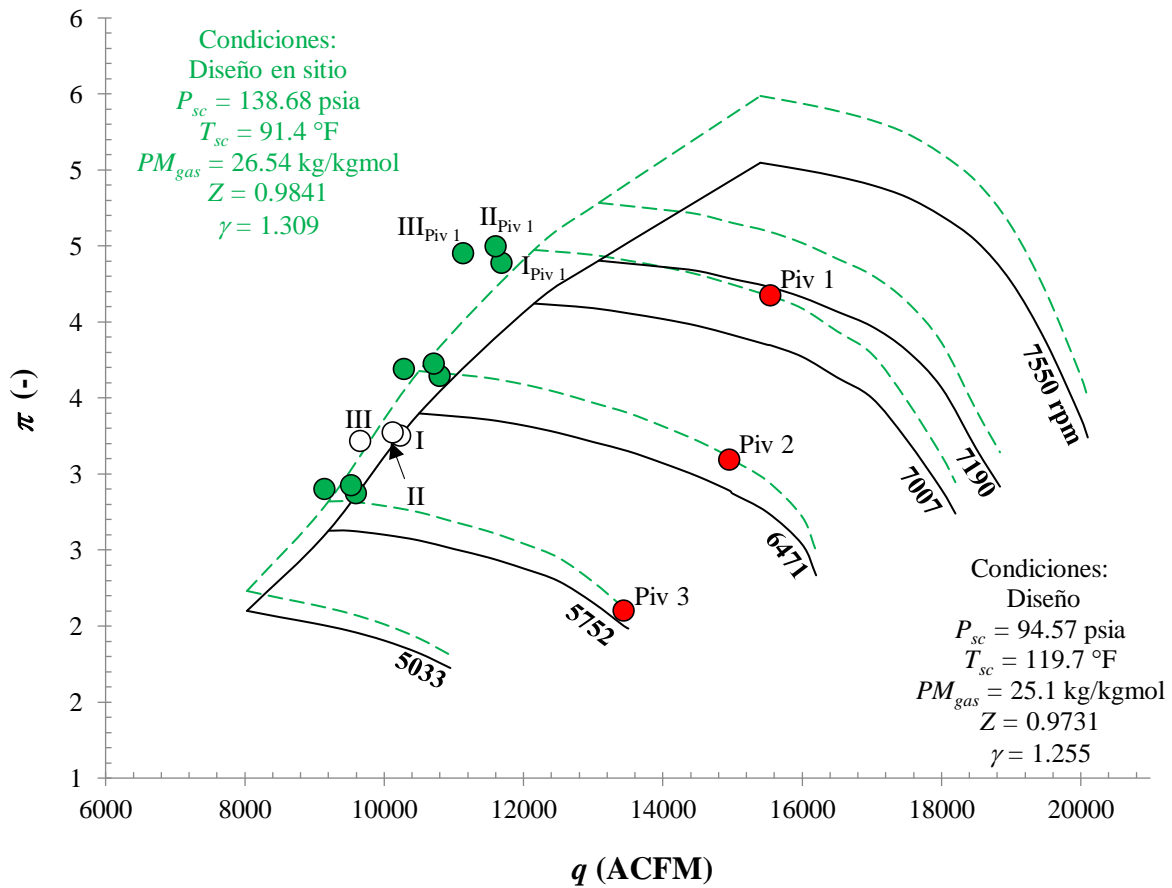


Figura 6.5. Puntos de las evaluaciones llevados a condiciones reales de operación (primera etapa).

La Figura 6.6 muestra los mapas de operación, que relacionan la relación de presiones en función del flujo volumétrico real, a condiciones de diseño, línea negra continua, y a condiciones de diseño en sitio, línea verde discontinua, del compresor de alta presión. También se muestra, con puntos en color rojo, los tres puntos pivote elegidos para la segunda etapa de compresión; debido a que estos se deben escoger a las condiciones de presión y temperatura reales, estos también se seleccionan sobre el mapa de operación a condiciones de diseño en sitio, es decir, el mapa en líneas discontinuas corregido por el método de Lapina.

Los resultados del proceso de pivoteo de la segunda etapa de compresión también se muestran en el Anexo F. Los puntos resultantes de este proceso se muestran en la Figura 6.6 con puntos color verde, los tres conjuntos de puntos mostrados, se refiere a las tres evaluaciones obtenidas utilizando cada uno de los puntos.

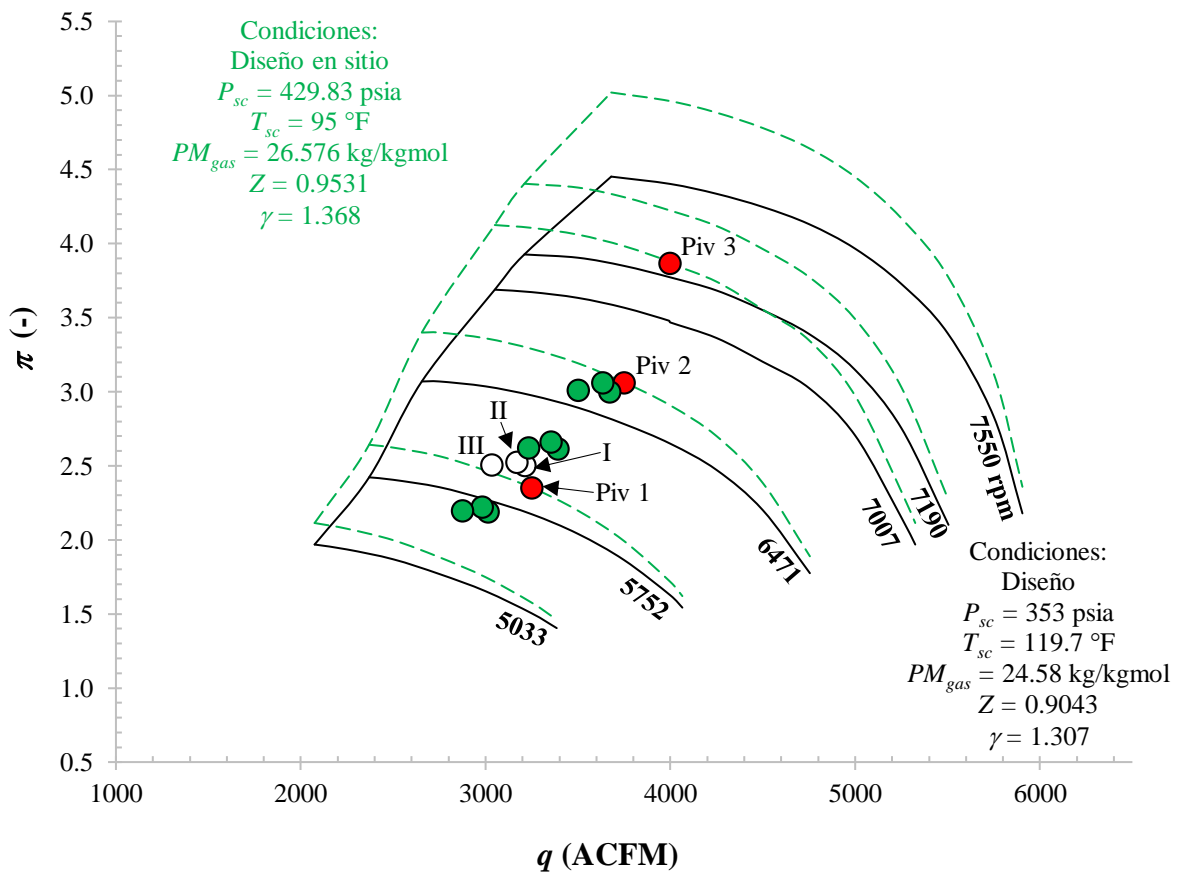


Figura 6.6. Puntos de las evaluaciones llevados a condiciones reales de operación (segunda etapa).

Los puntos pivote para ambas etapas se toman de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio, debido a que las condiciones de presión y temperatura de succión, así como la composición de gas natural, son las mismas que las condiciones reales de operación.

Los resultados del proceso de pivoteo se utilizan en las siguientes secciones para realizar una comparación del desempeño de los compresores centrífugos, bajo las mismas condiciones de entrada y a las mismas velocidades de giro. Después de obtener los resultados de la evaluación llevados a condiciones reales de operación, utilizando cada uno de los puntos pivote, se pueden graficar los puntos de evaluación evaluados a condiciones reales en las curvas de desempeño de diseño y de diseño en sitio, y así mostrar los cambios en cuanto a capacidad de flujo y relación de presiones para cada compresor. Estos puntos se muestran en las Figuras 6.5 y 6.6 en color verde, para el compresor de la primera y segunda etapa, respectivamente.

En las tablas del Anexo F se presentan los parámetros de desempeño y adimensionales calculados a partir de las evaluaciones de la prueba de desempeño, llevados a las condiciones reales de presión y temperatura (*Pivoteo*), para las diferentes velocidades de giro seleccionadas de los mapas de operación, para ambas etapas de compresión.

6.1.1 Análisis de los cambios en los parámetros de desempeño del compresor de la primera etapa

Una vez que se calculan los puntos de las evaluaciones de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación, utilizando los puntos pivotes seleccionados a distintas líneas de velocidad de giro constante, se analizan los cambios que sufren los principales parámetros de desempeño del punto pivote seleccionado a condiciones de diseño en sitio, y las evaluaciones calculadas a condiciones reales. Los parámetros más significativos para la evaluación del desempeño de un compresor son los siguientes: velocidad del compresor; flujo volumétrico actual; presión de succión; temperatura de succión; presión de descarga; temperatura de descarga; y la eficiencia de compresión politrópica.

Para realizar el análisis del desempeño del compresor centrífugo se consideran constantes las siguientes condiciones de referencia: la velocidad de giro del compresor, 7,007 rpm; la presión de succión del compresor, 8.74 kg/cm² abs; y la temperatura de succión del compresor, 33°C.

En la Tabla 6.1 se presentan los principales parámetros de desempeño, de la primera etapa de compresión, llevados a las condiciones reales de operación. A partir de estos valores, se realiza un análisis

del desempeño del compresor centrífugo; para esto se determinan las diferencias de cada parámetro respecto a las condiciones reales de operación del compresor de baja presión.

Tabla 6.1. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (primera etapa).

Parámetro	Condiciones	Evaluación I a	Evaluación II a	Evaluación III a
	diseño en sitio	Cond. Piv 1	Cond. Piv 1	Cond. Piv 1
N (rpm)	7,007	7,007	7,007	7,007
q (ACFM)	15,548	11,691.5	11,606.4	11,139.3
Q (MMPCED)	202.7427	152.476	151.367	145.275
P_{dc} (kg/cm ² abs)	40.67	42.76	43.84	43.39
π	4.17	4.39	4.5	4.45
T_{dc} (°C)	172.44	181.94	183.94	182.38
q/N (ACFM/rpm)	2.2189	1.6685	1.6564	1.5897
P_g (hp)	20,672	16,723.1	16,840.6	15,974.2
η_{PIC} (%)	79.41	77.33	77.71	77.94

La relación q/N indica la cantidad de pies cúbicos de gas natural de proceso que puede comprimir el compresor por cada revolución, esto quiere decir que a mayor valor de la relación q/N , mayor capacidad de flujo tiene el compresor centrífugo. La Tabla 6.1 muestra que al comparar la relación de q/N del punto pivote a condiciones reales, 2.2189, contra la evaluación 1 llevada a condiciones reales, 1.6685, que es la evaluación con el mayor flujo de gas reportado con respecto a las otras dos evaluaciones, esta relación disminuye en un 24.8 %, con una diferencia de procesamiento de flujo de 3,856.5 ACFM, o bien, 50.26 MMPCED. Continuando con la comparación entre estos dos puntos, se tiene un incremento de la relación de presiones y una reducción de la potencia de gas del 5.27 % y 19.1 %, respectivamente. Con respecto a la eficiencia politrópica, ésta disminuye 2.08 %.

De igual forma, al comparar la relación q/N del punto pivote a condiciones reales de operación contra la evaluación 3, esta relación disminuye en un 28.36 %, que equivale 4408.7 ACFM, o bien, 57.46 MMPCED. Adicionalmente, al comparar nuevamente estos dos puntos, se tiene un incrementó de 8.07 % en la relación de presiones, y una disminución en la potencia de gas y en la eficiencia politrópica del 22.72 % y 1.47 %, respectivamente.

Los cambios en los parámetros de desempeño del compresor centrífugo se deben principalmente al deterioro físico del equipo, daños y desgaste mecánico de las partes internas del compresor centrífugo, y a los cambios en las condiciones de proceso como presión, temperatura y peso molecular del gas de proceso, impuestas por el sistema, así como el alto contenido de N_2 (53.65 %) en la composición actual del gas. Ambas composiciones se muestran en el Anexo B.

6.1.2 Cambios en los parámetros de desempeño del compresor de la segunda etapa

Al igual que en la primera etapa de compresión, una vez que se calculan los puntos de las evaluaciones de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación, utilizando los puntos pivotes seleccionados de distintas líneas de velocidad de giro constante, se analizan los cambios que sufren los principales parámetros de desempeño. En esta sección también se analizan los siguientes parámetros: velocidad del compresor; flujo volumétrico actual; presión de succión; temperatura de succión; presión de descarga; y temperatura de descarga; y la eficiencia de compresión politrópica.

Para realizar el análisis del desempeño del compresor centrífugo se consideran constantes las siguientes condiciones de referencia, en este caso la velocidad de giro del compresor, 7,007 rpm, presión y temperatura de succión de gas, 30.22 kg/cm² abs y 35 °C, respectivamente.

La Tabla 6.2 muestra los principales parámetros de desempeño, de la segunda etapa de compresión, llevados a las condiciones reales de operación. A partir de estos valores, se realiza un análisis del desempeño del compresor centrífugo; para esto se obtienen las desviaciones de cada parámetro respecto a las condiciones reales de operación del Módulo A.

Tabla 6.2. Parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N (segunda etapa).

Parámetro	Condiciones diseño en sitio	Evaluación I a Cond. real	Evaluación II a Cond. real	Evaluación III a Cond. real
N (rpm)	7,007	7,007	7,007	7,007
q (ACFM)	4000	3670	3630	3498
Q (MMPCED)	165.8	152.229	150.646	145.170
P_{dc} (kg/cm ² abs)	116.83	90.71	92.56	90.99
π	3.86	3.00	3.06	3.01
T_{dc} (°C)	176.5	161.16	163.44	163.66
q/N (ACFM/rpm)	0.5709	0.5241	0.5187	0.4998
P_g (hp)	13,143	13,826	13,940.9	13,494.1
η_{PIC} (%)	70.56	66.52	66.69	65.41

Con respecto a la segunda etapa de compresión, la Tabla 6.2 muestra que al comparar el punto pivote a condiciones reales de operación contra la evaluación que reporta el mayor flujo de gas procesado, es decir, la evaluación I, se muestra que existe una disminución de la relación q/N del 8.2 %, con una diferencia de 330 ACFM, o bien, 13.571 MMPCED, entre ambos puntos. La relación de presiones disminuye 22.27 %, la potencia gas aumenta 13.61 % y la eficiencia politrópica decrece 4.04 %.

Los cambios en el desempeño de este compresor se deben, también, principalmente al deterioro físico del equipo y a cambios en las condiciones de proceso como presión, temperatura y peso molecular del gas de proceso impuestas por el sistema, así como el alto contenido de N_2 en la composición actual del gas, que en este caso es del 53.8 %.

6.2 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño

6.2.1 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio

El siguiente paso en la metodología es obtener un modelo matemático que reproduzca el comportamiento de las líneas de velocidad de giro constante. Las curvas que se eligen deben ser las mismas que las de la sección anterior, es decir, a velocidades de giro constante de 7,007 rpm, 6,741 rpm y 5,752 rpm, para la primera y segunda etapa de compresión. Estas curvas de desempeño se pueden representar a partir del uso de la ecuación geométrica de la elipse como se muestra en la Figura 6.7. La línea color rojo más gruesa es la parte de la elipse que permite representar las curvas de un mapa de operación.

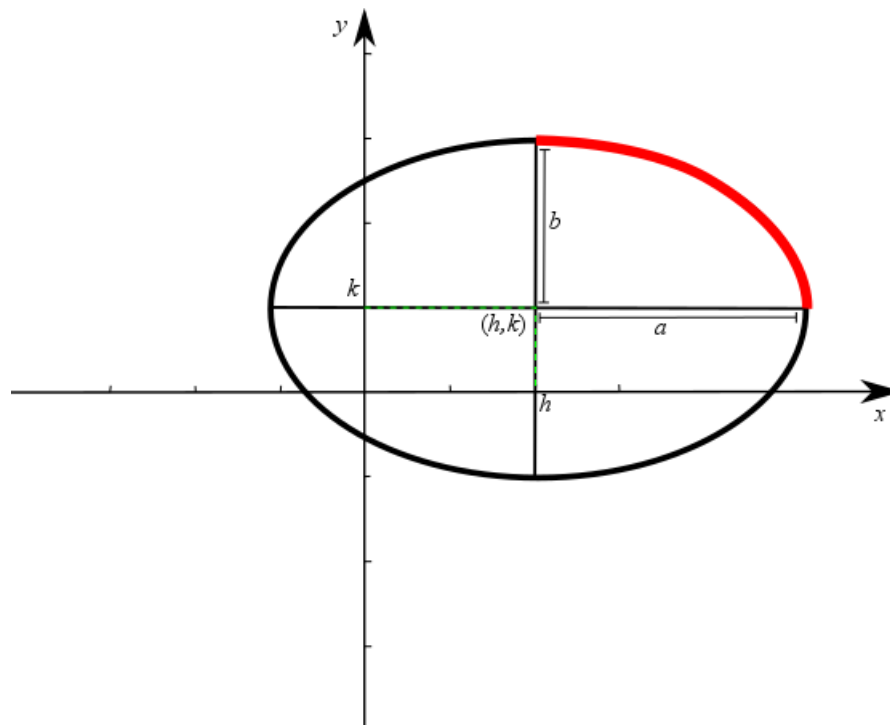


Figura 6.7. Principales elementos de una elipse.

La ecuación general de una elipse cuyo centro no se encuentra en el origen es

$$\frac{(x-h)^2}{a^2} + \frac{(y-k)^2}{b^2} = 1 \quad (6.1)$$

Los parámetros a y b se refieren a la longitud de los vértices más largo y más corto, respectivamente y los parámetros h y k se refieren a las coordenadas del foco de la elipse.

Despejando la variable dependiente, y , se tiene lo siguiente

$$y = \sqrt{b^2 \left(1 - \frac{(x-h)^2}{a^2} \right)} + k \quad (6.2)$$

En la Figura 6.7 se muestra qué parte de la elipse se puede tomar para representar el comportamiento de las curvas de un mapa de operación, por lo tanto, se puede hacer una analogía entre los elementos de una elipse y las propiedades que relaciona un mapa de operación. Para el caso de un mapa de operación que relacione la relación de presión con el flujo volumétrico real de gas, x y y representan el flujo volumétrico real de gas y la relación de presiones, respectivamente, donde la relación de presiones es la variable independiente. Por otra parte, los parámetros h , k , a y b , que son también elementos de la elipse, son dependientes de la velocidad de giro. De esta manera, el comportamiento de una curva de desempeño, se puede representar con la Ec. (6.2) (Herndon, 1967).

Para obtener los parámetros a , b , h y k , que permitan representar las curvas de velocidad de giro constante, se realiza un análisis de regresión no lineal a partir del algoritmo de Levenberg–Marquardt, y se utiliza el programa POLTMATH® 5.1 para evaluar dichos parámetros (software polymath, 5.1).

En la Tabla 6.3 se muestran los valores de los parámetros a , b , h y k , para las curvas de desempeño a 7,007 rpm, 6,471 rpm y 5,752 rpm, de la primera etapa de compresión. También se presentan los valores de los coeficientes de correlación, o coeficientes de determinación, R^2 , que se obtienen en cada regresión no lineal para cada una de las curvas de desempeño. Es importante reportar estos valores para cada una de las regresiones no lineales que se realizan, ya que estos indicadores miden la desviación entre los valores calculados y los datos para la variable dependiente, y se pueden usar para comparar varios modelos que representan la misma variable dependiente.

Tabla 6.3. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).

Parámetro	7,007 rpm	6,471 rpm	5,752 rpm
a	6	6.4	5.66
b	2.01	2.08	1.35
h	12.42	10.58	8.33
k	2.44	1.58	1.51
R^2	0.9976	-86.12	0.9993

La Figura 6.8. muestra las tres líneas de velocidad de giro constante del mapa de operación, en líneas discontinuas, a condiciones de diseño en sitio. También se muestra las representaciones gráficas de la ecuación (6.2), utilizando los valores de los parámetros que se muestran en la Tabla 6.3. Éstas se muestran con marcadores en forma de cuadrado. Se muestra que, al sobreponer los resultados de las regresiones no lineales sobre las curvas de desempeño, estos se ajustan de manera aceptable a las curvas de desempeño.

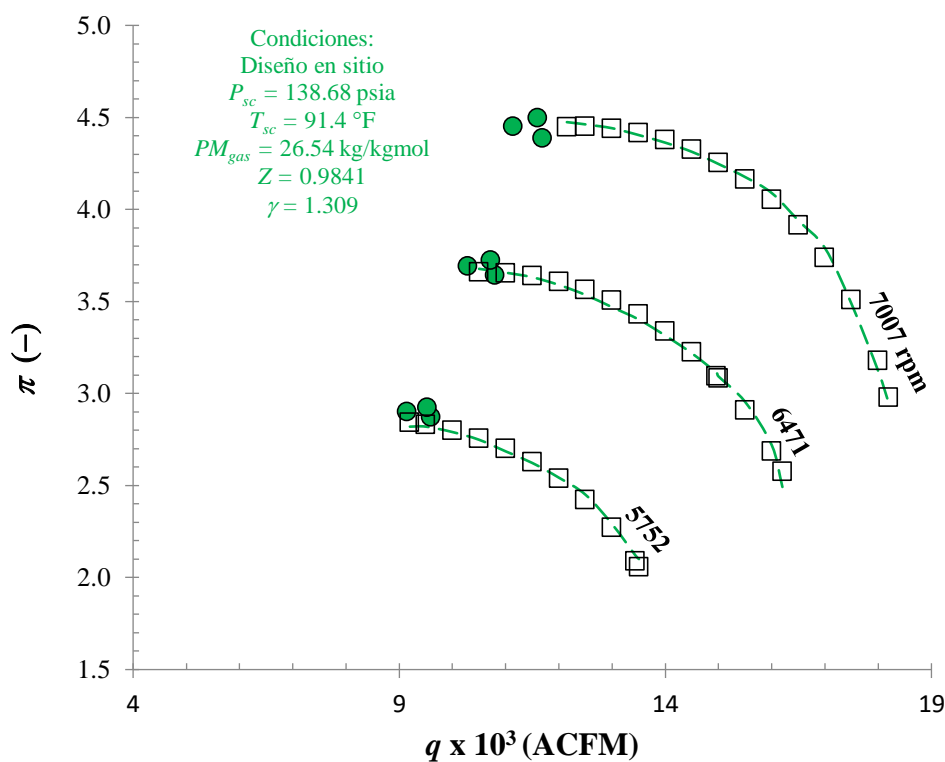


Figura 6.8. Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio (primera etapa).

En la Tabla 6.4 se muestran los valores de los parámetros a , b , h y k , para cada una de las curvas de desempeño de la segunda etapa de compresión. También se muestran los valores de los coeficientes de

correlación, o coeficientes de determinación, R^2 , que se obtienen en cada regresión no lineal para cada una de las curvas de desempeño del compresor de alta presión.

Tabla 6.4. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).

Parámetro	7,007 rpm	6,471 rpm	5,752 rpm
a	2.30	2.42	2.44
b	2.5	2.15	2.12
h	3.07	2.43	1.95
k	1.52	1.26	0.54
R^2	0.9984	0.9998	0.9999

La Figura 6.9 muestra las tres líneas de velocidad de giro constante del mapa de operación, en líneas discontinuas, a condiciones de diseño en sitio. También se muestra la representaciones gráficas de la ecuación (6.2), utilizando los valores de los parámetros que se muestran en la Tabla 6.4. Éstas se muestran con marcadores en forma de cuadrado. Se muestra que, al sobreponer los resultados de las regresiones no lineales sobre las curvas de desempeño, estos se ajustan de manera aceptable a las curvas de desempeño.

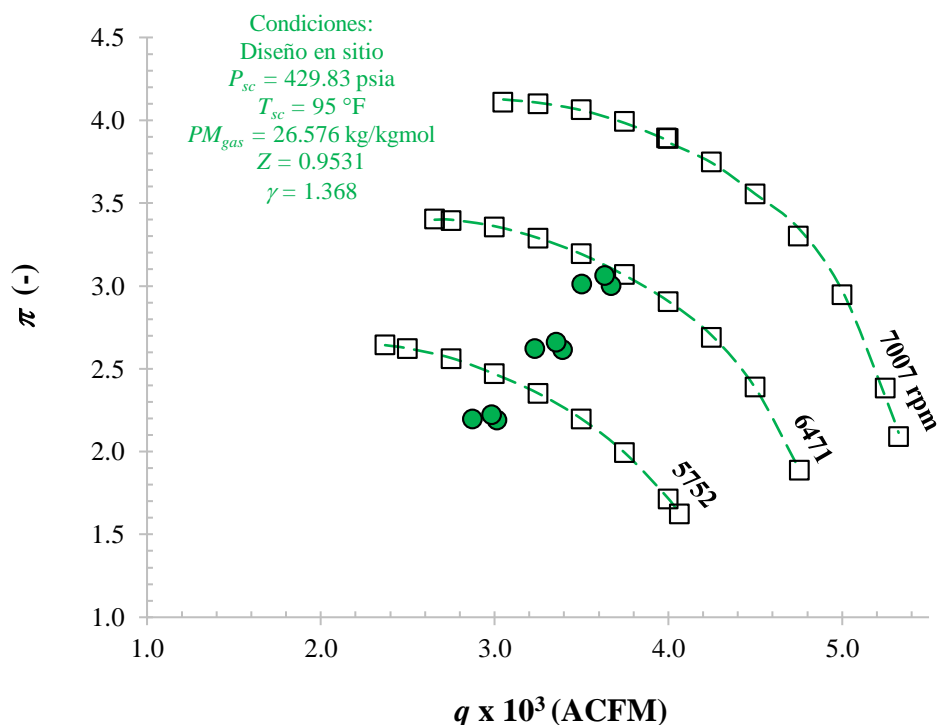


Figura 6.9. Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio (segunda etapa).

6.2.2 Regresión no lineal para la representación de las curvas de desempeño a condiciones reales de operación

Una vez que, mediante la aplicación de una regresión no lineal, se obtienen los valores de los parámetros, a , b , h y k , que permiten a la ecuación de una elipse representar las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio, el siguiente paso de la metodología de este trabajo, que se muestra en el Capítulo 3, es trasladar estos valores hacia las evaluaciones de desempeño a condiciones reales de operación, de tal manera que estas curvas pasen por los tres puntos de las evaluaciones. Esta traslación se debe hacer de tal manera que el punto máximo de la elipse, que representa el mayor valor de la relación de presiones para cada curva de desempeño a velocidad de giro constante, quede del lado izquierdo de las evaluaciones a condiciones reales de operación. Esto se realiza de esta forma debido a que, tal y como se describe en el capítulo 1, el punto de *surge* para una curva de desempeño a velocidad de giro constante, es el punto donde se registra la mayor presión de descarga y, por lo tanto, la mayor relación de presiones, por lo tanto, las evaluaciones no pueden encontrarse del lado izquierdo del *surge*. Sin embargo, el punto en donde se registra la mayor relación de presiones de cada regresión lineal, para cada curva de desempeño, no es el nuevo punto límite de *surge* de cada una curva de desempeño, a condiciones reales de operación. El verdadero punto de *surge* a condiciones reales de operación, se calcula en la siguiente sección.

En la Tabla 6.5 se muestran los valores de los parámetros a , b , h y k , para cada una de las curvas de desempeño a 7,007 rpm, 6,471 rpm y 5,752 rpm, trasladadas a las evaluaciones de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación, de la primera etapa de compresión. También se presentan los valores de los coeficientes de correlación, R^2 , que se obtienen en cada regresión no lineal para cada una de las curvas de desempeño.

Tabla 6.5. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación del mapa de la primera etapa de compresión.

Parámetro	7,007 rpm	6,471 rpm	5,752 rpm
a	6	6.4	5.66
b	2.01	2.08	1.35
h	12.42	10.58	8.33
k	2.44	1.58	1.51
R^2	0.9976	-86.12	0.9993

La Figura 6.10 muestra las curvas de desempeño obtenidas a partir de la regresión lineal que se describe en la sección 6.2.1, curvas con marcadores cuadrados, trasladadas a las evaluaciones de la prueba de

desempeño a condiciones reales de operación, curvas con líneas punteadas de color rojo, para la primera etapa de compresión. También se muestra que, al comparar los resultados de las regresiones lineales mostradas en las tablas 6.3 y 6.5, para realizar la traslación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio hacia las evaluaciones a condiciones reales de operación, las curvas únicamente se deben trasladar hacia la izquierda y hacia arriba de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio, entonces, sólo se mueve el centro de las elipses, manteniendo los vértices de éstas, constantes. Desde este punto de la metodología del trabajo de tesis, se muestra que el nuevo mapa de operación a condiciones reales de operación se encuentra a la izquierda del mapa de operación a condiciones de diseño. También se muestra que la capacidad real de procesamiento de flujo del compresor de baja presión, disminuye.

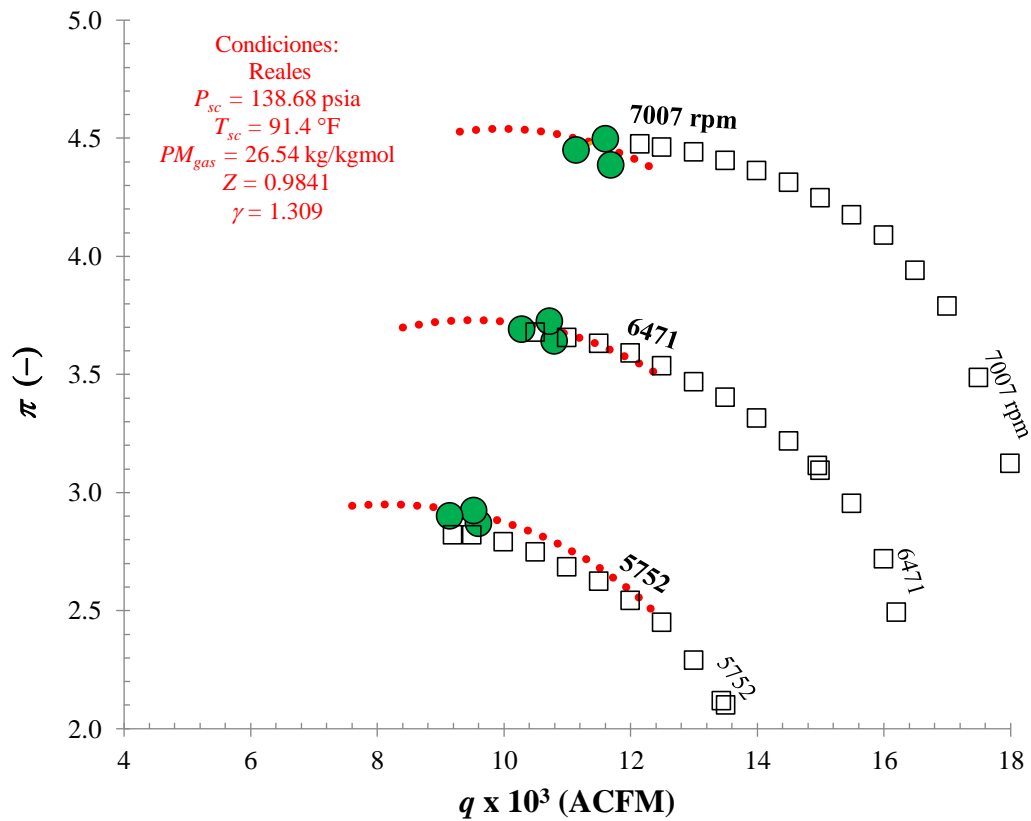


Figura 6.10. Curvas de desempeño a condiciones reales de operación (primera etapa).

En la Tabla 6.6 se presentan los valores de los parámetros a , b , h y k , para cada una de las curvas de desempeño a 7,007 rpm, 6,471 rpm y 5,752 rpm, trasladadas a las evaluaciones de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación, de la segunda etapa de compresión. También se presentan los valores de los coeficientes de correlación, R^2 , que se obtienen en cada regresión no lineal para cada una de las curvas de desempeño.

Tabla 6.6. Parámetros de la elipse que reproducen las curvas de operación del mapa de la segunda etapa de compresión.

Parámetro	7,007 rpm	6,471 rpm	5,752 rpm
a	2.3099	2.4231834	2.4413847
b	2.5819591	2.1501035	2.1293387
h	2.85	2.4363801	1.9585496
k	0.59	0.6315786	0.2613338
R^2	0.9976	-86.12	0.9993

La Figura 6.11 muestra las curvas de desempeño obtenidas a partir de la regresión lineal que se describe en la sección 6.2.1, curvas con marcadores cuadrados, trasladadas a las evaluaciones de la prueba de desempeño a condiciones reales de operación, curvas con líneas punteadas de color rojo, para la segunda etapa de compresión. Al igual que en la primera etapa, se muestra que para realizar la traslación de las curvas de desempeño a condiciones de diseño en sitio hacia las evaluaciones a condiciones reales de operación sólo se mueve el centro de las elipses, manteniendo los vértices de éstas, constantes.

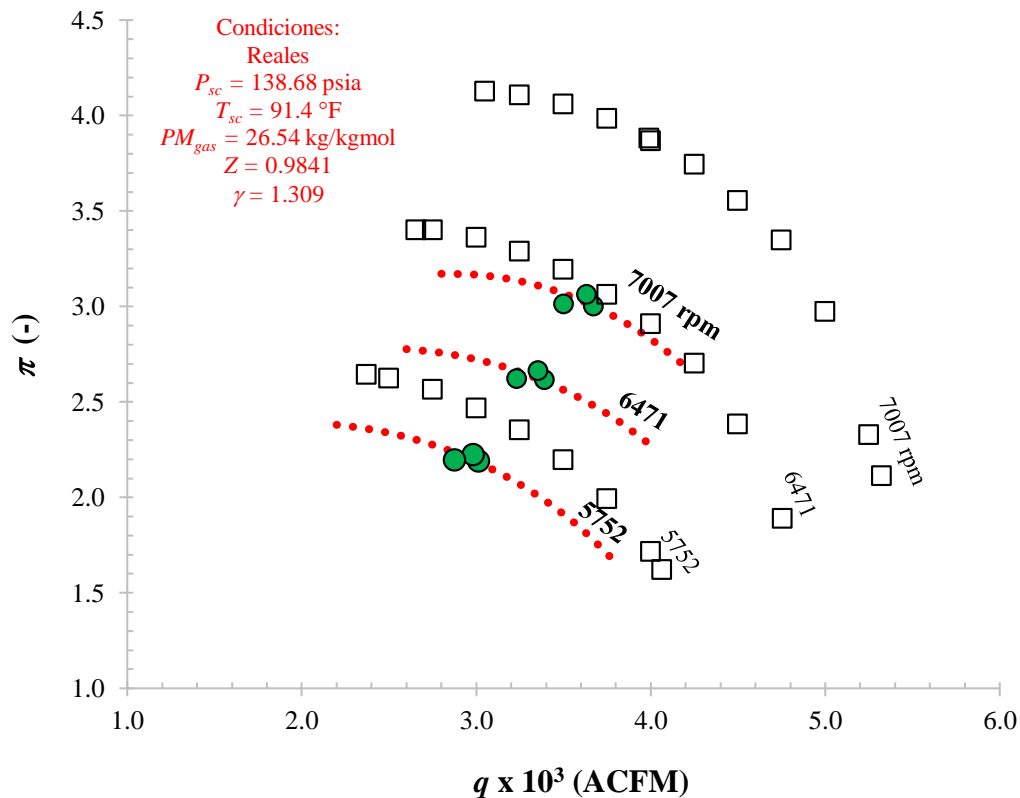


Figura 6.11. Curvas de desempeño a condiciones reales de operación (segunda etapa).

6.4 Sistema de control de surge

Tal y como se explica en el capítulo 1 de este trabajo, una parte vital de todo mapa de operación, es la línea límite de *surge*, ya que el sistema de control de *surge* tiene como objetivo principal minimizar las alteraciones de las operaciones del proceso de compresión. Además, la función del anti-*surge* es proteger al compresor y chumaceras, evitando que se produzcan daños ocasionados por desplazamiento axial. Debido a esto, a continuación, se calculan el punto límite de *surge*, la línea límite de *surge* y la línea de control de *surge* a las condiciones reales de operación del tren de compresión 2BCL608/N. Esta formulación no asume constantes a la temperatura, T_{sc} , y presión de succión, P_{sc} , ni el peso molecular del gas, PM_{gas} . Por consiguiente, este procedimiento permite realizar correcciones cuando existen cambios en las condiciones de operación.

6.4.1 Punto límite de surge

La cabeza politrópica e isoentrópica (H_p y H_s) de un compresor centrífugo son función de la velocidad de rotación del flujo volumétrico de entrada y del diámetro del impulsor. En las altas velocidades a las cuales operan normalmente los compresores centrífugos, se puede asumir que la variación del Número de Reynolds de la Máquina (Re_m) con la velocidad del gas, es despreciable, y que la variación del número de Mach de la máquina (Ma_m) con la velocidad, también es despreciable. Por lo tanto, el número de Mach se puede asumir constante siempre y cuando la velocidad del gas no se aproxime a la velocidad del sonido. Para este caso, se asume que la operación de los compresores centrífugos está muy por debajo de esta velocidad en la región cercana al surge. Bajo estas condiciones, para una geometría de un compresor centrífugo dada, si se grafican las relaciones H_p/N^2 y q/N , las curvas de desempeño para diferentes velocidades de giro se reducen a una sola curva, llamada curva de desempeño universal.

La Figura 6.12 muestra la curva de desempeño universal para la geometría del compresor centrífugo de la primera etapa de compresión. Se muestra que el valor de las relaciones H_p/N^2 y q/N , para la geometría específica del compresor de baja presión del tren de compresión 2BCL608/N, en el punto límite de surge es 0.0011988 y 1.42714428, respectivamente.

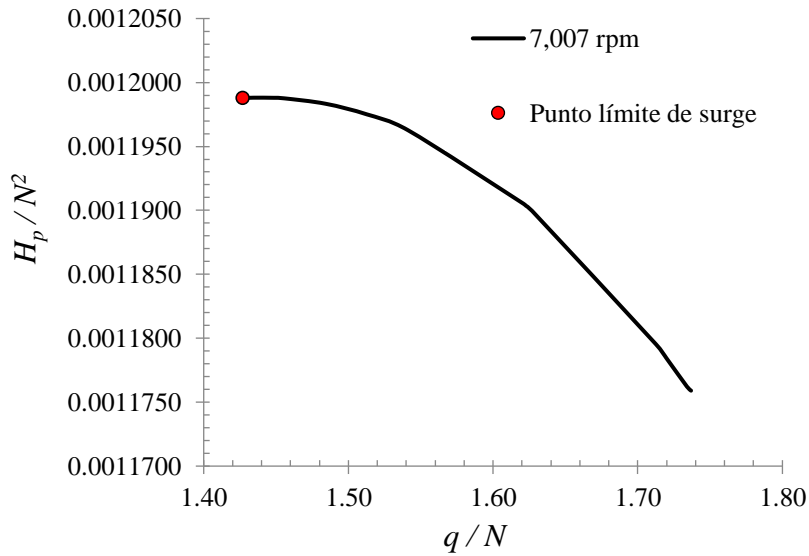


Figura 6.12. Curva de desempeño universal del compresor de la primera etapa de compresión.

La Figura 6.13 muestra la curva de desempeño universal para la geometría del compresor de la segunda etapa de compresión. Se muestra que el valor de las relaciones H_p/N^2 y q/N , para la geometría específica del compresor de alta presión del tren de compresión 2BCL608/N para el punto límite de surge es 0.00087 y 0.42814329, respectivamente.

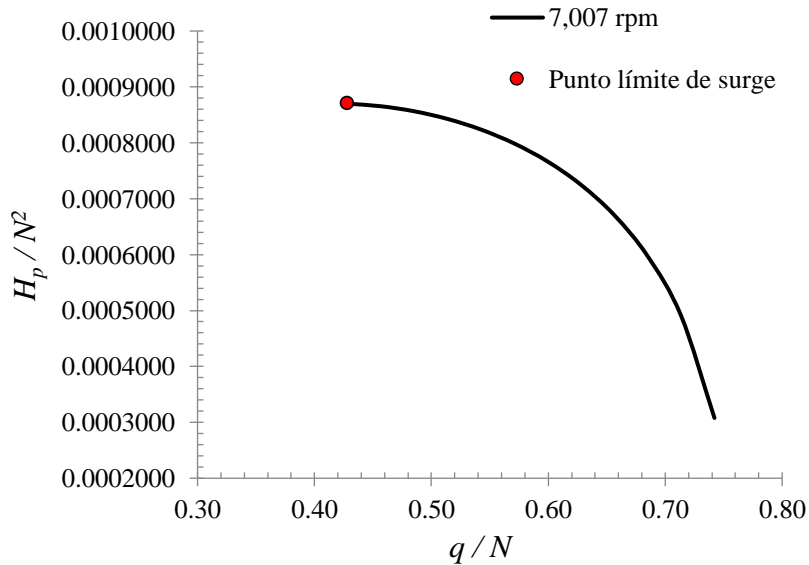


Figura 6.13. Curva de desempeño universal del compresor de la segunda etapa de compresión.

6.4.2 Línea límite de surge (LLS)

La línea límite de surge se calcula a partir del método que proponen Staroselsky y Ladin (1979). Para ejemplificar el procedimiento, se toma el caso práctico de la primera etapa de compresión. Los datos para desarrollar el caso práctico se toman de la evaluación a condiciones reales de operación con el menor flujo volumétrico de gas, debido a que es el punto que se encuentra más cerca al surge. Los datos del caso práctico se presentan en la Tabla 6.7. Se presentan los valores del coeficiente de compresibilidad, y los calores específicos a presión y volumen constante, a la succión y a la descarga del compresor, y en forma de promedio. Debido a que estos parámetros son distintos en la succión y en la descarga del compresor, se utilizan sus valores promedios para el cálculo de la LLS.

Tabla 6.7. Datos para el caso práctico del cálculo de la línea límite de surge.

Parámetro	Unidades	Evaluación III
PM_g	lb _m /lbmol	26.54
T_{sc}	°F	91.4
P_{sc}	psia	138.68
T_{dc}	°F	360.25
P_{dc}	psia	617.25
Z_{sc}	-	0.982668
Z_{dc}	-	0.994393
Z_{prom}	-	0.988531
$c_{P,sc}$	Btu/(lb _m R)	0.346430
$c_{v,sc}$	Btu/(lb _m R)	0.264302
$c_{P,dc}$	Btu/(lb _m R)	0.409308
$c_{v,dc}$	Btu/(lb _m R)	0.322805
γ_{sc}	-	1.31073
γ_{dc}	-	1.267972
γ_{prom}	-	1.289353
π	-	4.45
x_n	-	0.287932
$\frac{(\pi^{x_n} - 1)}{x_n}$	-	1.86545
η_{PIC}	%	77.94
H_p	ft lb _f /lb _m	58,136

Dado que el límite de surge es un valor fijo para una geometría particular de los compresores centrífugos, se pueden considerar constantes las relaciones entre la cabeza politrópica y el cuadrado de la velocidad de giro, y el flujo volumétrico de gas y la velocidad de giro. En este caso práctico se hace uso de la letra mayúscula, C , para referirse a ciertas relaciones y/o valores que se consideran constantes en

este método; a pesar de que no se muestran las unidades de cada constante C , se tiene que tener en cuenta que debe existir una congruencia dimensional para cada una de ellas. Por lo tanto, para referirse a las relaciones mencionada al principio del párrafo se les asigna la letra C_1 y C_2 , respectivamente.

$$\frac{H_p}{N^2} = C_1 \quad (6.3)$$

$$\frac{q}{N} = C_2 \quad (6.4)$$

Para la primera etapa, estos valores se obtienen de la Figura 6.12 y son los siguientes

$$\frac{H_p}{N^2} = 0.0011988$$

$$\frac{q}{N} = 1.42714428$$

En consecuencia, las curvas de la LLS siguen las leyes de afinidad, que se describen en la sección 1.7 del Capítulo 1. Estas leyes establecen que el volumen de entrada es proporcional a la velocidad, y que la cabeza politrópica es proporcional al cuadrado de la velocidad. El límite de *surge* se puede definir por la Ec. (6.3) o la Ec. (6.4); sin embargo, estas ecuaciones son todavía imprácticas para definir la LLS, ya que H_p y q dependen de una medición del peso molecular del gas de proceso (PM_g).

Las variaciones en el peso molecular no se pueden medir continuamente a velocidades altas de los compresores y, por lo tanto, se deben eliminar de la ecuación de la línea de *surge*. También, H_p y q_s dependen de las variaciones de presión y temperatura de succión. Por consiguiente, en este procedimiento se eliminan el peso molecular y la temperatura en la ecuación de la LLS. Las Ecs. (6.3) y (6.4) son combinadas para eliminar la velocidad de giro, N , del compresor de la siguiente manera

$$C_3 = \frac{q^2}{H_p} \quad (6.5)$$

La Ec. (6.5) se puede expresar también en función de las constantes C_1 y C_2 como

$$C_3 = \frac{C_2^2}{C_1} \quad (6.6)$$

El valor de la constante C_3 para el caso práctico es

$$C_3 = 1,699.02$$

La cabeza politrópica está dada por la siguiente expresión

$$H_p = \frac{Z_{prom} C_4 T_{sc} (\pi^{x_n} - 1)}{PM_{sc} x_n} \quad (6.7)$$

Sustituyendo la ecuación (6.5) en (6.7) se tiene lo siguiente

$$\frac{q^2}{C_3} = \frac{Z_{prom} C_4 T_{sc} (\pi^{x_n} - 1)}{PM_{sc} x_n} \quad (6.8)$$

La constante C_4 se refiere a la constante R , pero, como se menciona al principio del caso práctico, se utiliza la letra mayúscula C para referirse a los valores constantes dentro del método de Staroselsky y Ladin.

El exponente politrópico, está dado por

$$x_n = \frac{(\gamma - 1)}{\gamma \eta_{PIC}} \quad (6.9)$$

Reescribiendo la expresión (6.8) se tiene que

$$\frac{C_5 Z_{prom} T_{sc} (\pi^{x_n} - 1)}{PM_g x_n} = q^2 \quad (6.10)$$

donde

$$C_5 = C_3 C_4 \quad (6.11)$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tienen los valores de las constantes C_4 y C_5 , respectivamente

$$C_4 = 1517.4$$

$$C_5 = 2,578,105.953$$

Utilizando la ecuación del gas ideal que considera el factor de compresibilidad Z , y considerando que el flujo volumétrico de gas es igual al flujo másico dividido por la densidad, se tiene la siguiente expresión

$$q = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{P_{sc} PM_g}{R_u Z_{sc} T_{sc}} \right)} \quad (6.12)$$

En este punto se vuelve a hacer uso de la letra C para referirse al valor de la constante universal de los gases, pero en este caso, se utiliza el subíndice subsecuente de los ya ocupados hasta este punto del método de Staroselsky y Ladin. Por lo tanto, la expresión (6.12) se puede reescribir como

$$q = \frac{\dot{m} C_6}{\left(\frac{P_{sc} PM_g}{Z_{sc} T_{sc}} \right)} \quad (6.13)$$

Sustituyendo la Ec. (6.13) en (6.10) se tiene que

$$C_7 Z_{prom} \left(\frac{\pi^{x_n} - 1}{x_n} \right) = \frac{\dot{m}^2 Z_{sc}^2 T_{sc}}{P_{sc}^2 PM_g} \quad (6.14)$$

donde

$$C_7 = \frac{C_5}{C_6^2} \quad (6.15)$$

Sustituyendo los valores correspondientes el valor de la constante C_7 para el caso práctico es

$$C_7 = 22,385.79$$

Empleando una ecuación para evaluar el flujo de gas a través de un orificio en la descarga del compresor (Crane, 1976).

$$\dot{m} = C_8 \sqrt{\frac{\Delta P_{ori,sc} P_{sc} PM_g}{T_{sc} Z_{sc}}} \quad (6.16)$$

donde

$$C_8 = \frac{31.52 Y d_2^2 C_d}{\sqrt{C_5 (1 - \beta^4)}} \quad (6.17)$$

$$Y = 1 - \frac{(0.41 + 0.35 \beta^4) \Delta P_{ori,dc}}{\gamma_{dc} P_{dc}} \quad (6.18)$$

$$\beta = \frac{d_2}{D_2} \quad (6.19)$$

$$\gamma_{dc} = \frac{c_{p,dc}}{c_{v,dc}} \quad (6.20)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (6.16), se tiene que el valor para la constante C_8 es el siguiente

$$C_8 = 1,597.27$$

Sustituyendo la Ec. (6.16) en la Ec. (6.14) se obtiene la siguiente expresión

$$C_9 \frac{Z_{prom}}{Z_{sc}} P_{sc} \frac{(\pi^{x_n} - 1)}{x_n} = \Delta P_{ori,sc} \quad (6.21)$$

donde

$$C_9 = \frac{C_7}{C_8^2} \quad (6.22)$$

Si se asume que los cambios en compresibilidad son pequeños, entonces $Z_{prom} = Z_{sc} = Z_{dc}$. Por lo tanto, el término X_p se puede aproximar por una función lineal como se muestra en la Figura 6.14.

La Figura 6.14 muestra que si la relación de presiones del compresor es menor a 2.5, entonces el término X_p puede se puede representar mediante la siguiente expresión

$$X_p = C_{10}(\pi - 1) \quad (6.23)$$

donde

$$C_{10} = 0.688512$$

Por lo tanto, la expresión que se utiliza para representar la LLS cuando la relación de presiones es menor a 2.5, se escribe como

$$C_{11} \Delta P_C = \Delta P_{or,sc} \quad (6.24)$$

donde

$$C_{11} = C_9 C_{10} \quad (6.25)$$

$$\Delta P_C = (P_{dc} - P_{sc}) \quad (6.26)$$

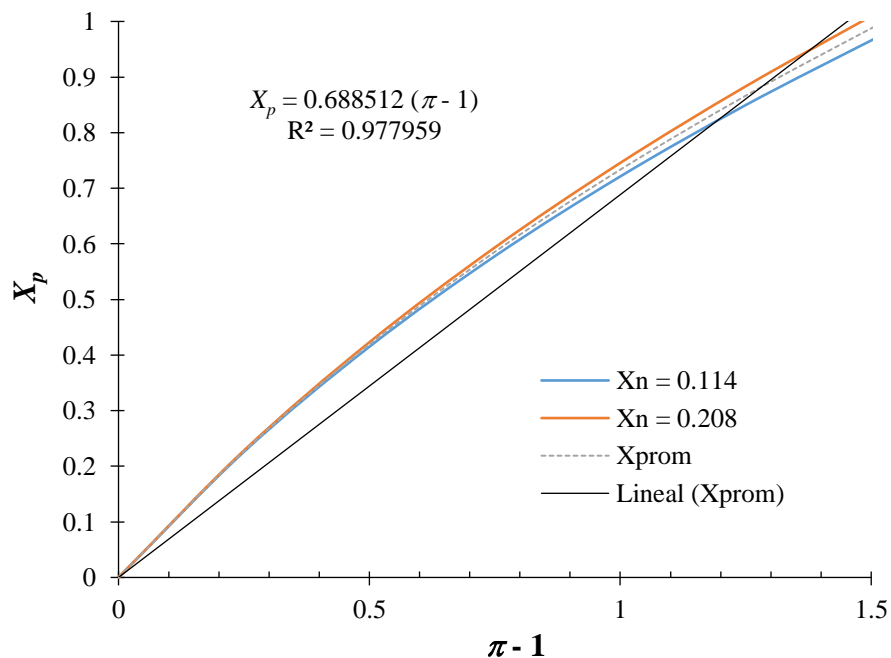


Figura 6.14. Aproximación de X_p con una función lineal cuando la relación de presiones es menor a 2.5.

La Figura 6.15 muestra que si la relación de presiones del compresor es mayor a 2.5, entonces el término X_p puede ser representado mediante la siguiente expresión de acuerdo al método de Staroselsky y Ladin.

$$X_p = C_{12} (\pi - 1) + a_p \quad (6.27)$$

donde

$$C_{12} = 0.488540$$

$$a_p = 0.232143$$

Por lo tanto, la expresión utilizada para representar la LLS cuando la relación de presiones es mayor a 2.5, se reescribe como

$$C_{13} \Delta P_C + b_p = \Delta P_{or,sc} \quad (6.28)$$

donde

$$C_{13} = C_9 C_{12} \quad (6.29)$$

$$b_p = C_9 a_p P_{sc} \quad (6.30)$$

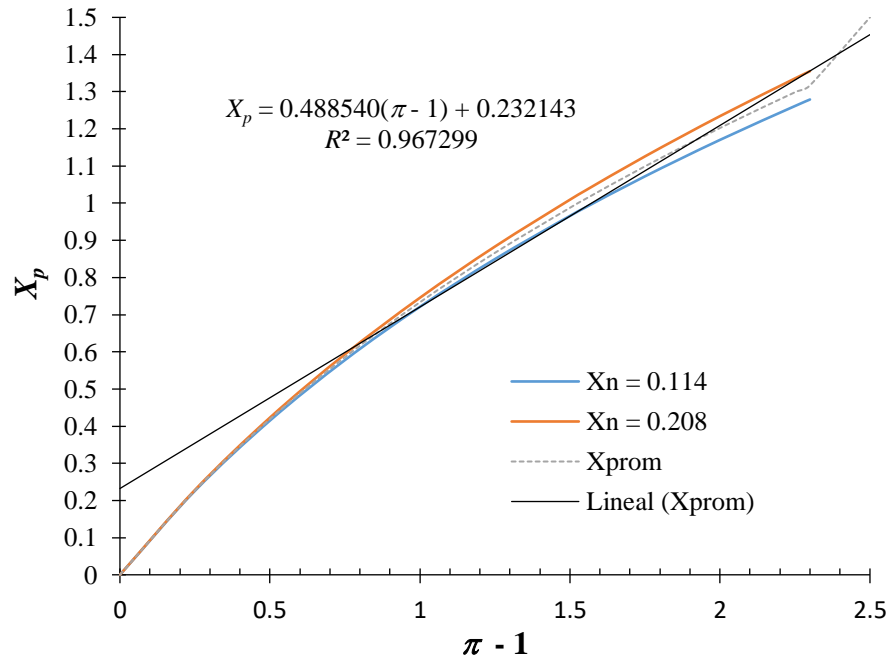


Figura 6.15. Aproximación de X_p con una función lineal cuando la relación de presiones es mayor a 2.5.

De esta manera las Ecs. (6.24) y (6.28) son recomendadas por los autores Staroselsky y Ladin para calcular la LLS, ya que contienen el menor número de variables y todas pueden ser fácilmente medidas en una prueba de desempeño.

6.4.3 Línea de control de *surge* (LCS)

Las tres formas más comunes de la LCS son mostradas en la Figura 6.16. La posición óptima de esta línea es la paralela a la LLS (Figura 6.16a). Para minimizar la recirculación, la LCS deberá ser establecida tan cerca como sea posible a la LLS. Ajustar la línea de control de *surge* con una pendiente menor que línea límite de *surge* (Figura 6.16b), puede provocar un exceso de recirculación a altas presiones y la condición de *surge* a bajas presiones durante el paro y arranque del compresor. El tercer método, consiste en seleccionar un flujo volumétrico mínimo seguro y fijar una línea de control vertical (Figura 6.16c). Esto puede provocar un exceso de recirculación a bajas presiones y a un *surge* a altas presiones. Muchos sistemas miden el flujo en la descarga sin corregir para las condiciones de succión. Esto da una máxima recirculación con un mínimo de protección contra un *surge* y eso no es recomendable.

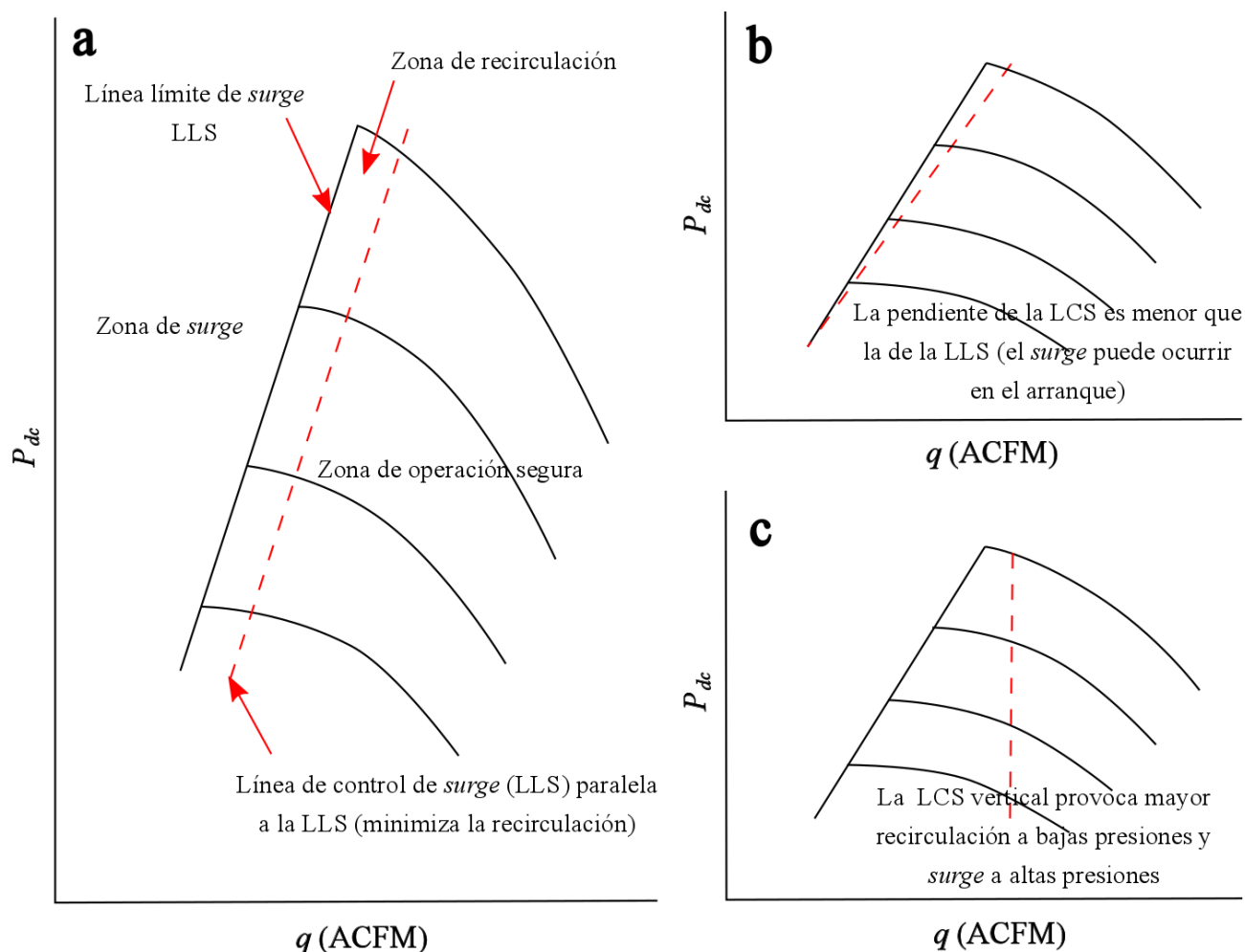


Figura 6.16. Formas comunes de establecer la línea de control de surge. Figura modificada de del método de Staroselsky y Ladin (1979).

Debido a esto, la LCS se fija de manera análoga al caso **a** considerando un 10 % más del flujo volumétrico de gas con respecto a la LLS, manteniendo la relación de presiones constante.

La Figura 6.17 muestra la línea límite de *surge* (LLS) y la línea de control de surge (LCS) calculadas a condiciones reales de operación, para la primera etapa de compresión. Se muestra que las nuevas LLS y LCS a condiciones reales de operación se desplazan hacia arriba con respecto a la LLS del mapa a condiciones de diseño del fabricante; esto se debe a que en la primera etapa de compresión, las condiciones reales de operación en la succión del compresor provocan que la presión de descarga sea mayor. Por otra parte, también se muestra que la nueva línea de *surge* a condiciones reales de operación, se encuentra desplazada hacia a la izquierda de las líneas de *surge* del mapa a condiciones de diseño del fabricante y del mapa corregido a condiciones de diseño en sitio.

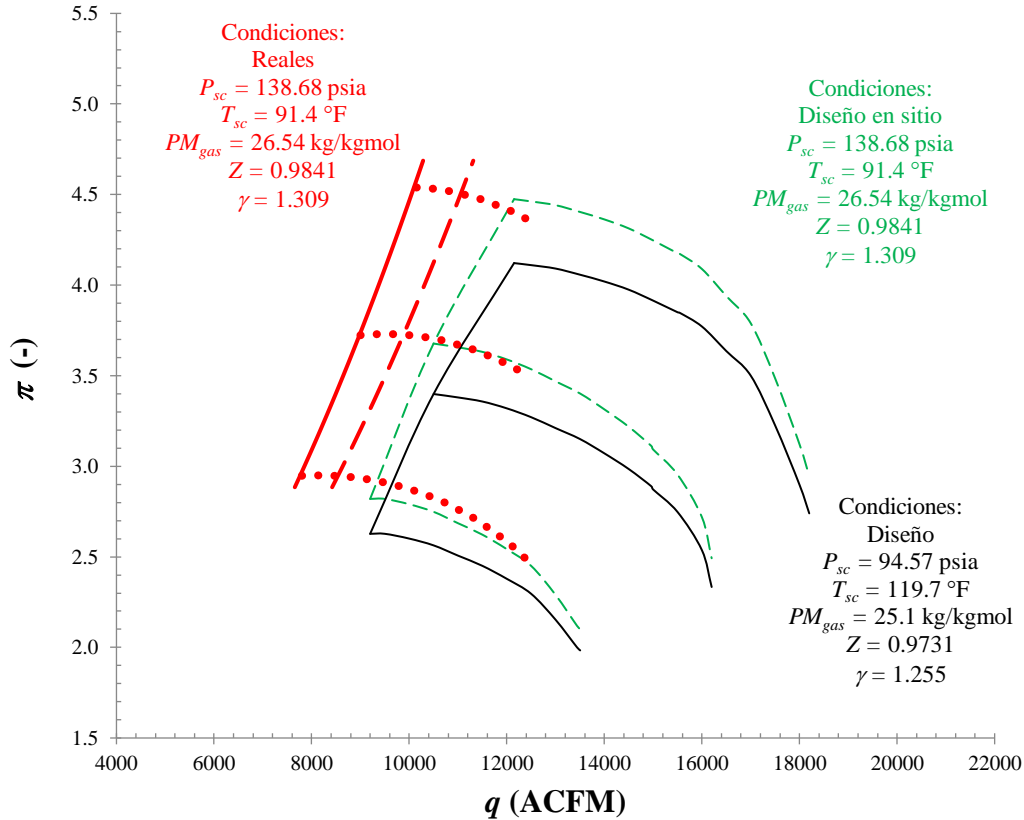


Figura 6.17. Líneas de surge y de control de surge a condiciones reales de operación (primera etapa).

La Figura 6.18 muestra la línea límite de surge (LLS) y la línea de control de surge (LCS) calculadas a condiciones reales de operación, del compresor de alta presión. En este caso se muestra que las nuevas LLS y LCS a condiciones reales de operación se desplazan hacia abajo con respecto a la línea de surge del mapa a condiciones de diseño del fabricante; esto se debe a que las condiciones reales de operación en la succión del compresor de la segunda etapa provocan que la presión de descarga sea menor. Por otra parte, a diferencia de la primera etapa de compresión, se muestra que la nueva línea de surge a condiciones reales de operación, no se desplaza demasiado con respecto a las líneas de surge del mapa a condiciones de diseño del fabricante y del mapa corregido a condiciones de diseño en sitio. Esto quiere decir que el compresor de la segunda etapa no sufre una disminución en su capacidad de flujo volumétrico de gas tan representativa como el compresor de baja presión.

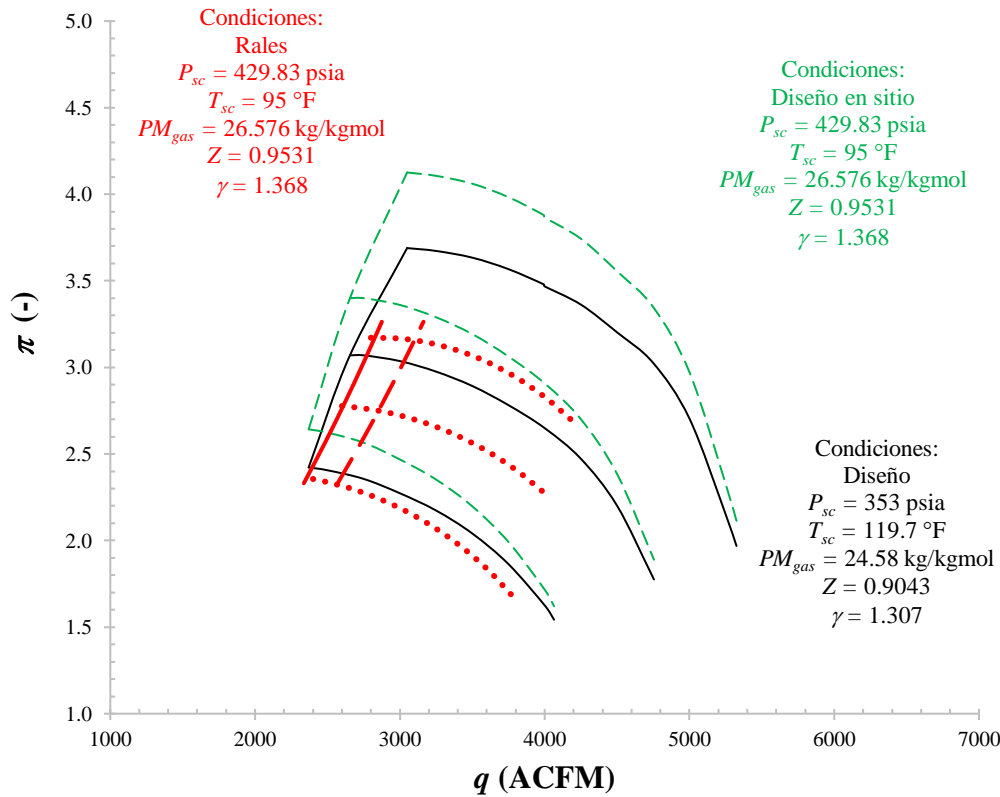


Figura 6.18. Líneas de surge y de control de surge a condiciones reales de operación (segunda etapa).

6.5 Mapas de operación a condiciones reales de operación

La Figura 6.19 muestra el mapa de operación del compresor de baja presión, del tren de compresión 2BCL608/N, a condiciones reales de operación (línea roja punteada). Este mapa se gráfica en el mismo plano bidimensional que los mapas de operación a condiciones de diseño (línea negra continua) y a condiciones de diseño en sitio (línea verde discontinua). Se muestra que el nuevo mapa a condiciones reales de operación se desplaza hacia arriba con respecto al mapa a condiciones de diseño del fabricante; esto se debe a que en la primera etapa de compresión, las condiciones reales de operación en la succión del compresor provocan que la presión de descarga sea mayor. Por otra parte, se muestra que la zona de operación real del compresor de la primera etapa, se encuentra desplazada hacia la izquierda de los mapas a condiciones de diseño del fabricante y a condiciones de diseño en sitio, esto quiere decir que su capacidad de procesamiento de flujo ha disminuido con respecto a las condiciones que aseguraba el fabricante, e incluso considerando los cambios en las condiciones de succión que se tienen en plataforma marina. La línea límite de *surge* y la línea de control de *surge* también se encuentran desplazadas hacia la izquierda

de los mapas a condiciones de diseño y a condiciones de diseño en sitio. Además, se muestra que los puntos de las evaluaciones, obtenidos en la prueba de desempeño en campo, no sólo se encuentran dentro de zona de operación real del mapa a condiciones reales de operación, sino que también se encuentran dentro de las velocidades de giro que se reporta en la prueba de desempeño.

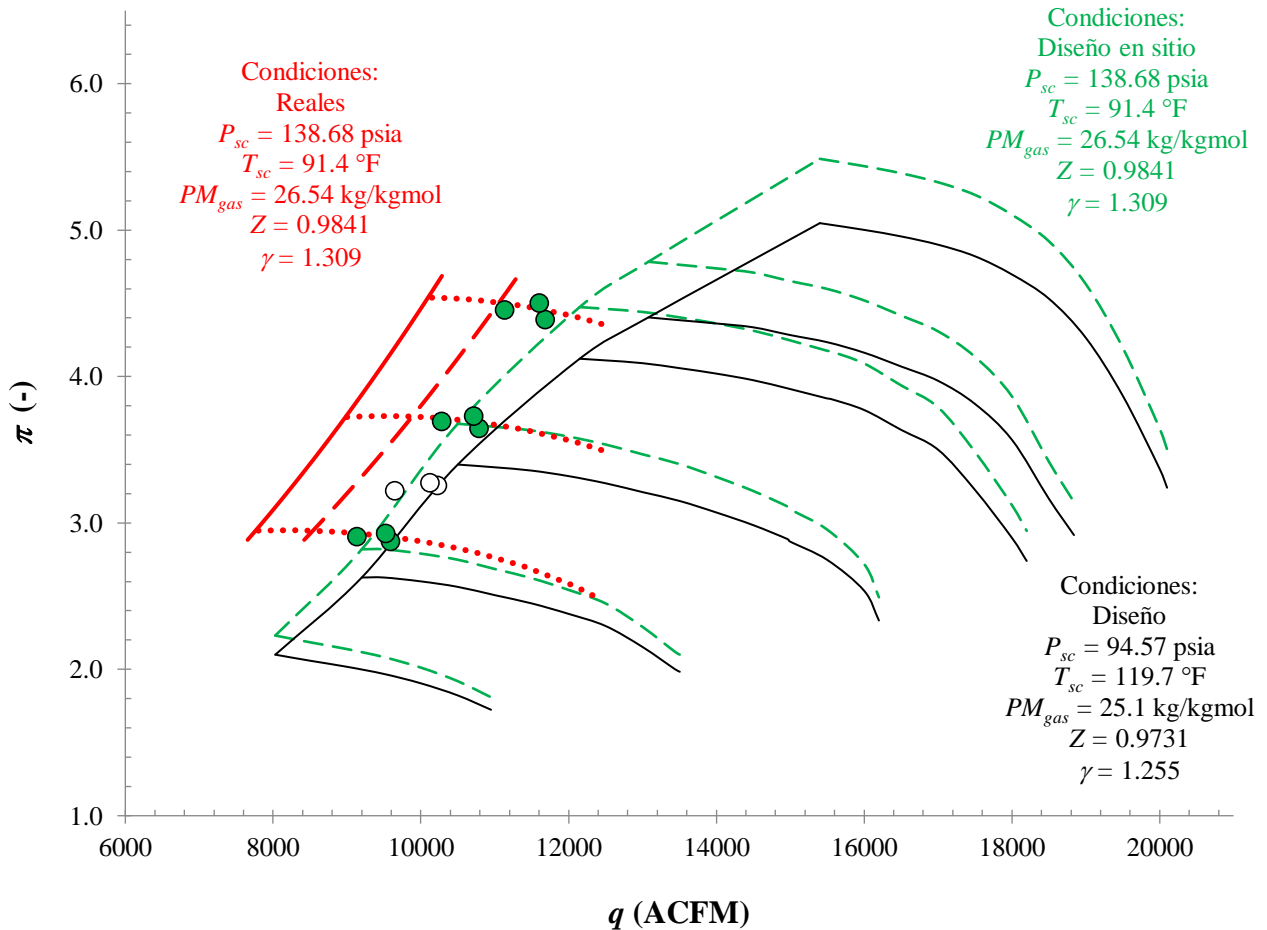


Figura 6.19. Mapa de operación a condiciones reales de operación (primera etapa)

La Figura 6.20 muestra el mapa de operación del compresor de alta presión, del tren de compresión 2BCL608/N, a condiciones reales de operación (línea roja punteada). Este mapa también se gráfica en el mismo plano bidimensional que los mapas de operación a condiciones de diseño (línea negra continua) y a condiciones de diseño en sitio (línea verde discontinua), esto con el objetivo de comparar la información que proporciona cada uno de los mapas. A diferencia de la primera etapa de compresión, en este caso el mapa de operación a condiciones reales de operación se desplaza hacia abajo del mapa a condiciones de diseño. Además, al igual que en el compresor de la primera etapa de compresión, se muestra que los puntos de las evaluaciones, obtenidos en la prueba de desempeño en campo, se encuentran dentro de zona de

operación real del mapa a condiciones reales de operación y también se encuentran dentro de las velocidades de giro que se reporta en la prueba de desempeño.

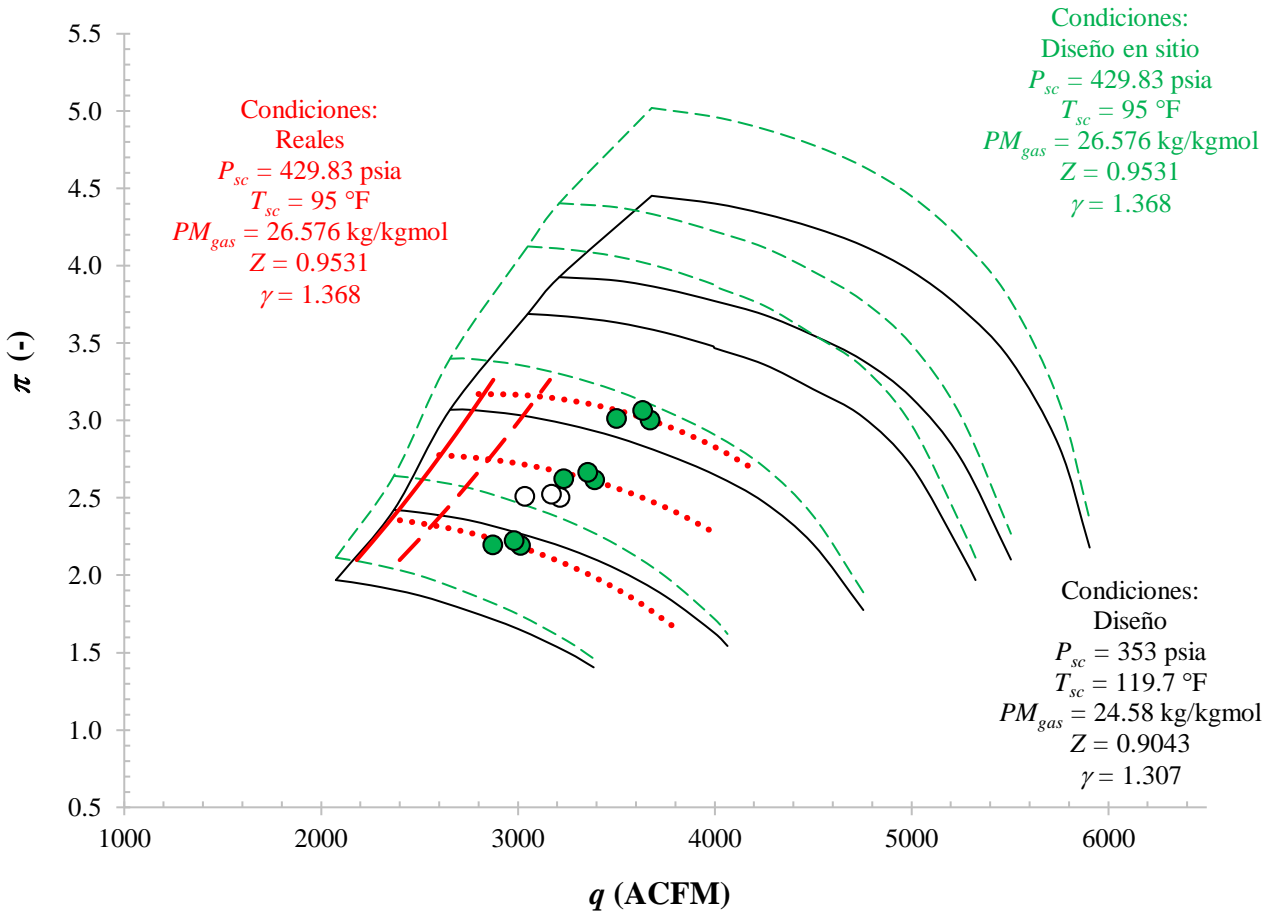


Figura 6.20. Mapa de operación a condiciones reales de operación (segunda etapa).

Los mapas de operación del tren de compresión 2BCL608/N (primera y segunda etapa) a condiciones reales de operación, se muestran de manera independiente en el Anexo G. En dichos mapas también se muestran las respectivas evaluaciones obtenidas en la prueba de desempeño.

6.6 Representación económica-ambiental de la disminución en la capacidad de procesamiento de flujo volumétrico de gas

En las plataformas marinas de extracción de petróleo y gas natural, no todo el gas natural que es extraído es aprovechado y procesado para su uso posterior. En algunas ocasiones, esto se debe a que, al ser la extracción del petróleo una prioridad, este gas se trata como un subproducto y se quema; en otras ocasiones el gas se quema debido a la falta de infraestructura para su almacenamiento. En situaciones más

extremas, la imposibilidad del procesamiento de este hidrocarburo se debe a accidentes y paros de emergencia en las plataformas de procesamiento, como el que sucedió en la plataforma de Abkatun Alfa, México, en abril del 2015.

La Figura 6. 21 muestra un diagrama de Sankey del flujo de gas natural que se extrae desde un pozo. Se muestra que, dentro del flujo que se procesa por a los compresores centrífugos, existe cierta cantidad que se recircula para mantener la presión en el pozo o como medida de seguridad anti-*surge*. Se muestra que, si se considera el compresor como nuevo a las condiciones de diseño del fabricante, y si no se considera otro uso del gas en la plataforma más que la recirculación antes mencionada, el total del flujo que entra al compresor termina como gas procesado. La corriente en líneas punteadas muestra la cantidad de flujo volumétrico de gas que se deja de procesar si no existe un correcto mantenimiento a la máquina, si existe ya un deterioro en el compresor y/o si las condiciones a las que opera el compresor difieren demasiado con respecto a las que especifica el fabricante. Estos aspectos provocan una disminución en la capacidad de procesamiento de flujo, lo que se ve reflejado a su vez de manera económica.

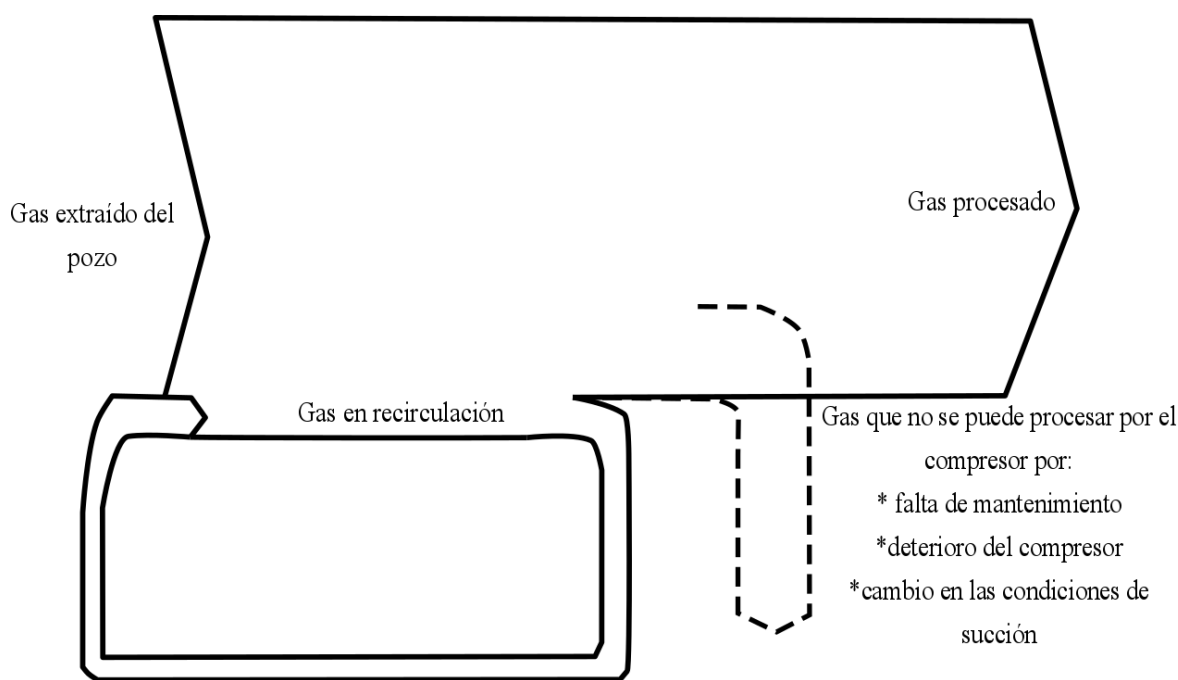


Figura 6. 21. Diagrama de Sankey del gas natural procesado en plataforma marina.

En las Tablas 6.1 y 6.2, de la sección 6.1 de este trabajo de tesis, se muestra que la eficiencia de compresión politrópica de los compresores de baja y alta presión disminuye en 2.08 % y 4.04 %, respectivamente, con respecto a las condiciones esperadas, es decir, con respecto a las condiciones de diseño en sitio. Esto a su vez trae consigo una disminución en la capacidad de procesamiento de flujo de

ambos compresores en 24.8 % y 8.2 %, respectivamente. Debido a esto, en esta sección se evalúa económica y ambientalmente, el efecto que la disminución en la eficiencia politrópica de los compresores, debida al desgaste mecánico de la máquina y a los cambios en sus condiciones de succión, trae consigo.

De acuerdo a la prospectiva de gas natural 2017-2030, el precio del gas natural en 2017 fue de 3,167.8 dólares por cada millón de pies cúbicos estándar de gas (SINEM, 2017). Por otra parte, a partir de los resultados de los estudios realizados por el INECC, (2014), se toma el valor de las emisiones de CO₂ de 64,279.18 kilogramos, por cada millón de pies cúbicos estándar de gas quemados.

Para realizar este análisis, se toma como ejemplo la evaluación I de la prueba de desempeño del tren de compresión 2BCL608/N. De acuerdo a la Tabla 6.8, el compresor de baja presión tiene una disminución en su capacidad de flujo de 50.26 MMPCED con respecto a las condiciones de diseño en sitio, lo que se ve reflejado en una pérdida económica de 159,213.32 dólares por día al ser quemado. Además, la quema de esta cantidad de flujo volumétrico de gas representa 3,230,671 kilogramos de dióxido de carbono emitidos por día.

Tabla 6.8. Representación económica ambiental de la disminución en la capacidad de procesamiento de flujo volumétrico de gas (primera etapa).

Parámetro	Condiciones diseño en sitio	Evaluación 1 a Cond. reales	Disminución (%)	Representación económica (\$/día)	Representación ambiental kgCO ₂ /día
<i>N</i> (rpm)	7,007	7,007	-	-	-
η_{PIC} (%)	79.41	77.33	2.08	-	-
<i>Q</i> (MMPCED)	202.7427	152.476	24.8	159,213.32	3,230,671

De esta manera, la importancia de realizar pruebas de desempeño de manera continua a los compresores de baja y alta presión en las plataformas, recae no sólo en que estas pérdidas de flujo de gas se incrementarán al no darle mantenimiento a las turbomáquinas, sino en que los compresores pueden salir de operación por un paro de emergencia o inclusive por un accidente. En estos casos extremos, la pérdida económica para este mismo caso, asciende a 483,013.47 dólares por día, y las emisiones a 9,801,032.25 kilogramos de CO₂ por día.

Conclusiones

A partir del desarrollo e implementación de la metodología que se presenta en este trabajo de tesis, es posible predecir el comportamiento real del tren de compresión 2BCL608/N, a partir de la actualización de los mapas de operación, de las condiciones de diseño que provee el fabricante, a las condiciones reales de operación. Además, debido a que los mapas actualizados a las condiciones reales de operación predicen el comportamiento real del compresor, también se concluye que es posible evaluar su desempeño real.

Acerca del desempeño del compresor centrífugo 2BCL608/N, al comparar los puntos operativos bajo las mismas condiciones de referencia, se concluye que

- El compresor de baja presión del tren de compresión 2BCL608/N (primera etapa), incrementa la relación de presiones en un 5.27 %; 4.17 vs 4.39, y su capacidad de manejo de flujo disminuye en un 24.8 % con respecto a su diseño, 202.74 vs 152.47 MMPCED.
- El compresor de alta presión 2BCL608N (segunda etapa), disminuye su relación de presiones 22.27 %, 3.86 vs 3.00, así como también disminuye su capacidad de manejo de flujo en un 13.61 % con respecto al diseño, 165.8 vs 152.229 MMPCED.
- Además, se estima que el compresor centrífugo de la primera etapa del tren de compresión 2BCL608/N opera con una eficiencia politrópica de 77.33 %, mientras que la eficiencia politrópica de diseño para esta etapa de compresión, es 79.41 %, se considera que esta pérdida de eficiencia se encuentra asociada principalmente a los siguientes factores
 - Las condiciones de succión actual del gas de proceso, $P_{sc} = 9.733 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ y $T_{sc} = 33.33 \text{ °C}$, con respecto a las condiciones para las que fue diseñada esta etapa, $P_{sc} = 6.672 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ y $T_{sc} = 48.72 \text{ °C}$, así como la variación en el peso molecular del gas de proceso que actualmente es de 26.5823, mientras que la de diseño es de 25.11.
 - Deterioro mecánico del compresor.

- Para la segunda etapa del compresor centrífugo 2BCL608N la eficiencia politrópica de diseño es 70.56 %, se estima que a las condiciones actuales la eficiencia es 66.52 %, se considera que esta pérdida en la eficiencia politrópica se debe a los siguientes factores
 - Las condiciones de succión actual del gas de proceso, $P_{sc} = 30.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ y $T_{sc} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, con respecto a las condiciones para las que fue diseñada esta etapa, $P_{sc} = 24.82 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ y $T_{sc} = 48.72 \text{ }^\circ\text{C}$, así como la variación en el peso molecular del gas de proceso que actualmente es de 26.6098, mientras que la de diseño es de 24.58.
 - Deterioro mecánico del compresor.
- La velocidad de giro del compresor de primera etapa 2BCL608N actualmente es de 6,134 rpm en el Módulo A manejando aproximadamente 133.78 MMPCED de gas y descargando en el orden de $30.7 \text{ kg/cm}^2 \text{ man.}$ La segunda etapa actualmente está manejando un flujo de 133.35 MMPCED y descargando a una presión de $74.59 \text{ kg/cm}^2 \text{ man.}$
- El compresor de primera etapa 2BCL608N presenta una pérdida en su capacidad de manejo de flujo volumétrico a una misma velocidad, 7,007 rpm, del 24.8 % entre las condiciones actuales y las de diseño. Para la segunda etapa está perdida en la capacidad de flujo para la misma velocidad, 7,007, es de 13.61 % para las condiciones actuales con respecto a las de diseño.
- El porcentaje de nitrógeno que actualmente se encuentra en la composición del gas de proceso (mayor al 50%) afecta el desempeño de los compresores de primera y segunda etapa del tren de compresión 2BCL608/N, ya que, comparando con el porcentaje de nitrógeno a condiciones de diseño, los flujos manejados actualmente disminuyen de forma considerable.
- El gas de proceso actual tiene una concentración de nitrógeno mayor que el gas de proceso para la cual fueron diseñados los compresores 2BCL608/N de AB-5, ya que dicho gas pasa de una concentración de 0.28 % a una concentración por mayor al 52 %.

Con respecto a los métodos que se utilizan para corregir los mapas de operación, de condiciones de diseño a condiciones de diseño en sitio, se tiene lo siguiente

- Los métodos de Koch y Schildwachter, y Lapina proporcionan una herramienta para predecir la presión de descarga cuando existen cambios en la succión del compresor; sin embargo, a pesar de que ambos métodos contemplan los cambios por presión y temperatura de succión, así como el cambio por peso molecular, y a pesar de que ambas utilizan la ecuación de la cabeza en el desarrollo de sus trabajos, los resultados entre ellas llegan a diferir hasta en un 1.36 % y 5.96 %

para la primera y segunda etapa de compresión, respectivamente. Esto se debe a que Lapina considera al fluido de trabajo como gas ideal al considerar en su método el factor de compresibilidad Z , mientras que Koch y Schildwachter consideran al gas natural como gas ideal.

- A pesar de que los métodos de Koch y Schildwachter, Lapina y Godse contemplan los principales cambios en la succión de un compresor, no contemplan el desgaste mecánico de la turbomáquina, ya que siguen considerándola como nueva.
- Con respecto a los métodos utilizados para la corrección de los mapas de operación a condiciones de diseño en sitio, se elige utilizar el método de Lapina, pues a diferencia del método de Koch y Schildwachter, considera al gas natural como gas real.

Recomendaciones y perspectivas

- λ Monitorear los compresores 2BCL608/N del Módulo A, por lo menos una vez cada seis meses mediante la ejecución periódica de evaluaciones de desempeño, con el fin de poder determinar una tendencia en los parámetros principales de desempeño de los equipos y poder predecir de manera adecuada y precisa en el tiempo su comportamiento. Es decir, es necesario contemplar un historial de evaluaciones de Desempeño.
- λ Realizar cromatografías al gas de proceso frecuentemente (cada dos semanas) para monitorear la concentración de nitrógeno en el gas natural.
- λ Actualizar las ventanas operativas de los compresores centrífugos a condiciones de gas de proceso reales, ya que la composición para la cual fue diseñado el tren de compresión contempla una concentración de nitrógeno del 0.28 %, y actualmente se tienen concentraciones de nitrógeno mayores al 52 %.
- λ Mostrar en pantalla del cuarto de control el flujo volumétrico de gas de proceso en MMPCED, con el fin de monitorear en tiempo real el flujo de gas de natural de proceso.
- λ Revisar y calibrar los instrumentos utilizados para la medición del gas de proceso, ya que es necesario que los valores de flujo en tiempo real, sean confiables.
- λ Revisar los planes de mantenimiento de los compresores centrífugos, ya que estos se encuentran con aproximadamente 54,150 horas de operación, aproximadamente.
- λ Analizar las pérdidas de calor del compresor centrífugo 2BCL608/N al medio ambiente.
- λ Verificar la metodología propuesta implementándola en más casos de estudios.

Referencias

Libros

Cohen, H. Rogers G. F. C. y Saravanamuttoo H. I. H. (1983). *Compresores centrífugos, Teoría de las turbinas de gas*. Barcelona: Marcombo Boixareu Editores.

Crane. (1976). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. McGraw-Hill.

Encinas, M. P. (1984). *Turbomáquinas de fluido compresible*. México: Limusa.

Jansohn, Peter. (2013). *Modern Gas Turbine Systems: High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible Power Generation*. Oxford. Woodhead Publishing Limited.

Jiménez Herrero, L. M. (2000). *Desarrollo Sostenible: Transición hacia la Co-evolución Global*. Madrid: Pirámide.

Lapina, R. P. (1982). *Estimating Centrifugal Compressor Performance*. Houston: Gulf Publishing Company.

McMillan, G. K. (2010). *Centrifugal and axial compressor control*. New York: Momentum Press.

Mokhatab, S., Poe, W. A. (2012). *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*.

Poling, B. E., Prausnitz, J. M. y O'Connell, J. P. (2001) *The properties of gases and liquids*. Fifth edition. New York.

Roberts, P. (2004). *El fin del petróleo*. Madrid: Público.

Sengers, J. V., Kayser, R. F., Peters, C. J., White-Jr., H. J. (2000). *Equations of State for Fluids and Fluid Mixtures. Part 1*. Amsterdam: ELSEVIER.

Walas, S. M. (1985). *Phase Equilibria in Chemical Engineering*. USA: Butterworth Publishers.

Tesis

Patel, N. C. (1980). The Calculation of Thermodynamic Properties and Phase Equilibria Using a New Cubic Equation of State (Tesis doctoral). Loughborough University Institutional Repository.

Hernández-Mora, I. E. (2015). La termodinámica de un tren de compresión de Nc etapas de gas natural con base en las ecuaciones de estado del Gas Ideal, Peng-Robinson, Soave-Redlich-Kwong y Patel-Teja. Universidad Autónoma Metropolitana – Iztapalapa, México.

Artículos de revista

Albusaidi, W. Y Pilidis, P. (2015a). An iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact. *Energies* 8, 8497-8515.

Albusaidi, W. Y Pilidis, P. (2015b). An iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating conditions: Part II: Modelling of Gas Properties Impact. *Energies* 8, 8516-8536.

Amemimiya Ramírez, M (2012). Energía y Sustentabilidad: Algunas características de la energía sustentable. *Revista Digital Universitaria*, 13. 1067-6079.

- Benedict, M., Webb, G. B. y Rubin, L. C. (1940). An Empirical Equation for Thermodynamics Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures I. Methane, Ethane, Propane and n-Butane. *The Journal of Chemical Physics*, 8(4), 334-345.
- Benedict, M., Webb, G. B. y Rubin, L. C. (1942). An Empirical Equation for Thermodynamics Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures II. Mixtures of Methane, Ethane, Propane, and n-Butane. *The Journal of Chemical Physics* 10(12), 747-758.
- Botha, B. W. y Moolman, A. (2005). Determining the impact of the different losses on centrifugal design. *R & D Journal* 21(3), 23-31.
- Carlson, E. C. (1996). Don't Gamble with Physical Properties for Simulations. *Chemical Engineering Progress*, 38-46.
- Casey, O., Robinson, C. (2012) A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage. *Journal of Turbomachinery*, 135, 021034:1-021034:10.
- Georgius, D. P., Milidonis, K. F., Georgiou, E. N. (2015). The effects of a multistep intercooled compression process implemented on a solar-driven Braysson heat engine. *Energy Conversion and Management*, 89, 672–682.
- Ghorbanian, K. y Gholamrezaei, M. (2009). An artificial neural network approach to compressor performance prediction. *Applied Energy*, 86, 1210-1221.
- Godse, A. G. (1989). Predict compressor performance at new conditions. *Hydrocarbon Processing*, 77-79.
- Gong, X. Y Chen, R. (2014). Total pressure loss mechanism of centrifugal compressors. *Mechanical Engineering Research* 4, 45-59.

- González H., E. J. (2003). Costos de ciclo de vida como criterio para la selección del número y tamaño óptimo de trenes compresores de gas natural. *Documento interno E&M Solution*.
- Herndon, T. (1967). Analog computer generation of centrifugal compressors curves. *Simulation*. 124-125.
- Koch, D. A. y Schildwachter, J. C. (1962). How to Predict Compressor Performance. *Hydrocarbon Processing and Petroleum*, 1-5.
- Lapina, R. P. (1982). How to use the performance curves to evaluate behavior of centrifugal compressors. *Chemical Engineering*, 47-54.
- Lapina, R. P. (1989). Compressor performance: Key things to remember. *Chemical Engineering*, 122-126.
- Lapina, R. P. (1990). Compressor Performance How Changes in Inlet Conditions Affect Efficiency. *Chemical Engineering*, 110-113.
- Li, P-Y, Gu, C-W Y Song, Y. (2015). A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses. *Energies* (8), 4317-4334.
- Lubomirsky, M., Kurz, R., Klimov, P., Mokhatab, S. (2010). *Station Configuration Impacts Availability, Fuel Consumption and Pipeline Capacity. Pipeline Gas J.* Part 1: 48–56, Part 2: 38–44.
- Ma, Y., Fretheim, H., Persson, E. y Haugen, T. (2013). An iterative method applied to correct the actual compressor performance to the equivalent performance under the specified reference conditions. *International Journal of Control Theory and computer Modeling* 3(4/5), 1-14.
- Nathoo, N. S. y Gottenberg, W. G. (1986). Evaluation of politropic calculation method for turbomachinery performance. *Journal of Engineering for gas turbines and power*, 108, 225-227.

- Oh, H. W., Yoon, E. S., Chung, M. K. (1997). An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors. *Institute Mechanical Engineering* (211), 331-338.
- Patel, N. C. y Teja, A. S. (1982). A new cubic equation of state for fluids and fluid mixtures. *Chemical Engineering Science*, 37(3), 463-473.
- Peng, D. Y. y Robinson, D. B. (1976). A new two-constant equation of state. *Ind. Engng. Chem. Fundls.* 15(1), 59-64.
- Saidur, R., Rahim, N. A., Hasanuzzaman, M. (2010). A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1135–1153.
- Saravanamutto HIH. (1983). Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics. *ASME Journal*, 105(3), 875-84.
- Schultz, J. M. (1962). The polytropic analysis of centrifugal compressors. *Journal of Engineering for Power*, 69-82.
- Soave G. (1972). Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State. *Chemical Engineering Science*, 27(6-A), 1197-1203.
- Staroselsky, N. y Ladin, L. (1979). Improved surge control for centrifugal compressors. *Chemical Engineering*.
- Yu, Y., Chen, L., Sun, F. y Wu, C. (2007). Neural-network based analysis and prediction of a compressor's characteristic performance map. *Applied Energy*, 84. 48-55.
- Zhu P., Saravanamutto HIH. (1992). Simulation of an advanced twin-spool industrial gas-turbine. *ASME Journal*, 114(1), 1806.

Artículos de congresos y simposios nacionales e internacionales

- Boyce, M. P. (1993). Principles of operation and performance estimation of centrifugal compressors. *Turbomachinery symposium*, 22, 161-177.
- García-López, E., Arboltes-Dávila, F. y Jáuregul-Correa, J. C. (2009). Evaluación del desempeño de turbinas de gas, compresores centrífugos y bombas centrífugas de estaciones de gas natural y LPG. *Memorias del XV Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, 1167-1178.
- Gilarranz, J. L. (2005) Uncertainly analysis of a polytropic compression process and application to centrifugal compressor performance testing. *Proceedings of ASME Turboexpo 2005*, 1-17.
- González-H, E. J. (1997). Pruebas de comportamiento aerotérmico de compresores centrífugos: Herramienta indispensable para determinar los rangos reales de operación de plantas compresoras de gas. *VI congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria*, 27(3)5-290.
- Hernández M., I. E., Lugo L., R., Torres G., E. V. y Lugo M., H. D. (2015). Análisis Paramétrico de la compresión por etapas del gas natural, *Memorias del XXXVI Encuentro Nacional de Investigación y Docencia en Ingeniería Química, A. C. (AMIDIQ)*, 3561-3567.
- Hernández-Mora, I. E., Lugo-Méndez H. D., Polo-Labarríos S. A., Lugo-Leyte R., Torres-González E. V. (2015). Predicción de las propiedades termodinámicas del metano mediante la ecuación de estado de Peng Robinson. *Memorias del XII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, 557-564.
- Hernández M., I. E., Lugo-Méndez H. D., Lugo-Leyte, R., Torres González, E. V. y Mederos Nieto, F. S. (2016). Análisis paramétrico de la compresión por etapas del gas natural mediante el uso de ecuaciones de estado. *Memorias del XXXI Congreso Nacional de Termodinámica*, 349-355.

Jasmani, M. S., Van Hardeveld, T., y Mohamed, M. F. B. (2012). Performance Degradation Monitoring of Centrifugal Compressors using Deviation Analysis. En *2012 9th International Pipeline Conference*, 543-551.

Lugo-Méndez H. D., Hernández-Mora I. E., Torres-González E. V., Lugo-Leyte R., Polo-Labarríos S. A. (2015). Elección de la ecuación de estado para predecir el comportamiento del gas natural. *Memorias del XII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, 654-662.

Kurz, R. and Brun, K. (1997). Field testing of gas turbine driven centrifugal compressor packages. Test Procedures and measurement uncertainties. *Proceedings of the 26th Turbomachinery symposium*, 19-34.

Kurzke, J. (1996). How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations. *Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition*. Birmingham, UK, 1-7.

Oldrich, J. (2010). Advanced polytropic calculation method of centrifugal compressor. *Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, 1-9.

Taher, M. (2014). ASME PTC-10 Performance testing of centrifugal compressors – The real gas calculation method. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, 1-10.

Recursos de internet

Banco Mundial. (2016). *Rentas del petróleo (% del PIB)*. Obtenido de: <http://datos.bancomundial.org/indicador/NY.GDP.PETR.RT.ZS>

Instituto Nacional de Estadística y Geografía. (2016). Obtenido de: <http://www.inegi.org.mx/default.aspx>.

Engineering and Maintenance Solutions. Pruebas de eficiencia de campo de compresores centrífugos.

Ministerio de Industria, Energía y Turismo. (2016). *El gas natural*. Obtenido de:
<http://www.minetur.gob.es/energia/gas/Gas/Paginas/gasnatural.aspx>.

Petróleos Mexicanos. (2013). *Cantarell: el principal productor del país*. Obtenido de:
<http://www.industriapetroleramexicana.com/2013/04/cantarell-el-principal-productor-del-pais/>.

REN21. (2015). *Reporte la situación mundial de las energías renovables 2015*.

Secretaría de Energía. (2013). *Prospectiva del sector eléctrico 2013-2027*. Obtenido de:
https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/177626/Prospectiva_del_Sector_El_ctrico_2016-2030.pdf.

Secretaría de Energía. (2015). *Prospectiva de Gas Natural y Gas L.P 2015-2029*. Obtenido de:
https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/177624/Prospectiva_de_Gas_Natural_2016-2030.pdf.

Sistema Integral sobre Economía Minera. (2017). Seguimiento precio Gas Natural. Obtenido de:
http://www.sgm.gob.mx/Web/SINEM/energeticos/gas_natural.html.

Instituto Nacional de Ecología y cambio Climático. (2014). Factores de emisión para los diferentes tipos de combustibles fósiles y alternativos que se consumen en México. Obtenido de:
https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/110131/CGCCDBC_2014_FE_tipos_combustibles_fosiles.pdf.

Normas y reportes técnicos

BMPI. (2013). Diagnóstico y Evaluación de condiciones Operativas de los equipos de Compresión del Centro de Proceso Akal – B.

NORMA Oficial Mexicana NOM-002-SECRE-2010. (2010). *Instalaciones de aprovechamiento de gas natural*.

API-617. (1995). Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Service Industries.

ASME-PTC10. (1997). Performance Test Code on compressors and Exhausters.

ASME-PTC1. (1997). General Instruction.

Nuovo Pignone. (1998). Natural gas compression centrifugal compressor type: 2BCL 608/N. *Compressor Instructions Manual*. Vol. 1.

Programas de cómputo

POLYMATH ® 5.1 software (Polymath Software, Willimantic, CT, USA).

Anexo A. Datos de las curvas de operación correspondientes a los mapas de operación del compresor 2BCL608/N a condiciones de diseño

Tabla A.1. Datos de la curva de operación a 7,550 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
15,400	131.73007	5.0478821	479.06	66,256.56	0.783216	16,241.70
16,000	136.86241	5.0018246	474.689	65,667.32	0.787643	16,545.80
16,500	141.13936	4.9572107	470.455	65,185.03	0.791183	16,864.20
17,000	145.41631	4.9007532	465.097	64,649.27	0.79738	17,168.30
17,500	149.69326	4.8217042	457.595	63,792.32	0.800035	17,443.30
18,000	153.97021	4.6974828	445.806	62,774.27	0.798265	17,617.00
18,500	158.24716	4.5318719	430.089	60,952.75	0.791183	17,631.50
19,000	162.52411	4.2646206	404.726	58,220.14	0.770824	17,457.80
19,500	166.80106	3.8693861	367.217	53,719.81	0.741612	17,110.30
20,000	171.07801	3.3687601	319.706	47,933.39	0.707974	16,719.50
20,100	171.9334	3.2407875	307.561	46,593.83	0.698237	16,603.70

Tabla A.2. Datos de la curva de operación a 7,190 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
13,080	111.88502	4.4038888	417.943	60,095.47	0.769938	12,651.50
13,500	115.47766	4.3850697	416.157	59,827.43	0.773479	12,926.60
14,000	119.75461	4.3624782	414.013	59,559.71	0.781446	13,230.60
14,500	124.03156	4.3361356	411.513	59,077.43	0.788528	13,534.60
15,000	128.30851	4.2834398	406.512	58,488.19	0.791183	13,795.20
15,500	132.58546	4.2345057	401.868	57,898.62	0.793839	13,997.90
16,000	136.86241	4.1629907	395.081	57,148.62	0.794724	14,215.00
16,500	141.13936	4.0688842	386.15	56,184.38	0.798265	14,446.60
17,000	145.41631	3.971016	376.862	55,059.06	0.79738	14,576.90
17,500	149.69326	3.8129286	361.859	53,184.06	0.789413	14,591.40
18,000	153.97021	3.5682581	338.639	50,237.20	0.765512	14,432.20
18,500	158.24716	3.1655003	300.416	45,736.88	0.729219	14,142.60
18,840	161.15549	2.9170681	276.839	41,932.74	0.699122	13,911.00

Tabla A.3. Datos de la curva de operación a 7,007 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
12,150	103.92989	4.12158	391.151	56,977.03	0.764627	11,174.90
12,500	106.92376	4.1102843	390.079	56,784.45	0.770824	11,406.60
13,000	111.20071	4.0914651	388.293	56,462.93	0.77702	11,725.00
13,500	115.47766	4.0575885	385.078	56,077.10	0.783216	11,985.60
14,000	119.75461	4.0199501	381.506	55,626.97	0.785872	12,260.70
14,500	124.03156	3.9747778	377.219	55,048.56	0.787643	12,521.30
15,000	128.30851	3.9145585	371.504	54,276.90	0.791183	12,695.00
15,548	132.58546	3.8503	364.446	53,440.94	0.793839	12,854.20
16,000	136.86241	3.771518	357.929	52,476.71	0.79738	13,056.90
16,500	141.13936	3.6360114	345.069	51,201.44	0.796495	13,201.70
17,000	145.41631	3.5005049	332.209	49,326.44	0.786757	13,216.10
17,500	149.69326	3.2257301	306.132	46,218.83	0.759316	13,071.40
18,000	153.97021	2.8982489	275.053	41,504.27	0.716826	12,767.40
18,200	155.68099	2.7401614	260.05	39,253.94	0.696466	12,622.60

Tabla A.4. Datos de la curva de operación a 6,471 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
10,500	89.815956	3.398875	322.564	47,976.38	(-)	8,178.26
11,000	94.092906	3.3800558	320.778	47,719.16	0.770824	8,424.36
11,500	98.369856	3.3574749	318.635	47,269.03	0.777905	8,670.47
12,000	102.64681	3.319826	315.062	46,818.90	0.782331	8,887.61
12,500	106.92376	3.2708919	310.418	46,176.18	0.786757	9,075.81
13,000	111.20071	3.2106726	304.703	45,404.53	0.787643	9,235.05
13,500	115.47766	3.1504428	298.987	44,568.90	0.788528	9,394.30
14,000	119.75461	3.0713938	291.485	43,540.03	0.786757	9,510.11
14,500	124.03156	2.9848213	283.269	42,318.57	0.784987	9,625.92
15,000	128.30851	2.8719063	272.553	40,839.90	0.77702	9,698.31
15,500	132.58546	2.7476849	260.764	38,460.96	0.759316	9,712.78
16,000	136.86241	2.5369016	240.76	34,860.56	0.719482	9,524.59
16,200	138.57319	2.3336313	221.469	32,417.49	0.682303	9,365.34

Tabla A.5. Datos de la curva de operación a 5,752 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
9,200	78.695885	2.6272358	249.333	37,239.50	0.766221	5,497.19
9,500	81.262055	2.6272358	249.333	37,046.59	0.771532	5,618.79
10,000	85.539005	2.6008826	246.832	36,596.46	0.777905	5,789.61
10,500	89.815956	2.5632443	243.26	35,953.74	0.781092	5,934.38
11,000	94.092906	2.5067867	237.902	35,182.09	0.780561	6,035.72
11,500	98.369856	2.4503186	232.543	34,089.24	0.77879	6,151.53
12,000	102.64681	2.3788036	225.756	32,867.45	0.772594	6,209.44
12,500	106.92376	2.2959929	217.897	31,260.24	0.758431	6,238.39
13,000	111.20071	2.1529629	204.323	28,881.43	0.731875	6,223.91
13,505	115.52043	1.9835797	188.248	25,666.80	0.681418	6,137.05

Tabla A.6. Datos de la curva de operación a 5,033 rpm (primera etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (ft-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
8,030	68.687821	2.1002671	199.322	27,647.01	0.755258	3,537.63
8,500	72.708155	2.0588565	195.392	27,091.54	0.761377	3,641.86
9,000	76.985105	2.0174564	191.463	26,350.89	0.760909	3,725.24
9,500	81.262055	1.9685223	186.819	25,054.72	0.755598	3,812.10
10,000	85.539005	1.9045307	180.746	23,851.18	0.740727	3,864.22
10,500	89.815956	1.82172	172.887	22,092.16	0.71417	3,881.59
10,950	93.665211	1.7238518	163.599	20,009.09	0.680178	3,846.85

Tabla A.7. Datos de la curva de operación a 7,550 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
3,680	126.00677	4.4524293	1,571.76	59,362.86	0.680865	14,590.80
4,000	136.96388	4.4026576	1,554.19	58,666.01	0.695615	15,427.50
4,250	145.52413	4.3362859	1,530.76	57,736.87	0.704464	15,972.40
4,500	154.08437	4.2477619	1,499.51	56,652.88	0.711347	16,458.80
4,750	162.64461	4.1315902	1,458.50	55,259.51	0.71823	16,809.10
5,000	171.20485	3.9656467	1,399.92	53,478.67	0.722163	17,081.50
5,250	179.7651	3.7277793	1,315.95	51,155.83	0.717247	17,139.90
5,500	188.32534	3.3958923	1,198.79	46,742.78	0.699548	16,828.60
5,750	196.88558	2.831659	999.609	39,310.03	0.656283	15,933.50
5,905	202.19293	2.1789244	769.186	29,167.55	0.551072	14,396.20

Tabla A.8. Datos de la curva de operación a 7,190 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
3,210	109.91352	3.9269228	1,386.25	53,633.53	0.674966	11,535.70
3,500	119.8434	3.9047989	1,378.44	53,091.54	0.689715	12,255.70
3,750	128.40364	3.8494749	1,358.91	52,394.69	0.700531	12,800.50
4,000	136.96388	3.7720554	1,331.58	51,465.55	0.710364	13,267.60
4,250	145.52413	3.6835315	1,300.33	50,304.13	0.719213	13,637.30
4,500	154.08437	3.550788	1,253.47	48,523.62	0.722163	13,929.20
4,750	162.64461	3.3903684	1,196.84	46,355.64	0.722163	14,084.80
5,000	171.20485	3.1469771	1,110.92	43,490.81	0.71233	14,026.50
5,250	179.7651	2.7542169	972.271	38,613.19	0.680865	13,520.50
5,505	188.49654	2.1014794	741.847	27,309.35	0.567788	12,197.30

Tabla A.9. Datos de la curva de operación a 7,007 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
3,050	104.43496	3.6890553	1,302.28	50,846.13	0.674966	10,329.20
3,250	111.28316	3.6724837	1,296.43	50,536.42	0.686765	10,835.20
3,500	119.8434	3.6337597	1,282.76	49,839.90	0.699548	11,341.10
3,750	128.40364	3.5673597	1,259.32	48,833.33	0.709381	11,808.10
3,992	136.96388	3.4677879	1,226.50	47,671.92	0.71823	12,216.80
4,250	145.52413	3.3626923	1,187.07	46,200.79	0.72118	12,469.70
4,500	154.08437	3.2022727	1,130.44	44,110.24	0.722163	12,644.90
4,750	162.64461	3.0252815	1,067.96	41,168.31	0.71823	12,664.30
5,000	171.20485	2.704431	954.696	37,142.06	0.689715	12,372.40
5,250	179.7651	2.1512653	759.422	29,244.95	0.610069	11,399.50
5,325	182.33317	1.968719	694.98	24,754.36	0.553038	10,932.50

Tabla A.10. Datos de la curva de operación a 6,471 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
2,655	90.909777	3.0695293	1,083.58	42,562.01	0.678899	7,527.15
2,750	94.16267	3.0695293	1,083.58	42,407.15	0.685782	7,702.28
3,000	102.72291	3.0363293	1,071.86	41,865.16	0.700531	8,169.29
3,250	111.28316	2.9754814	1,050.38	40,936.02	0.71233	8,539.02
3,500	119.8434	2.8925097	1,021.09	39,697.18	0.719213	8,830.90
3,750	128.40364	2.781876	982.04	38,148.62	0.72413	9,064.41
4,000	136.96388	2.6491156	935.17	36,135.83	0.72413	9,181.16
4,250	145.52413	2.4721016	872.68	33,271.00	0.711347	9,161.70
4,500	154.08437	2.2010512	776.997	29,090.12	0.675949	8,869.82
4,755	162.81582	1.7751107	626.635	20,573.49	0.554022	8,110.92

Tabla A.11. Datos de la curva de operación a 5,752 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
2,370	81.151101	2.4223158	855.11	32,698.06	0.693648	4,970.23
2,500	85.602427	2.4057214	849.25	32,264.50	0.704464	5,194.40
2,750	94.16267	2.3559384	831.67	31,257.97	0.719213	5,446.58
3,000	102.72291	2.272961	802.38	29,864.34	0.725113	5,642.73
3,250	111.28316	2.1733921	767.23	28,006.17	0.725113	5,754.82
3,500	119.8434	2.0406316	720.37	25,528.61	0.71233	5,756.37
3,750	128.40364	1.8636177	657.88	22,354.23	0.678899	5,620.16
4,000	136.96388	1.6257559	573.91	17,244.26	0.58942	5,347.73
4,065	139.18955	1.5427814	544.62	15,463.48	0.548122	5,250.44

Tabla A.12. Datos de la curva de operación a 5,033 rpm (segunda etapa).

q (ACFM)	Q (MMPCED)	π (-)	P_{dc} (psia)	H_P (pie-lb _f /lb _m)	η_{PIC} (-)	P_g (hp)
2,075	71.050014	1.968719	694.98	24,065.35	0.701239	3,176.88
2,250	77.042184	1.9355303	683.27	23,316.77	0.71233	3,345.01
2,500	85.602427	1.8691501	659.83	21,819.62	0.717247	3,485.11
2,750	94.16267	1.7695812	624.68	19,953.41	0.709381	3,541.16
3,000	102.72291	1.6534151	583.68	17,484.15	0.682832	3,513.13
3,250	111.28316	1.5040603	530.95	14,300.13	0.622852	3,401.05
3,385	115.90569	1.4044914	495.80	11,960.86	0.565821	3,260.95

Anexo B. Composiciones del gas de proceso

Tabla B.1. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones de diseño del Módulo A 2BCL608/N (primera y segunda etapa).

Compuesto	Peso molecular (lb _m /lbmol)	Etapa	
		1	2
		% mol	% mol
Oxígeno	31.9988	0	0
Nitrógeno	28.0134	0.28	0.29
H ₂ O	18.01528	1.05	0.53
CO ₂	44.0098	1.85	1.88
H ₂ S	34.07588	0.99	1
Metano	16.04276	63.99	65.08
Etano	30.06964	18.09	18.32
Propano	44.09652	6.31	6.32
i-Butano	58.1234	0.82	0.81
n-Butano	58.1234	2.72	2.65
i-Pentano	72.15028	0.79	0.73
n-Pentano	72.15028	0.77	0.7
n-Hexano	86.17716	2.34	1.46
TOTAL		100	100
PM		26.54	26.58

Tabla B.2. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones reales del Módulo A 2BCL608N (primera etapa).

2BCL608/N (primera etapa)				
Compuesto	Peso molecular (lb_m/lbmol)	Evaluación		
		1	2	3
		% Mol	% Mol	% Mol
Oxígeno	31.9988	0.178981	0.178967	0.178925
Nitrógeno	28.0134	53.654308	53.650023	53.637552
H ₂ O	18.01528	0.566749	0.574774	0.597925
CO ₂	44.0098	1.481347	1.481152	1.480771
H ₂ S	34.07588	0.447243	0.447133	0.446992
Metano	16.04276	31.033323	31.030891	31.023703
Etano	30.06964	5.846714	5.846256	5.844901
Propano	44.09652	3.350923	3.350660	3.349884
i-Butano	58.1234	0.427566	0.427532	0.427433
n-Butano	58.1234	1.282697	1.282597	1.282300
i-Pentano	72.15028	0.357962	0.357934	0.357851
n-Pentano	72.15028	0.517056	0.517016	0.516896
22-Mbutano	86.1779	0.013921	0.013920	0.013916
2-Mpentano	86.1779	0.014915	0.014914	0.014910
23-Mbutano	86.1779	0.010938	0.010937	0.010934
3-Mpentano	86.1779	0.010938	0.010937	0.010934
Ciclopentano	70.1350	0.008949	0.008948	0.008946
n-Hexano	86.1779	0.676151	0.676098	0.675941
22-Mpentano	100.2050	0.009943	0.009943	0.009940
24-Mpentano	100.2050	0.009943	0.009943	0.009940
Benceno	78.1100	0.016904	0.016902	0.016899
11Mcycpentano	98.1890	0.021875	0.021874	0.021869
1-ci3-MCC5	98.1890	0.010938	0.010937	0.010934
n-Heptano	100.2050	0.017898	0.017897	0.017893
Tolueno	92.1408	0.016904	0.016902	0.016899
n-Octano	114.2320	0.014915	0.014914	0.014910
TOTAL		100	100	100
PM		26.5823	26.5816	26.5796

Tabla B.3. Composición de gas manejado durante las evaluaciones de desempeño a condiciones reales del Módulo A 2BCL608/N (segunda etapa).

2BCL608/N (segunda etapa)				
Compuesto		Evaluación		
		1	2	3
		% Mol	% Mol	% Mol
Oxígeno	31.9988	0.179553	0.179542	0.179544
Nitrógeno	28.0134	53.825669	53.822492	53.823079
H ₂ O	18.01528	0.249225	0.255195	0.254150
CO ₂	44.0098	1.486033	1.485870	1.485845
H ₂ S	34.07588	0.448628	0.448528	0.448492
Metano	16.04276	31.132467	31.130676	31.131043
Etano	30.06964	5.865393	5.865055	5.865125
Propano	44.09652	3.361628	3.361435	3.361474
i-Butano	58.1234	0.428932	0.428907	0.428912
n-Butano	58.1234	1.286795	1.286721	1.286737
i-Pentano	72.15028	0.359106	0.359085	0.359089
n-Pentano	72.15028	0.518708	0.518678	0.518684
22-Mbutano	86.1779	0.013965	0.013964	0.013965
2-Mpentano	86.1779	0.014963	0.014962	0.014962
23-Mbutano	86.1779	0.010973	0.010972	0.010972
3-Mpentano	86.1779	0.010973	0.010972	0.010972
Ciclopentano	70.1350	0.008978	0.008977	0.008977
n-Hexano	86.1779	0.678311	0.678272	0.678280
22-Mpentano	100.2050	0.009975	0.009975	0.009975
24-Mpentano	100.2050	0.009975	0.009975	0.009975
Benceno	78.1100	0.016958	0.016957	0.016957
11Mcyccpentano	98.1890	0.021945	0.021944	0.021944
1-ci3-MCC5	98.1890	0.010973	0.010972	0.010972
n-Heptano	100.2050	0.017955	0.017954	0.017954
Tolueno	92.1408	0.016958	0.016957	0.016957
n-Octano	114.2320	0.014963	0.014962	0.014962
TOTAL		100	100	100
PM		26.6096	26.6091	26.6092

Anexo C. Cálculo del factor de compresibilidad utilizando la ecuación de estado cúbica de Peng-Robinson

Caso práctico C

El caso práctico consiste en tomar el punto garantizado por el fabricante, g; (ver Figura C.1) que se encuentra a 7,007 rpm, a un flujo de gas de 15,448 ACFM, a las condiciones de presión y temperatura que se muestran en la Tabla C.1. y determinar, el factor de compresibilidad, Z, en su estado gaseoso.

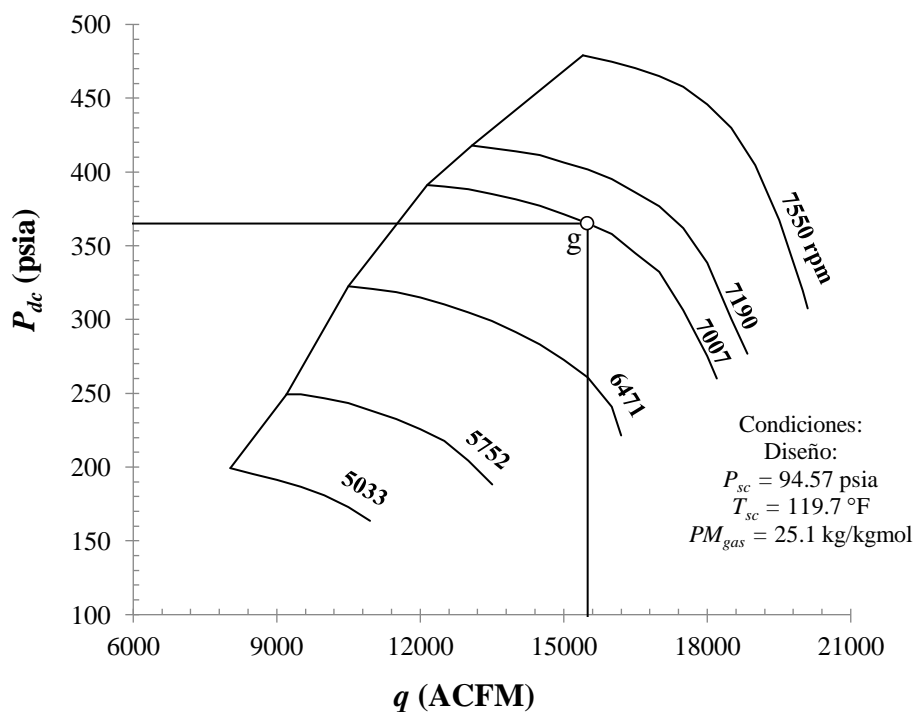


Figura C.1. Punto seleccionado para el caso práctico C.

Las condiciones de presión y temperatura a las que se calcula el factor de compresibilidad se muestran en la Tabla C.1

Tabla C.1. Condiciones de succión punto seleccionado para el caso práctico C.

Parámetro	Diseño
Succión	
Presión (psia)	94.57
Temperatura (°F)	119.7
Peso molecular (kg/kmol)	25.1
Flujo másico (lb _m /min)	6,123.27
Flujo volumétrico (ACFM)	14,548

. La composición del gas natural que se ocupa en este caso práctico se muestra en la Tabla C.2. Cabe mencionar que esta composición es la misma que la que utiliza el fabricante en su taller, en la primera etapa de compresión, y que se muestra en el Anexo B.

Tabla C.2. Composición del gas natural utilizado para el caso práctico C.

Compuesto	Peso molecular (lb_m/lbmol)	% mol
Nitrógeno	28.0134	0.28
H ₂ O	18.01528	1.05
CO ₂	44.0098	1.85
H ₂ S	34.07588	0.99
Metano	16.04276	63.99
Etano	30.06964	18.09
Propano	44.09652	6.31
i-Butano	58.1234	0.82
n-Butano	58.1234	2.72
i-Pentano	72.15028	0.79
n-Pentano	72.15028	0.77
n-Hexano	86.17716	2.34
TOTAL		100
PM		26.54

De acuerdo a la sección 4.5 de este trabajo, la ecuación de Peng Robinson se puede escribir en función del factor de compresibilidad de la siguiente manera

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z - (AB - B^2 - B^3) = 0 \quad (C1)$$

donde

$$Z = \frac{P_f \bar{v}}{R_u T_f} \quad (C2)$$

$$A = \frac{a(T_f) P_f}{(R_u T_f)^2} \quad (C3)$$

$$B = \frac{b_i P_f}{R_u T_f} \quad (C4)$$

El parámetro $a(T)$ se expresa como

$$a(T_f) = a_{ii}(T_f) = a_i(T_f) = a_{c,i} \alpha_i(T_f) \quad (C5)$$

donde

$$a_{c,i} = 0.457236 \frac{R^2 T_{c,i}^2}{P_{c,i}} \quad (C6)$$

$$b_i = 0.077796 \frac{R T_{c,i}}{P_{c,i}} \quad (C7)$$

Por otra parte, la función generalizada de temperatura $\alpha_i(T_f)$, se expresa como sigue

$$\alpha_i(T_f) = \left[1 + m_i \left(1 - \sqrt{\frac{T_f}{T_{c,i}}} \right) \right]^2 \quad (C8)$$

Donde

$$m_i = 0.37464 + 1.54226 \omega_i - 0.26992 \omega_i^2 \quad (C9)$$

Donde i se refiere a cada uno de los compuestos que conforman a la composición de gas natural que se muestra en la Tabla C.2.

El cálculo del parámetro $a_i(T_f)$ para cada uno de los componentes de la mezcla de gas natural, se calcula de la siguiente manera

$$a_i(T) = a_{c,i} \alpha_i(T_f) \quad (C10)$$

Debido a que estos parámetros dependen de las propiedades críticas de cada componente de la mezcla, en este caso gas natural, así como del factor acéntrico, en la Tabla C.3 se muestran las temperaturas y presiones críticas, así como del factor acéntrico, de cada compuesto enlistado en la Tabla C.2. Esta información se obtuvo de (Poling y col., 2001).

Tabla C.3. Propiedades críticas y factor acéntrico de cada componente del gas natural.

Compuesto	T_c (K)	P_c (MPa)	ω (-)
Nitrógeno	126.2	3.398	0.039
H ₂ O	647.14	22.064	0.344
CO ₂	304.2	7.374	0.225
H ₂ S	373.4	8.963	0.08
Metano	190.56	4.599	0.011
Etano	305.32	4.872	0.099
Propano	369.83	4.249	0.152
i-Butano	407.85	3.640	0.18
n-Butano	425.12	3.796	0.19
i-Pentano	460.39	3.381	0.23
n-Pentano	469.7	3.370	0.25
n-Hexano	507.6	3.025	0.30

Para realizar los cálculos mostrados por las expresiones (C6) hasta (C10), se sustituyen los valores correspondientes a cada componente de la mezcla de gas natural que se muestra en la Tabla C.3, en cada una de las expresiones antes mencionadas; por ejemplo, para el caso del metano se tiene lo siguiente

Sustituyendo los valores correspondientes al metano, que se muestran en la Tabla C.3, en las expresiones (C6) hasta (C10), así como la información sobre las condiciones de presión y temperatura a la que se encuentra el gas de proceso que se muestran en la Tabla C.1, se tiene que el valor de los parámetros $a_{c,i}$, b_i , m_i , $\alpha_i(T_f)$, y $a_i(T_f)$, respectivamente, para el metano son los siguientes

$$a_{c,CH_4} = 0.457236 \frac{(8.314)^2 (190.56)}{4.599} = 249,551.7$$

$$b_{CH_4} = 0.077796 \frac{8.314(190.56)}{4.599} = 26.8$$

$$m_{CH_4} = 0.37464 + 1.54226(0.011) - 0.26992(0.011)^2 = 0.392$$

$$\alpha_{CH_4}(T_f) = \left[1 + 0.392 \left(1 - \sqrt{\frac{321.87}{190.56}} \right) \right]^2 = 0.779$$

$$a_{CH_4}(T) = (249,551.7)(0.779) = 194,426.3$$

La Tabla C.4 muestra los resultados del cálculo de los parámetros $a_{c,i}$, b_i , $\alpha_i(T_f)$, m_i y $a_i(T_f)$, para cada uno de los componentes que conforman la mezcla de gas natural.

Tabla C.4. Resultados de la evaluación de las expresiones (C6) – (C10).

Compuesto	$a_{c,i}$	b_i	m_i	$\alpha_i(T_f)$	$a_i(T_f)$
Nitrógeno	148,134.3	24.0	0.436	0.547	81,065.7
H ₂ O	599,891.5	19.0	0.873	1.581	948,444.9
CO ₂	396,621.1	26.7	0.708	0.960	380,703.4
H ₂ S	491,649.6	26.9	0.496	1.072	527,192.1
Metano	249,551.7	26.8	0.392	0.779	194,426.3
Etano	604,733.0	40.5	0.525	0.972	587,880.2
Propano	1,017,368.0	56.3	0.603	1.083	1,101,326.0
i-Butano	1,444,309.0	72.5	0.644	1.149	1,659,278.0
n-Butano	1,504,726.0	72.4	0.658	1.178	1,772,852.0
i-Pentano	1,981,377.0	88.1	0.715	1.248	2,472,919.0
n-Pentano	2,069,053	90.1	0.743	1.272	2,632,611.0
n-Hexano	2,692,020.0	108.5	0.813	1.359	3,657,499.0

Debido a que el gas de proceso es una mezcla de gases, para el cálculo de los parámetros $a(T_f)$ y b de la mezcla, es necesario aplicar las reglas de mezclado clásicas de la siguiente manera

$$b = b_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} x_i b_i \quad (C11)$$

$$a = a_m = \sum_{i=1}^{N_{CL}} \sum_{k=1}^{N_{CL}} x_i x_k \sqrt{a_{ii} a_{kk}} (1 - k_{ik}) \quad (C12)$$

Utilizando los resultados que se muestran en la Tabla C.4, los datos de la Tabla C.2, se evalúa la expresión (C11)

$$b_m = (0.28)(24) + (1.05)(19) + (1.85)(26.7) + (0.99)(26.9) + (63.99)(26.8) + (18.09)(40.5) + (6.31)(56.3) + (0.82)(72.5) + (2.72)(72.4) + (0.79)(88.1) + (0.77)(99.1) + (2.34)(108.5)$$

Por lo tanto, se tiene que el valor del parámetro b_m total de la mezcla es

$$b_m = 35.5551$$

En cuanto al valor del parámetro $a(T_f)$, debido a que depende de los coeficientes de interacción binaria de los componentes de la mezcla, k_{ik} , en la Tabla C.5 se presentan dichos valores.

Tabla C.5. Coeficientes de interacción binaria de los componentes del gas natural de proceso a condiciones de diseño.

	N₂	H₂O	CO₂	H₂S	CH₄	C₂H₆	C₃H₈	iC₄H₁₀	nC₄H₁₀	iC₅H₁₂	nC₅H₁₂	C₆H₁₄
N₂	-	-0.3008	-0.0200	0.1676	0.0360	0.0500	0.0800	0.0950	0.0900	0.0950	0.1000	0.1490
H₂O	-0.3008	-	-0.0074	0.0552	0.5000	0.5000	0.4800	0.4800	0.4800	0.4800	0.4800	0.4800
CO₂	-0.0200	-0.0074	-	0.1000	0.1000	0.1298	0.1350	0.1298	0.1298	0.1250	0.1250	0.1250
H₂S	0.1676	0.0552	0.1000	-	0.0850	0.0840	0.0750	0.0500	0.0600	0.0600	0.0650	0.0600
CH₄	0.0360	0.5000	0.1000	0.0850	-	0.0022	0.0068	0.0131	0.0123	0.0176	0.0179	0.0235
C₂H₆	0.0500	0.5000	0.1298	0.0840	0.0022	-	0.0013	0.0046	0.0041	0.0074	0.0076	0.0114
C₃H₈	0.0800	0.4800	0.1350	0.0750	0.0068	0.0013	-	0.0010	0.0008	0.0026	0.0027	0.0051
iC₄H₁₀	0.0950	0.4800	0.1298	0.0500	0.0131	0.0046	0.0010	-	0.0000	0.0003	0.0004	0.0016
nC₄H₁₀	0.0900	0.4800	0.1298	0.0600	0.0123	0.0041	0.0008	0.0000	-	0.0005	0.0005	0.0019
iC₅H₁₂	0.0950	0.4800	0.1250	0.0600	0.0176	0.0074	0.0026	0.0003	0.0005	-	0.0000	0.0004
nC₅H₁₂	0.1000	0.4800	0.1250	0.0650	0.0179	0.0076	0.0027	0.0004	0.0005	0.0000	-	0.0004
C₆H₁₄	0.1490	0.4800	0.1250	0.0600	0.0235	0.0114	0.0051	0.0016	0.0019	0.0004	0.0004	-

Utilizando los resultados que se muestran en la Tabla C.4, la información sobre los coeficientes de interacción binaria que se muestra en la Tabla C.5, y los datos de la Tabla C.2, se evalúa la expresión (C12) se tiene que el valor del parámetro, $a(T_f)$, total de la mezcla es

$$a_m(T_f) = 390,603.9306$$

Una vez que se tiene toda la información necesaria y se han realizado todos los cálculos necesarios, se pueden conocer los parámetros que conforman los coeficientes del polinomio de tercer grado de la ecuación de estado de Peng-Robinson. Para la solución de las raíces de la expresión (C1) se utiliza el método de Cardano. Debido a que la solución de la ecuación de estado de Peng-Robinson en función del factor de compresibilidad, Z , arroja tres raíces, es necesario la interpretación de cada una de ellas. Si bien

las tres raíces son válidas matemáticamente, sólo dos de ellas tienen un significado físico. En este caso, la raíz menor representa el factor de compresibilidad de la mezcla en estado líquido y la raíz mayor representa el factor de compresibilidad de la mezcla en su estado gaseoso, que en este caso, es el propósito del anexo.

El valor de la raíz mayor que se calcula es el siguiente

$$Z = 0.9731$$

Anexo D. Propiedades termodinámicas del gas natural

Tabla D.1. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, de las 3 evaluaciones de la prueba de desempeño (primera etapa).

Propiedades Termodinámicas	Evaluación I			Evaluación II			Evaluación III		
	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s
ρ (lb _m /ft ³)	0.6344	1.4845	1.5939	0.6197	1.4668	1.5736	0.6334	1.4738	1.5776
v (ft ³ /lb _m)	1.5764	0.6736	0.6274	1.6136	0.6818	0.6355	1.5788	0.6785	0.6339
Z (-)	0.9827	0.9900	0.9844	0.9830	0.9902	0.9847	0.9828	0.9899	0.9845
μ (cP)	0.0148	0.0195	-	0.0148	0.0195		0.0148	0.0195	
γ (-)	1.3107	1.2759	-	1.3101	1.2752		1.3102	1.2762	
c_P (Btu/lb _m R)	0.3464	0.3947	-	0.3462	0.3948		0.3468	0.3943	
c_V (Btu/lb _m R)	0.2643	0.3093	-	0.2643	0.3096		0.2647	0.3090	
h (Btu/lb _m)	-706.84	-633.57	-652.36	-707.19	-633.35	-652.01	-707.30	-635.27	-653.24
s (Btu/lb _m R)	1.3958	1.4214	1.3958	1.3977	1.4230	1.3977	1.3971	1.4215	1.3971
v (cSt)	1.4555	0.8209	-	1.4892	0.8317		1.4616	0.8253	

Tabla D.2. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, para cada uno de los pivotes seleccionados (primera etapa).

Propiedades Termodinámicas	Pivote 1			Pivote 2			Pivote 3		
	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s
ρ (lb _m /ft ³)	0.6344	1.7998	1.9376	0.6344	1.4342	1.5322	0.6344	1.0543	1.1315
v (ft ³ /lb _m)	1.5764	0.5556	0.5161	1.5764	0.6973	0.6527	1.5764	0.9485	0.8838
Z (-)	0.9827	0.9928	0.9867	0.9827	0.9892	0.9840	0.9827	0.9874	0.9824
μ (cP)	0.0148	0.0204		0.0148	0.0193		0.0148	0.0181	
γ (-)	1.3107	1.2712		1.3107	1.2076		1.3107	1.2837	
c_P (Btu/lb _m R)	0.3464	0.4053		0.3464	1.2779		0.3464	0.3778	
c_V (Btu/lb _m R)	0.2643	0.3188		0.2643	0.3068		0.2643	0.2943	
h (Btu/lb _m)	-706.85	-617.97	-638.97	-706.85	-637.83	-654.99	-706.85	-657.75	-674.21
s (Btu/lb _m R)	1.3958	1.4229	1.3958	1.3958	1.4195	1.3958	1.3958	1.4204	1.3958
v (cSt)	1.4555	0.7082		1.4555	0.8396		1.4555	1.0697	

Tabla D.3. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, de las 3 evaluaciones de la prueba de desempeño (segunda etapa).

Propiedades Termodinámicas	Evaluación I			Evaluación II			Evaluación III		
	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s
ρ (lb _m /ft ³)	2.0198	3.7188	4.0499	1.9946	3.6993	4.0284	2.0143	3.7069	4.0504
v (ft ³ /lb _m)	0.4951	0.2689	0.2469	0.5013	0.2703	0.2482	0.4965	0.2698	0.2469
Z (-)	0.9514	0.9783	0.9642	0.9523	0.9792	0.9652	0.9511	0.9783	0.9783
μ (cP)	0.0154	0.0200	-	0.0155	0.0200	-	0.0154	0.0200	-
γ (-)	1.3675	1.3302	-	1.3655	1.3283	-	1.3680	1.3300	-
c_P (Btu/lb _m R)	0.3656	0.4080	-	0.3655	0.4084	-	0.3653	0.4079	-
c_v (Btu/lb _m R)	0.2673	0.3067	-	0.2676	0.3075	-	0.2671	0.3067	-
h (Btu/lb _m)	-699.98	-639.29	-659.60	-699.26	-637.82	-658.29	-700.16	-639.26	-660.32
s (Btu/lb _m R)	1.3036	1.3323	1.3036	1.3054	1.3342	1.3055	1.3029	1.3325	1.3028
ν (cSt)	0.4770	0.3355	-	0.4840	0.3382	-	0.4771	0.3365	-

Tabla D.4. Propiedades termodinámicas del gas natural que se utiliza en plataforma, a condiciones reales de operación, para cada uno de los pivotes seleccionados (segunda etapa).

Propiedades Termodinámicas	Pivote 1			Pivote 2			Pivote 3		
	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s	sc	dc	dc _s
ρ (lb _m /ft ³)	2.0160	5.0889	5.5745	2.0160	4.3538	4.6998	2.0152	3.6349	3.8621
v (ft ³ /lb _m)	0.4960	0.1965	0.1794	0.4960	0.2297	0.2128	0.4962	0.2751	0.2589
Z (-)	0.9525	0.9992	0.9848	0.9525	0.9854	0.9728	0.9525	0.9735	0.9633
μ (cP)	0.0155	0.0222	-	0.0155	0.0209	-	0.0155	0.0195	-
γ (-)	1.3687	1.3218	-	1.3687	1.3318	-	1.3681	1.3417	-
c_P (Btu/lb _m R)	0.3636	0.4259	-	0.3636	0.4141	-	0.3636	0.4012	-
c_v (Btu/lb _m R)	0.2657	0.3223	-	0.2657	0.3109	-	0.2657	0.2990	-
h (Btu/lb _m)	-691.76	-605.93	-631.20	-694.28	-624.36	-643.65	-691.76	-643.06	-656.89
s (Btu/lb _m R)	1.3030	1.3352	1.3028	1.3030	1.3290	1.3028	1.3030	1.3228	1.3028
ν (cSt)	0.4796	0.2718	-	0.4796	0.2991	-	0.4796	0.3350	-

Anexo E. Cálculo de parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N

Caso práctico E

El caso práctico consiste en tomar el punto garantizado por el fabricante, g; (ver Figura E.1) que se encuentra a 7,007 rpm, a un flujo de gas de 15,448 ACFM, y a las condiciones de presión y temperatura de succión y de descarga que se muestran en la Tabla E.1 y determinar, los parámetros de desempeño del compresor 2BCL608/N.

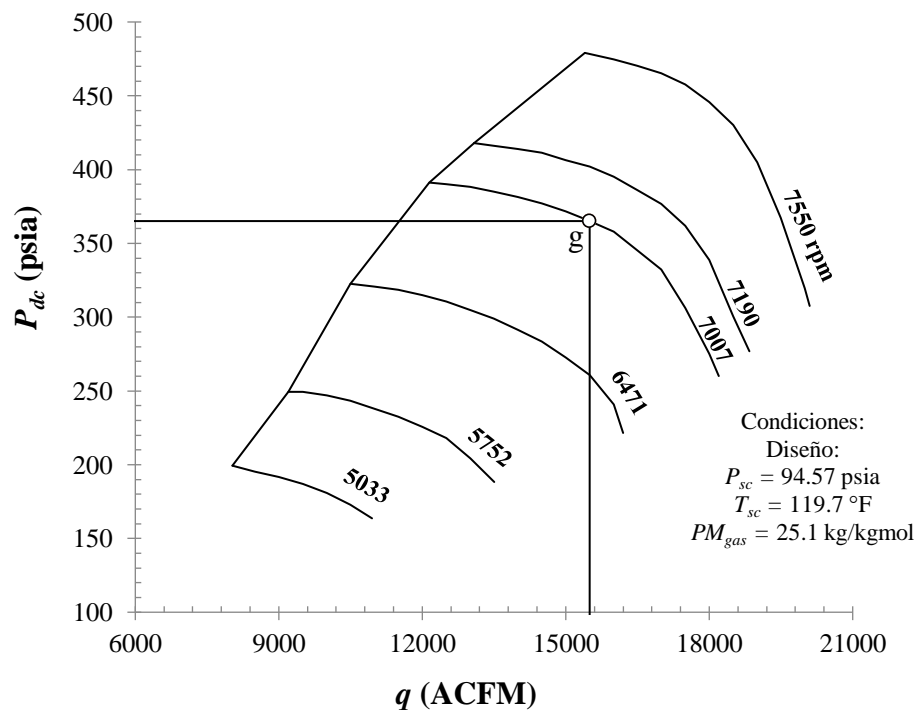


Figura E.1. Punto seleccionado para el caso práctico.

Tabla E.1. Condiciones del punto seleccionado para el caso práctico E.

Parámetro	Diseño
Succión	
Presión (psia)	94.9
Temperatura (°F)	119.7
Descarga	
Presión (psia)	364.38
Temperatura (°F)	299.1
Flujo volumétrico (ACFM)	15,548
Flujo másico (lb _m /min)	6,123.27

Tabla E.2. Propiedades termodinámicas del punto seleccionado para el caso práctico E.

Propiedades Termodinámicas	Punto garantizado g		
	sc	dc	dc _s
ρ (lbm/ft ³)	0.3938	1.1696	1.2352
v (ft ³ /lbm)	2.5392	0.8550	0.8096
Z (-)	0.9731	0.9606	0.9529
μ (cP)	0.0117	0.0154	-
γ (-)	1.2255	1.2059	-
c_p (Btu/lb _m R)	0.4808	0.5771	-
c_v (Btu/lb _m R)	0.3924	0.4785	-
h (Btu/lb _m)	-1536.05	-1450	-1469.4
s (Btu/lb _m R)	1.705	1.732	1.705
ν (cSt)	1.8586	0.8233	-

El cálculo de los siguientes parámetros se realiza de acuerdo a las expresiones proporcionadas por la Norma ASME PTC-10, de la siguiente manera

Índice politrópico

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_{dc}}{P_{sc}}\right)}{\ln\left(\frac{v_{sc}}{v_{dc}}\right)} \quad (E1)$$

Sustituyendo valores

$$n = \frac{\ln\left(\frac{364.38}{94.9}\right)}{\ln\left(\frac{2.5392}{0.855}\right)} = 1.236$$

Índice politrópico en una compresión isoentrópica

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_{dc}}{P_{sc}}\right)}{\ln\left(\frac{v_{sc,s}}{v_{dc}}\right)} \quad (E2)$$

Sustituyendo valores

$$n_s = \frac{\ln\left(\frac{364.38}{94.9}\right)}{\ln\left(\frac{2.5392}{0.8096}\right)} = 1.177$$

Factor de Schultz

$$f = \left[\frac{J(h_{dc} - h_{sc})}{144 \frac{n_s}{n_s - 1} (v_{dc,s} P_{dc} - v_{sc} P_{sc})} \right] \quad (E3)$$

donde J es el coeficiente mecánico del calor y tiene un valor de 778.17 ft lb_f/Btu.

Sustituyendo valores en la expresión (E3) se tiene que

$$f = \left\{ \frac{(778.17)(1,536.05 - 1,469.4)}{144 \frac{1.177}{1.177 - 1} [(0.8096)(364.38) - (2.5392)(94.9)]} \right\} = 1.0023$$

Cabeza politrópica

$$H_p = 144 f \left(\frac{n}{n-1} \right) (v_{dc} P_{dc} - v_{sc} P_{sc}) \quad (E4)$$

Sustituyendo valores

$$H_p = 144(1.0023) \left(\frac{1.236}{1.236-1} \right) [(0.8550)(364.38) - (2.5392)(94.9)] = 53,352.79 \frac{\text{ft lb}_f}{\text{lb}_m}$$

Eficiencia de compresión politrópica

$$\eta_{PIC} = \frac{H_p}{J(h_{dc} - h_{sc})} \quad (E5)$$

Sustituyendo valores

$$\eta_{PIC} = \frac{53,352.79}{(778.17)[(-1450) - (-1536.05)]} = 0.7941$$

Potencia de gas

$$P_g = \frac{\dot{m}H_p}{33000\eta_{PIC}} \quad (E7)$$

Sustituyendo valores

$$P_g = \frac{(6,123.27)(53,352.79)}{33000(0.7941)} = 12,466.23 \text{ hp}$$

Coefficiente de flujo

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{2\pi \frac{1}{v_{sc}} N \left(\frac{D}{12}\right)^3} \quad (E8)$$

donde π se refiere al número 3.1416

Sustituyendo valores

$$\Phi = \frac{6,123.27}{2(3.1416) \frac{1}{2.5392} (7,007) \left(\frac{31.5}{12}\right)^3} = 0.0195$$

Anexo F. Cálculo de las evaluaciones a distintas velocidades de giro a condiciones reales de operación (*Pivoteo*)

Tabla F.1. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño, para obtener puntos de operación reales a 7,007 rpm (97%) (primera etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales
N (rpm)	7,007	6,134	7,007	6,114	7,007	6,074	7,007
q (ACFM)	15548	10235	11691.5	10127	11606.4	9656	11139.3
H_P (ft lb _f /lb _m)	54923	44004	57531	44553	58651	43594	58136
P_g (hp)	20672	11244	16723.1	11038	16840.6	10410	15974.2
P_{sc} (psia)	138.7	138.7	138.7	136.5	138.7	139.0	138.7
P_{dc} (psia)	578.6	451.0	608.30	446.6	623.67	446.8	617.25
T_{sc} (°F)	91.40	91.40	91.4	91.4	91.4	93.2	91.4
T_{dc} (°F)	342.4	300.5	359.5	302.0	363.1	298.8	360.3
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	1.5764	1.5764	1.5762	1.6136	1.5762	1.5788	1.5762
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.5556	0.6736	0.54057	0.6818	0.52977	0.6785	0.53326
h_{sc} (Btu/lb _m)	-707	-707	-706.8	-707	-706.8	-707	-706.8
h_{dc} (Btu/lb _m)	-618	-634	-611.2	-633	-609.9	-635	-611.0
η_{PIC}	0.7941	0.7718	0.7733	0.7754	0.7771	0.7778	0.7794
q/N	2.2189	1.6685	1.6685	1.6564	1.6564	1.5897	1.5897
V_r	2.8373	2.3402	2.9157	2.3668	2.9752	2.3268	2.9557
ϕ	0.0195	0.0147	0.0147	0.0147	0.0146	0.0140	0.0140
μ_p	0.5328	0.5571	0.5505	0.5618	0.5570	0.5627	0.5563
μ_{in}	0.0008	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009
Ω_{hb}	0.7002	0.7504	0.7337	0.7607	0.7388	0.7525	0.7355
RC	0.0569	0.0588	0.0569	0.0591	0.0569	0.0590	0.0569
RA	1.6821	1.6932	1.6821	1.6954	1.6821	1.6944	1.6821
RB	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002
π	4.1721	3.25	4.39	3.27	4.50	3.21	4.45
		<i>Rem corr</i>	0.9983	<i>Rem corr</i>	0.9987	<i>Rem corr</i>	0.9985
		<i>Wsp</i>	4791	<i>Wsp</i>	4756	<i>Wsp</i>	4564

Tabla F.2. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 6,471 rpm (90%) (primera etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación
N (rpm)	6,471	6,134	6,471	6,114	6,471	6,074	6,471
q (ACFM)	14961	10235	10797.1	10127	10718.6	9656	10287.2
HP (ft lb _f /lb _m)	41773	44004	49011	44553	49965	43594	49527
P_g (hp)	15486	11244	13171.5	11038	13264.0	10410	12581.6
P_{sc} (psia)	138.7	138.7	138.7	136.5	138.7	139.0	138.7
P_{dc} (psia)	428.9	451.0	505.2	446.6	516.5	446.8	511.8
T_{sc} (°F)	91.40	91.40	91.4	91.4	91.4	93.2	91.4
T_{dc} (°F)	289.1	300.5	322.6	302.0	325.7	298.8	323.2
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	1.5764	1.5764	1.5762	1.6136	1.5762	1.5788	1.5762
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.6973	0.6736	0.6198	0.6818	0.6087	0.6785	0.6122
h_{sc} (Btu/lb _m)	-707	-707	-706.8	-707	-706.8	-707	-706.8
h_{dc} (Btu/lb _m)	-638	-634	-625.3	-633	-624.1	-635	-625.1
η_{PIC}	0.7778	0.7718	0.7724	0.7754	0.7763	0.7778	0.7786
q/N	2.3121	1.6685	1.6685	1.6564	1.6564	1.5897	1.5897
V_r	2.2608	2.3402	2.5432	2.3668	2.5893	2.3268	2.5744
ϕ	0.0204	0.0147	0.0147	0.0147	0.0146	0.0140	0.0140
μ_p	0.4752	0.5571	0.5500	0.5618	0.5565	0.5627	0.5557
μ_{in}	0.0008	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009
Ω_{hb}	1.3976	0.7504	0.7332	0.7607	0.7383	0.7525	0.7350
RC	0.0580	0.0588	0.0580	0.0591	0.0580	0.0590	0.0580
RA	1.6886	1.6932	1.6886	1.6954	1.6886	1.6944	1.6886
RB	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002
π	3.09	3.25	3.64	3.27	3.72	3.21	3.69
		<i>Rem corr</i>	1.0008	<i>Rem corr</i>	1.0012	<i>Rem corr</i>	1.0010
		<i>Wsp</i>	6850	<i>Wsp</i>	6800	<i>Wsp</i>	6527

Tabla F.3. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 5752 rpm (80%) (primera etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación
N (rpm)	5,752	6,134	5752	6,114	5752	6,074	5752
q (ACFM)	13442	10235	9597.5	10127	9527.6	9656	9144.2
H_P (ft lb _f /lb _m)	26337.2	44004	38656	44553	39410	43594	39066
P_g (hp)	9917.7	11244	9251	11038	9315.8	10410	8836.5
P_{sc} (psia)	138.7	138.7	138.7	136.5	138.7	139.0	138.7
P_{dc} (psia)	291.3	451.0	398.1	446.6	405.5	446.8	402.4
T_{sc} (°F)	91.40	91.4	91.4	91.4	91.4	93.2	91.4
T_{dc} (°F)	233.4	300.5	276.6	302.0	279.1	298.8	277.1
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	1.5764	1.5764	1.5762	1.6136	1.5762	1.5788	1.5762
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.9485	0.6736	0.7381	0.6818	0.7272	0.6785	0.7307
h_{sc} (Btu/lb _m)	-707	-707	-706.8	-707	-706.8	-707	-706.8
h_{dc} (Btu/lb _m)	-658	-634	-642.4	-633	-641.5	-635	-642.3
η_{PIC}	0.6894	0.7718	0.7710	0.7754	0.7749	0.7778	0.7772
q/N	2.3369	1.6685	1.6685	1.6564	1.6564	1.5897	1.5897
V_r	1.6620	2.3402	2.1354	2.3668	2.1676	2.3268	2.1571
ϕ	0.0207	0.0147	0.0147	0.0147	0.0146	0.0140	0.0140
μ_p	0.3794	0.5571	0.5492	0.5618	0.5556	0.5627	0.5548
μ_{in}	0.0007	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009	0.0009
Ω_{hb}	0.5664	0.7504	0.7325	0.7607	0.7375	0.7525	0.7342
RC	0.0597	0.0588	0.0597	0.0591	0.0597	0.0590	0.0597
RA	1.6988	1.6932	1.6988	1.6954	1.6988	1.6944	1.6988
RB	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002	1.0002
π	2.10	3.25	2.87	3.27	2.92	3.21	2.90
		<i>Rem corr</i>	0.9990	<i>Rem corr</i>	0.9994	<i>Rem corr</i>	0.9993
		<i>Wsp</i>	6089	<i>Wsp</i>	6045	<i>Wsp</i>	5802

Tabla F.4. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño, para obtener puntos de operación reales a 7,007 rpm (97%) (segunda etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación
N (rpm)	7,007	6,134	7,007	6,114	7,007	6,074	7,007
q (ACFM)	4000	3215	3672.6	3171	3634.4	3036	3502.3
H_p (ft lb _f /lb _m)	47128	31417	40992	31878	41877	31004	41257
P_g (hp)	13143	9293	13826.0	9163	13940.9	8783	13494.1
P_{sc} (psia)	429.8	429.8	429.8	426.3	429.8	427.3	429.8
P_{dc} (psia)	1661.8	1075.3	1290.30	1075.9	1316.52	1071.9	1294.29
T_{sc} (°F)	95.00	94.99	95	96.77	95	93.2	95
T_{dc} (°F)	349.7	273.2	322.1	276.8	326.2	273.2	326.6
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	0.4960	0.4951	0.4960	0.5013	0.4960	0.4965	0.4960
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.1965	0.2689	0.24224	0.2703	0.23888	0.2698	0.24312
h_{sc} (Btu/lb _m)	-692	-700	-694.3	-699	-694.3	-700	-694.3
h_{dc} (Btu/lb _m)	-606	-639	-615.1	-638	-613.6	-639	-613.2
η_{PIC}	0.7056	0.6653	0.66520	0.6668	0.6669	0.6542	0.6541
q/N	0.5709	0.5241	0.5241	0.5187	0.5187	0.4998	0.4998
V_r	2.5242	1.8411	2.0477	1.8546	2.0765	1.8403	2.0402
ϕ	0.0049	0.0056	0.0147	0.0055	0.0146	0.0053	0.0140
μ_p	0.3507	0.4618	0.5505	0.4660	0.5570	0.4701	0.5563
μ_{in}	0.0008	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009
Ω_{hb}	0.4796	0.6132	0.7337	0.6174	0.7388	0.6251	0.7355
RC	0.0484	0.0484	0.0484	0.0485	0.0484	0.0484	0.0484
RA	1.6249	1.6246	1.6249	1.6254	1.6249	1.6246	1.6249
RB	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003
π	3.8662	2.50	3.00	2.52	3.06	2.51	3.01
		<i>Rem corr</i>	0.9999	<i>Rem corr</i>	1.0002	<i>Rem corr</i>	0.9999
		<i>Wsp</i>	7404	<i>Wsp</i>	7327	<i>Wsp</i>	7061

Tabla F.5. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 6,471 rpm (90%) (segunda etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación
N (rpm)	6,471	6,134	6,471	6,114	6,471	6,074	6,471
q (ACFM)	3750	3215	3391.6	3171	3356.4	3036	3234.4
H_P (ft lb _f /lb _m)	39394	31417	34961	31878	35715	31004	35186
P_g (hp)	10429	9293	10889.7	9163	10980.2	8783	10628.3
P_{sc} (psia)	429.8	429.8	429.8	426.3	429.8	427.3	429.8
P_{dc} (psia)	1316.5	1075.3	1123.8	1075.9	1144.1	1071.9	1127.1
T_{sc} (°F)	95.00	94.99	95	96.77739139	95	93.2	95
T_{dc} (°F)	300.2	273.2	290.7	276.8	294.2	273.2	294.7
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	0.4960	0.4951	0.4960	0.5013	0.4960	0.4965	0.4960
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.2297	0.2689	0.2422	0.2703	0.2618	0.2698	0.2659
h_{sc} (Btu/lb _m)	-694	-700	-694.3	-699	-694.3	-700	-694.3
h_{dc} (Btu/lb _m)	-624	-639	-626.7	-638	-625.5	-639	-625.2
η_{PIC}	0.7240	0.6653	0.6652	0.6668	0.6669	0.6542	0.6541
q/N	0.5795	0.5241	0.5241	0.5187	0.5187	0.4998	0.4998
V_r	2.1596	1.8411	2.0477	1.8546	1.8948	1.8403	1.8653
ϕ	0.0052	0.0056	0.0147	0.0055	0.0146	0.0053	0.0140
μ_p	0.4106	0.4618	0.5500	0.4660	0.5565	0.4701	0.5557
μ_{in}	0.0009	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009
Ω_{hb}	0.5539	0.6132	0.7332	0.6174	0.7383	0.6251	0.7350
RC	0.0484	0.0484	0.0484	0.0485	0.0484	0.0484	0.0484
RA	1.6249	1.6246	1.6249	1.6254	1.6249	1.6246	1.6249
RB	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003
π	3.06	2.50	2.61	2.52	2.66	2.51	2.62
		<i>Rem corr</i>	0.9999	<i>Rem corr</i>	1.0002	<i>Rem corr</i>	0.9999
		<i>Wsp</i>	6838	<i>Wsp</i>	6766	<i>Wsp</i>	6521

Tabla F.6. Parámetros calculados a partir de los resultados de las evaluaciones de la prueba de desempeño para obtener puntos de operación reales a 5,752 rpm (80%) (segunda etapa).

Parámetro	Condiciones Reales	Evaluación I		Evaluación II		Evaluación III	
		Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación	Datos de evaluación	Ev. a Cond. Reales	Datos de evaluación
N (rpm)	5,752	6,134	5,752	6,114	5,752	6,074	5,752
q (ACFM)	3250	3215	3014.8	3171	2983.4	3036	2875.0
H_P (ft lb _f /lb _m)	27137.1	31417	27623	31878	28219	31004	27801
P_g (hp)	7023.1	9293	7648	9163	7711.7	8783	7464.6
P_{sc} (psia)	430	429.8	429.8	426.3	429.8	427.3	429.8
P_{dc} (psia)	1011.0	1075.3	941.2	1075.9	955.5	1071.9	943.9
T_{sc} (°F)	95	95.0	95	96.8	95	93.2	95
T_{dc} (°F)	247.9	273.2	251.5	276.8	254.4	273.2	254.7
v_{sc} (ft ³ /lb _m)	0.4962	0.4951	0.4960	0.5013	0.4960	0.4965	0.4960
v_{dc} (ft ³ /lb _m)	0.2751	0.2689	0.2976	0.2703	0.2945	0.2698	0.2983
h_{sc} (Btu/lb _m)	-692	-700	-694.3	-699	-694.3	-700	-694.3
h_{dc} (Btu/lb _m)	-643	-639	-640.9	-638	-639.9	-639	-639.7
η_{PIC}	0.7161	0.6653	0.6652	0.6668	0.6669	0.6542	0.6541
q/N	0.5650	0.5241	0.5241	0.5187	0.5187	0.4998	0.4998
V_r	1.8037	1.8411	1.6668	1.8546	1.6844	1.8403	1.6629
ϕ	0.0056	0.0056	0.0147	0.0055	0.0146	0.0053	0.0140
μ_p	0.5192	0.4618	0.5492	0.4660	0.5556	0.4701	0.5548
μ_{in}	0.0007	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009	0.0008	0.0009
Ω_{hb}	0.6894	0.6132	0.7325	0.6174	0.7375	0.6251	0.7342
RC	0.0484	0.0484	0.0484	0.0485	0.0484	0.0484	0.0484
RA	1.6249	1.6246	1.6249	1.6254	1.6249	1.6246	1.6249
RB	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003	1.0003
π	2.35	2.50	2.19	2.52	2.22	2.51	2.20
		<i>Rem corr</i>	0.9999	<i>Rem corr</i>	1.0002	<i>Rem corr</i>	0.9999
		<i>Wsp</i>	6078	<i>Wsp</i>	6015	<i>Wsp</i>	5796

Anexo G. Mapas de operación del tren de compresión 2BCL608/N a condiciones reales de operación

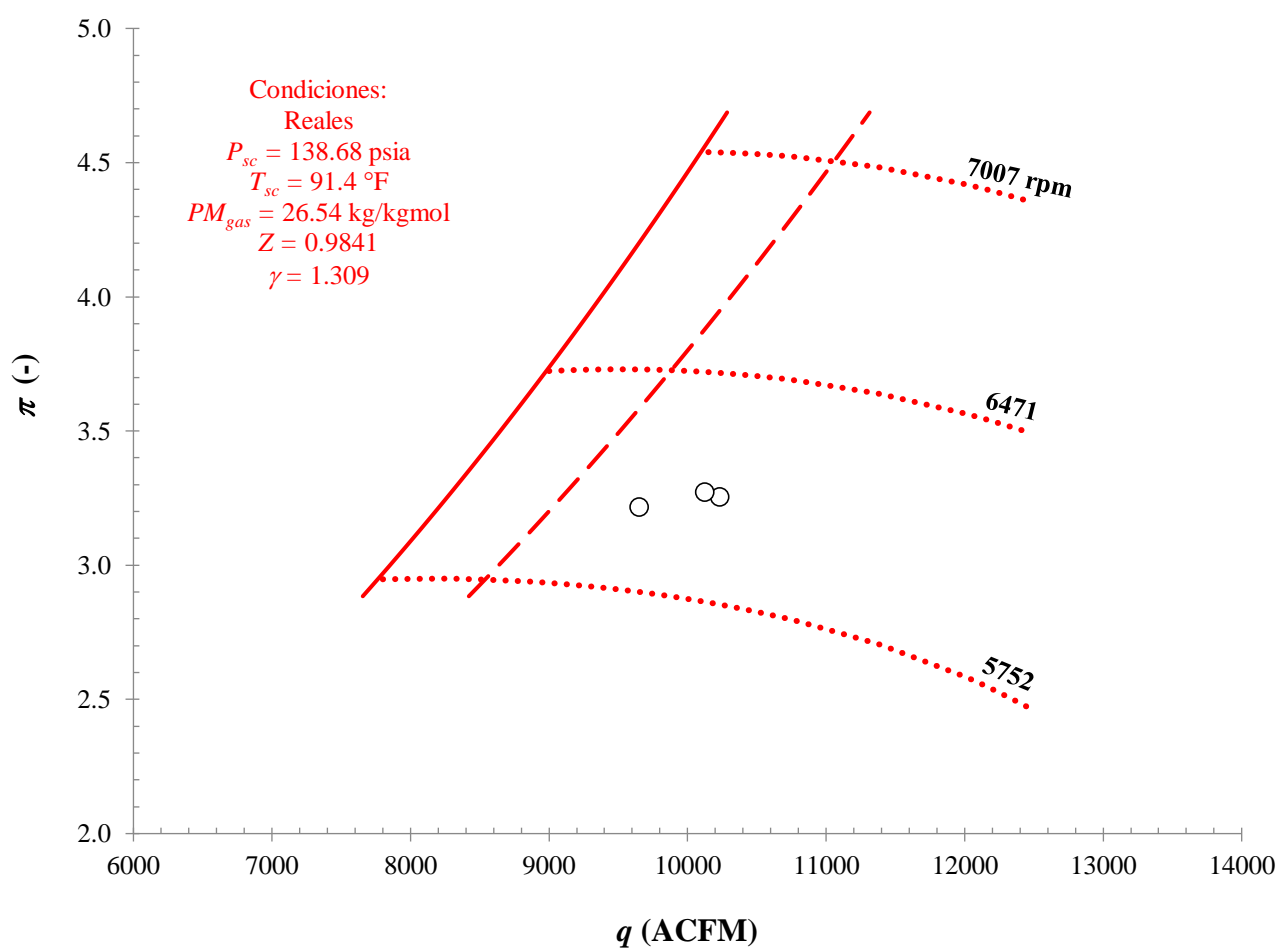


Figura G.1. Mapa de operación del tren de compresión 2BCL608/N a condiciones reales de operación (primera etapa).

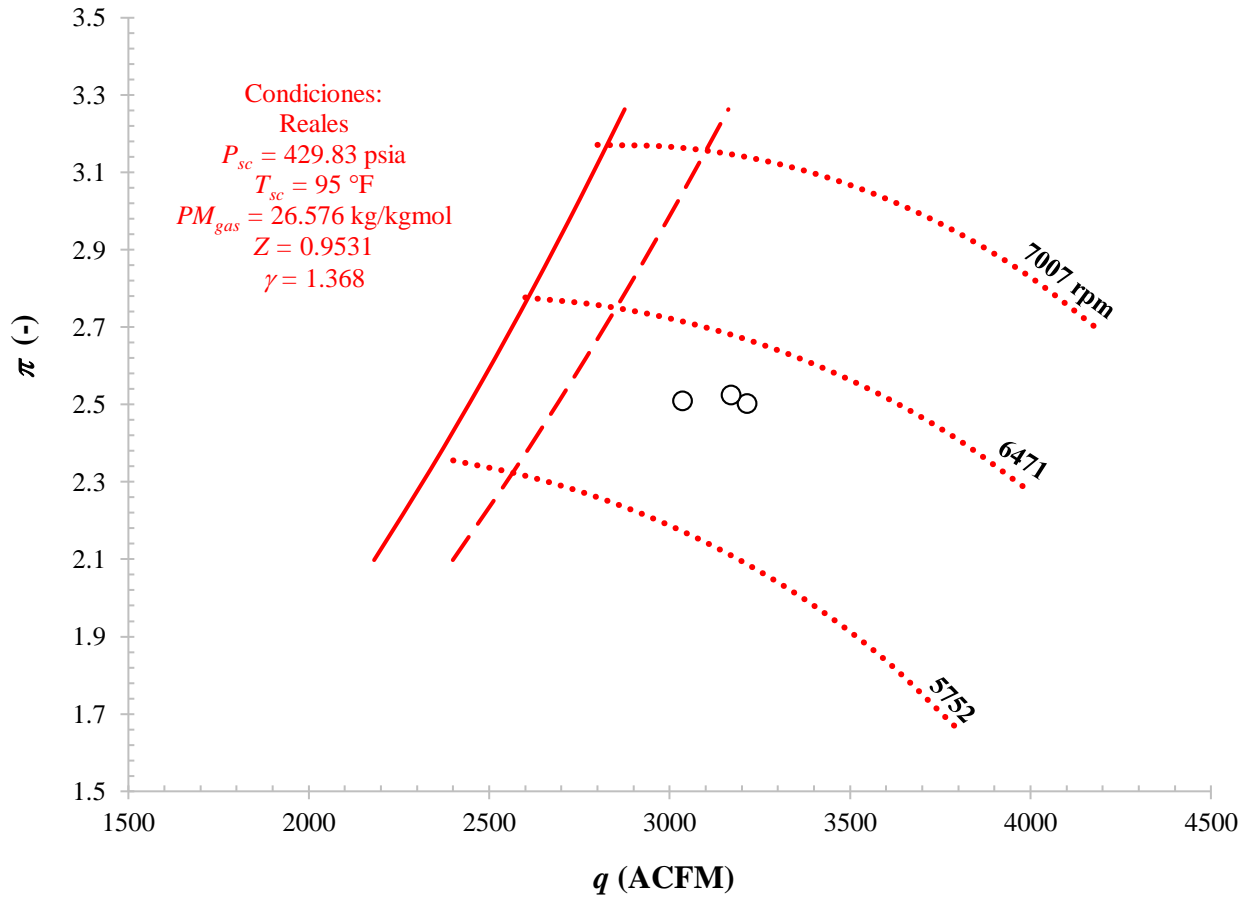


Figura G.2. Mapa de operación del tren de compresión 2BCL608/N a condiciones reales de operación (segunda etapa).

Anexo H. Productos de investigación

Tabla G.1. Productos de investigación 2016.

- Año 2016

*** XXXVII Encuentro Nacional de la AMIDIQ 2016**

(Desarrollado del 3 al 4 de mayo de 2016 en Puerto Vallarta, Jalisco, México)

1) *Análisis paramétrico de la formación de contaminantes con características operativas de la cámara de combustión de una turbina de gas.* Memoria de congreso con ISBN: 978-607-95593-4-2. Páginas de TER-34-TER-39.

Torres González E.V., Lugo Leyte R., Salazar Pereyra M., Hernández Mora Israel E., Aguilar Adaya I., Montes Gallardo Diego. I.

2) *Evaluación del desempeño de un motor de gasolina mediante el análisis energético y exergético.* Memoria de congreso con ISBN: 978-607-95593-4-2. Páginas de TER-49-TER-54.

Torres González E.V., Lugo Leyte R., Lugo Méndez Helen D., Méndez Cruz L. E., González Andrade J. A., Hernández Mora Israel E.

*** XXXI Congreso Nacional de Termodinámica**

(Desarrollado del 5 al 9 de septiembre de 2016 en Durango, Durango, México)

3) *Análisis energético de una unidad experimental de refrigeración por compresión de vapor con freón 12.* Memoria de congreso. Páginas de 305-312.

Montes Gallardo Diego Iván., Castro Hernández Sergio., Hernández Mora Israel E., Lugo Leyte R., Torres González Edgar V., Salazar Pereyra M.

4) *Análisis paramétrico de la compresión por etapas del gas natural mediante el uso de ecuaciones de estado.* Memoria de congreso. Páginas de 349-355.

Hernández Mora Israel E., Lugo Méndez H. D., Lugo Leyte R., Torres González Edgar V., Torres Aldaco A., Mederos Nieto F. S.

5) *Análisis termodinámico de la compresión mediante la eficiencia de compresión politrópica.* Memoria de congreso. Páginas de 626-630.

Hernández Mora Israel E., Lugo Leyte R., Torres González Edgar V., Lugo Méndez H. D., Torres Aldaco A.

- Año 2017

*** XXXVIII Encuentro Nacional de la AMIDIQ 2017**

(Desarrollado del 9 al 12 de mayo de 2017 en Ixtapa-Zihuatanejo, Guerrero, México)

6) Influencia de la humedad relativa del aire en el proceso de combustión del gas natural.

Memoria de congreso con ISBN: 978-607-95593-5-9. Páginas de TER-44-TER49.

López Alba E., Lugo Leyte R., Torres González E.V., Hernández Mora Israel E., Lugo Méndez Helen D.

7) Análisis de costos exergoeconómicos a un sistema de refrigeración experimental con y sin intercambiador de calor. Memoria de congreso con ISBN: 978-607-95593-5-9. Páginas de TER54-TER59.

Hernández Mora Israel E., Lugo Leyte R., Torres González E.V., Salazar Pereyra M., Castro Hernández S.

8) Análisis de vibraciones en un compresor centrífugo. Memoria de congreso con ISBN: 978-607-95593-5-9. Páginas de ENE146-ENE151.

González Andrade J. A., Hernández Mora Israel E., Lugo Leyte R., Lugo Méndez Helen D., Torres Aldaco A.

*** XXXII Congreso Nacional de Termodinámica**

(Desarrollado del 11 al 14 de septiembre de 2017 en Azcapotzalco, Ciudad de México, México)

9) Evaluación del desempeño de la turbina de gas de doble flecha GT185 considerando las pérdidas de calor en sus componentes. Memoria de congreso. Páginas de 287-297.

Torres González Edgar V., Nayelli Naves García, Helen D. Lugo Méndez, Hernández Mora Israel E., Raúl Lugo Leyte, Alejandro Torres Aldaco.

10) Estudio experimental del desempeño energético de un compresor centrífugo multietapa. Memoria de congreso. Páginas de 1115-125.

Jesús Alejandro González Andrade, Raúl Lugo Leyte, Alejandro Torres Aldaco, Hernández Mora Israel E.

*** XIII Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica**

(Desarrollado del 12 al 26 de octubre de 2017 en Lisboa, Portugal)

11) Estudio de costos exergoeconómicos a un sistema de refrigeración experimental con y sin intercambiador de calor intermedio. Memoria de congreso con ISSN.

Torres González Edgar V. Hernández Mora Israel E., Lugo Leyte R., Lugo Méndez H. D., Salazar Pereyra Martín S., Aguilar Valdivia Nayeli G.



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00028

Matrícula: 2161801245

EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE
COMPRESORES CENTRIFUGOS EN
PLATAFORMAS MARINAS

En la Ciudad de México, se presentaron a las 15:00 horas del día 20 del mes de marzo del año 2018 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA
M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO
DR. ENRIQUE BARRERA CALVA



ISRAEL ELIU HERNANDEZ MORA
ALUMNO

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: ISRAEL ELIU HERNANDEZ MORA

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

APROBAR

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

REVISÓ

LIC. JULIO CESAR DE LARA ISASSI
DIRECTOR DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

DR. JOSE GILBERTO CORDOBA HERRERA

PRESIDENTE

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

VOCAL

M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO

SECRETARIO

DR. ENRIQUE BARRERA CALVA