

TECANA AMERICAN UNIVERSITY
Accelerated Degree Program
Bachelor of Science in Mechanical Engineering



Estudio, Evaluación y Propuestas Para Mejorar el Sistema de Re-inyección de Gases Agrios a Muy Altas Presiones del Proyecto Fase III de la Empresa KPO

Balmore José Brito Lastra
C.I.: 10.929.526

Por la presente juro y doy fe que soy el único autor del presente informe y que su contenido es fruto de mi trabajo, experiencia e investigación académica.

Por Academic Staff: el Dr. Ing. Rubens Arizmendi, D.Sc.
Por Academic Direction: el Dr. Jesús R. Rivas, Ph.D.

Londres, UK, Marzo 18, 2010

DEDICATORIA

A dios todopoderoso por darme el aire que respiro y la fe de que todo en este mundo, con esfuerzo y dedicación, se puede lograr.

A mi Madre, quien desafortunadamente ya no se encuentra entre nosotros por haber sacrificado tanto para darme la educación y los principios que hoy rigen mi vida.

A mi hijo y a mi esposa, quienes han estado siempre a mi lado y a quienes les debo mucho del tiempo dedicado a esta investigación. A ellos esta dedicado el éxito de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

A Dios todopoderoso, por poner en mis manos la voluntad y el conocimiento requerido para la completación de este trabajo.

Al personal de ingeniería y operaciones del proyecto *Phase III* del campo *Karachaganak* en *Kazakhstan*, por el soporte y la colaboración dada para la finalización de este trabajo. Sin ellos, no hubiese sido posible la culminación de este trabajo.

Agradezco enormemente, las investigaciones técnicas en el desarrollo de nuevas tecnologías, realizadas por el personal de la empresa *GENP (General Electric, Nuevo Pignone)*, las cuales han demostrado una vez más, que van de la mano con el siempre cambiante mundo real.

A la Prestigiosa *TECANA AMERICAN UNIVERSITY*, por darme la oportunidad de adquirir y validar los conocimientos académicos y laborales de más de 17 años en la exigente industria de los hidrocarburos.

TECANA AMERICAN UNIVERSITY
Accelerated Degree Program
Bachelor of Science in Mechanical Engineering

**ESTUDIO, EVALUACIÓN Y PROPUESTA PARA MEJORAR EL SISTEMA
DE RE- INYECCIÓN DE GASES AGRIOS A MUY ALTAS PRESIONES,
DEL PROYECTO FASE III DE LA EMPRESA KPO.**

Autor: Balmore J. Brito L

Fecha: Marzo 18, 2010

E-mail: Balmore12@hotmail.com

RESUMEN

El trabajo que a continuación se presenta esta llamado a realizar un análisis de la problemática presentada en los trenes de compresión de gas agrio del campo Karachaganak. La investigación se planteo como objetivos, estudiar las especificaciones técnicas de los componentes; determinar las causas de sus fallas y realizar propuestas para mejorar su desempeño, evitando así, las repetitivas pérdidas de producción y subsecuente contaminación del medio ambiente. La investigación estuvo enmarcada en la descripción de las estrategias, técnicas y procedimientos empleados para hallar la solución del problema; de allí, que esta se haya caracterizado por ser una investigación descriptiva y aplicada; permitiendo por un lado, conocer de forma detallada todo lo relacionado al problema mediante la descripción de las actividades, procesos y personas involucradas, luego de observar las factores del problema y por el otro, ofreciendo soluciones a la problemática presentadas mediante el estudio y la evaluación que permitieron realizar las proposiciones para mejorar el sistema. La investigación se llevó a cabo en el campo Karachaganak, localizada en Kazakhstan y además de las oficinas de desarrollo de proyectos en Londres, Reino Unido. Como técnica de recolección de datos se utilizó la observación directa, la discusión directa con los suplidores de los equipos y la revisión de la documentación de los tres compresores de re-inyección que se encuentran en operación, además de entrevistas sobre una población de diez individuos directamente involucrados en su desempeño. Del análisis de los resultados obtenidos, dos propuestas fundamentales fueron generadas; por un lado, el reemplazo de las turbinas a gas por motores eléctricos y por el otro la introducir dentro del sistema de gas de sellado, de elementos que garanticen un apropiado tratamiento del este gas de sellado para evitar la contaminación de los sellos secos.

Palabras Claves: Compresores centrífugos de Re-inyección, Sellos Secos, Gases Agrios

TECANA AMERICAN UNIVERSITY
Accelerated Degree Program
Bachelor of Science in Mechanical Engineering

**STUDY, EVALUATION AND PROPOSALS TO IMPROVE THE SOUR GAS
RE-INJECTION COMPRESSION SYSTEM AT VERY HIGH PRESSURES
OF THE KPO PHASE III PROJECT**

Author: Balmore J. Brito L
Date: March 18th, 2010
E-mail: Balmore12@hotmail.com

ABSTRACT

The investigation study is aimed to make a detail analysis of the problems presented on the Karachaganak sour gas re-injection system. The objectives of this investigation were; the analysis of all available components and technical specifications, to determine causes of their constants failures and to address proposals to improve their long term performances, in order to eliminate the plants continuous lost of oil production with its environmental impact. A descriptive and applied investigation were the framing strategies providing relevant techniques and procedures that allowed the identification of activities, involved personal and inherent processes, together with the study and evaluation of the problem. They were key elements to obtain technical proposals for the solutions to be implemented on the sour gas re-injection system. This investigation was done in the Karachaganak field in Kazakhstan and also in the KPO project office in London, United Kingdom. As a data collection strategies, were used the direct observation, the technical discussion with specialised suppliers, the review of all available technical documentations of the three re-injections compressor, which are currently under operation, and also the application of interviews to a population of ten individuals, originally identified to have a direct involvement on the performance and operation of these machines. Results of the analysis have shown two main proposals; firstly related to the replacing of the gas turbine as driver by electric motor and second, the utilization into the sealing gas system, of elements that could guarantees an appropriated treatment to the sealing gas prior been introduced into the dry gas seals.

Keywords: Re-injection Centrifugal Compressors, Dry Gas Seals, Sour Gas.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTOS	III
RESUMEN	IV
ABSTRACT	V
INDICE GENERAL	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	X
NDICE DE TABLAS	XII
LISTA DE ACRONIMOS	XIII
SÍMBOLOS	XV
INTRODUCCION	17
CAPÍTULO I	21
EL PROBLEMA DE LA INVESTIGACION	21
1. Planteamiento del problema.....	22
2. Justificación de la investigación	24
3. Objetivos de la investigación.....	25
3.1 Objetivos generales.....	25
3.2 Objetivos específicos	25
4. Alcances de la investigación.....	25
5. Limitaciones	26
CAPÍTULO II	27
MARCO REFERENCIAL Y ANTECEDENTES	27
1. Marco referencial.....	28
2. Antecedentes.....	28
3. Bases teóricas.....	30
3.1 Teoría de compresión	30
3.1.1 Propiedades termodinámicas	32
3.1.2 Leyes de la termodinámica	33
3.1.3 Ciclos de compresión.....	35
3.1.4 Ciclo ideal de compresión dinámica.....	36
3.2 Turbo-maquinarias.....	37
3.2.1 El proceso de compresión	38
3.2.2 Cantidades básicas del proceso de compresión.....	39
3.2.2.1 Cabezal efectivo.....	39
3.2.2.2 Cabezal politrópico.....	39
3.2.2.3 Cabezal isentrópico.....	40
3.2.2.4 Eficiencia politrópica.....	40
3.2.2.5 Eficiencia isentrópica.....	41
3.2.2.6 Ecuación de Euler para turbo-maquinarias	41
3.3 Compresores centrífugos	42
3.3.1 Descripción general de un compresor centrífugo.....	42
3.3.2 Tipos de compresores centrífugos	46
3.3.2.1 Compresores con carcasas horizontalmente separadas	46
3.3.2.2 Compresores con carcasas verticalmente separadas	47
3.3.2.3 Compresores con carcasa de campana	48
3.3.2.4 Compresores de líneas de tuberías (pipe-line)	48
3.3.3 Características de los compresores centrífugos	49
3.3.3.1 Carcasas horizontalmente separadas.....	49
3.3.3.2 Carcasas verticalmente separadas:.....	49
3.3.3.3 Diafragmas.....	50

3.3.3.4	El rotor.....	51
3.3.3.5	El eje.....	51
3.3.3.6	Los impulsores.....	52
3.3.3.7	Tambor de balanceo.....	53
3.3.3.8	Acoples.....	54
3.3.3.9	Collar de empuje del cojinete.....	54
3.3.3.10	Anillos espaciadores.....	55
3.3.3.11	Camisas de los sellos del eje.....	55
3.3.4	Sellos de los compresores.....	55
3.3.4.1	Sellos laberínticos.....	55
3.3.4.2	Sellos de gas seco.....	56
3.3.5	Los cojinetes.....	58
3.3.5.1	Cojinetes radiales.....	58
3.3.5.2	Cojinetes de empuje.....	59
3.3.6	Aplicación industrial de los compresores centrífugos.....	59
3.4	Sistema para prevenir oleaje o sistema anti-surge.....	60
3.5	Manejo de los riesgos (identificación de los riesgos críticos).....	62
3.6	Revisión de la experiencia global en inyección de gas a altas presiones.....	66
3.6.1	Facilidades de inyección de gas agrio en Canadá.....	66
3.6.2	Facilidades para la inyección de gas dulce.....	67
3.7	Periodo de operación bajo el modo “ensayo y error”.....	67
3.8	Identificación del suplidor de los compresores de inyección de gas agrio.....	68
3.9	Aspectos tecnológicos.....	69
3.9.1	El Sellado y la contención segura del gas a muy altas presiones.....	69
3.9.2	Características claves del diseño.....	69
3.9.2.1	El Sellado de los ejes de los compresores.....	70
3.9.2.2	Sistema de sellos de la carcasa de los compresores.....	72
3.9.2.3	Rotor-dinámicas.....	74
3.9.2.4	Vibraciones síncronas.....	75
3.9.2.5	Vibraciones asíncronas.....	77
3.10	El tren de compresión.....	81
3.10.1	Explicación corta del proceso.....	81
3.10.2	Selección y aplicación.....	85
3.10.3	Comportamiento de los trenes de compresión.....	85
3.10.4	Pruebas de fábrica a ser aplicadas sobre los trenes de compresión.....	86
3.10.4.1	El concepto de prueba.....	86
3.10.4.2	Prueba de los componentes.....	86
CAPÍTULO III.....		87
MARCO METODOLÓGICO.....		87
1.	Tipo de investigación.....	88
1.1	Descriptiva.....	88
1.2	Aplicada.....	88
2.	Diseño de investigación.....	89
2.1	Diseño de campo.....	89
2.2	Diseño muestral.....	90
3.	Instrumentos.....	90
3.1	Observación directa.....	90
3.2	Entrevista estructurada.....	90
3.3	Revisión documental.....	90
4.	Procedimiento.....	91
4.1	Análisis cualitativo.....	91
4.2	Análisis cuantitativo.....	91
4.3	Análisis e interpretación de datos.....	92

CAPÍTULO IV	94
RESULTADOS	94
1. Descripción del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones del campo Karachaganak	95
1.1 Componentes del sistema de re-inyección	96
1.1.1 Sistema de compresión	96
1.2.1 Sistema de lubricación	97
1.2.2 Cojinetes radiales	99
1.2.3 Cojinetes de empuje	99
1.2.4 Sistema de sellado	99
1.2.4.1 Los sellos:	100
1.2.4.2 El sistema de sellado primario y secundario	100
1.2.4.3 El sistema de sellado terciario	101
1.2.4.4 Los sellos de barrera y el sistema de sellado de barrera	101
1.2.5 Elementos conductores de los trenes de compresión	102
2. Evaluación de las fallas del sistema de re-inyección de gases agrios	103
CAPÍTULO V	110
PROPUESTAS	110
1. Desarrollo de las propuestas	111
1.1 Propuesta 1: -Motores eléctricos como conductores de los nuevos compresores de re-inyección, en lugar de turbinas a gas-	111
1.1.1 Sistema de conducción con velocidad variable	114
1.1.2 Transformadores convertidores	115
1.1.3 Convertidores	116
1.1.4 Motores	117
1.1.5 Distorsión armónica	119
1.1.6 Consideraciones de operación y mantenimiento	120
1.1.7 Consideraciones de seguridad en integridad del personal (HSE)	121
1.1.7.1 Mantenimiento	121
1.1.7.2 Emisiones	121
1.1.7.3 Fuentes de fuga	122
1.2 Propuesta 2: -Modificación del Sistema de Sellado-	123
1.2.1 Introducción	123
1.2.2 Histórico de fallas de los sellos secos	123
1.2.3 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #1 (figuras 42 hasta 49)	123
1.2.4 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #2 (figuras 50 hasta 52)	125
1.2.5 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #3 (Figuras 53 y 54)	128
1.2.6 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #4 (Figura 55)	129
1.2.7 Revisión histórica de reparación y reemplazo de sellos de los compresores de re-inyección de la empresa KPO (hasta Octubre, 2008)	130
1.2.8 Análisis matemático de la causa raíz	133
1.2.8.1 Curso de los eventos	133
1.2.8.2 Propiedades de los materiales y su geometría	134
1.2.8.3 Fatiga por crecimiento de la grietas	136
1.2.8.4 Trituración de las partículas	138
1.2.8.5 Choque térmico e iniciación de grietas	141
1.2.8.6 Resumen:	144
1.3 Sub-propuesta 1: Usar sellos con tecnología tándem	145
1.3.1 Sellos secos triples	146
1.3.2 Sellos secos tándem	148
1.3.3 Comparación entre sellos triples versus sellos tándem	150
1.3.4 Eficiencia	152
1.3.5 Ventajas de los sellos con tecnología tándem	152

1.4	Sub-Propuesta 2: -Utilizar gas agrio como gas de sellado-.....	153
1.4.1	Introducción.....	153
1.4.2	Contaminación del gas por partículas sólidas (polvo negro)	155
1.4.3	Formación de líquidos en el interior de los sellos.....	158
1.4.4	Hidrocarburos pesados.....	158
1.4.5	Condiciones inestables de operación	159
1.4.6	Diagramas de fase del gas.....	160
1.4.7	Consideraciones para el diagrama de fase del gas de re-inyección del proyecto <i>FASE III</i> ..	162
	CAPÍTULO VI	163
	CONCLUSIONES	163
	CAPÍTULO VII	167
	RECOMENDACIONES	167
	BIBLIOGRAFIA	171
	ANEXOS	172
1.	Anexo 1, Filtro de partículas sólidas.....	173
2.	Anexo 2, Filtro coalescente	174
3.	Anexo 3, Compresor recíprocante de respaldo	175
4.	Anexo 4 Sistema de sellado propuesto	176
4.1	Descripción del sistema	177

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.		Pág.
01	Diagrama de compresibilidad (basada en la ecuación de estado de <i>Redlich know</i>)	31
02	Diagrama de entalpía / entropía en un proceso de compresión	38
03	Ecuación de <i>Euler</i> de turbo-maquinarias	42
04	Vista esquemática seccional de un compresor centrífugo	43
05	Vista cualitativa del flujo en la voluta	43
06	Vista seccional de la primera etapa	44
07	Distribución de presión sobre el impulsor	44
08	Sellos laberínticos y diafragmas	45
09	Ultimo impulsor de la etapa	45
10	Voluta de descarga: vista cualitativa del flujo	45
11	Conexiones externas de un sistema típico de sellado	46
12	Carcasas horizontalmente separadas	47
13	Compresor de dos fases con un impulsor central de doble flujo	47
14	Compresor tipo barril con una fase de compresión	48
15	Compresor de barril para altas presiones	48
16	Compresor de pipe-line	49
17	Carcasa soldada	50
18	Ensamblaje de de impulsores sobre un rotor	52
19	Secciones de sellos de gas seco a. simples, b. tándem, c. dobles opuestos	57
20	Sello de gas seco en arreglo tándem	57
21	Cojinetes de empuje	59
22	Mapa típico de desempeño para una etapa de compresión	62
23	Experiencia global en compresores de re-inyección de gas agrio	65
24	Experiencia global en inyección de gas acido y agrio	65
25	Sistema de sellos “cero fuga” para cabezales de compresor	73
26	Mapa de velocidades criticas laterales	76
27	Diagrama de respuesta típica de un rotor	76
28	Diagrama de decremento y frecuencia lateral amortiguada	77
29	Cojinete amortiguado	79
30	Esquema de proceso	83
31	Composición de las a ser re-inyectado	84
32	El tren de compresión	85
33	Representación grafica	93
34	Sistema de inyección de gas acido	96
35	Sistema de inyección de gas agrio	99
36	El tren de compresión instalado en el campo <i>Karachaganak</i>	97
37	Sellos de gas secos dentro de un compresor	100
38	Sello de gas seco	101
39	Sello de barrera	102
40	Motor eléctrico de dos ejes para conducir los nuevos compresores de re-inyección	112
41	Resumen de falla	113
42	Asiento de la cara rotativa	124
43	Cara estacionaria	124
44	Asiento intermedio mostrando una banda de contacto y grietas	124
45	Parte trasera de la cara del sello intermedio mostrando danos a los sellos polímetros	124
46	Cara de carbón no partidas	124

47	Cara intermedia mostrando contaminación con aceite lubricante	124
48	Parte trasera del reten	124
49	Sello externo mojado en toda su superficie	124
50	Ejemplo de falla de sello	126
51	Ejemplo de falla de sello	127
52	Ejemplo de falla de sello	127
53	Ejemplo de falla de sello	128
54	Ejemplo de falla de sello	128
55	Fractura del sello primario	130
56	Geometría básica del anillo de asiento de los sellos	134
57	Diagrama para el cálculo del estrés radial y tangencial (θ)	134
58	Modelo geométrico de la grieta	135
59	Diagrama de factor de intensidad de stress vs. Profundidad de la grieta	135
60	Micrografía de una falla en el asiento del sello	136
61	Diagrama de la oscilación del stress del material vs. tiempo	136
62	Parámetros para estimar la ecuación de la ley de <i>Paris</i>	137
63	Diagrama del profundidad de la grieta vs. el numero de ciclos de fatiga	138
64	Vista del modelo	139
65	Diagrama de calor generado versus tamaño la partícula	140
66	Diagrama de generación de calor versus tamaño la partícula	140
67	Tiempo de fraccionamiento de una partícula	141
68	Modelo bidimensional de conducción de calor en la matriz cerámica desde un punto	142
69	Distribución de la energía después del impacto de una partícula de hierro	143
70	Distribución de la energía después del impacto de una partícula de hierro	143
71	Masa requerida por una partícula para iniciar la falla total del sello después del impacto	144
72	Visión grafica de la diferencia de temperatura generada después del impacto	144
73	Localización de los sellos secos en un compresor centrífugo	146
74	Sellos triples	147
75	Sellos tándem	150
76	<i>KPO</i> análisis de laboratorio de los componentes hidrocarburos en la corriente de gas	158
77	Formación de líquidos por encima de c_{12+}	159
78	Efecto modelado debido al incremento de gas de baja presión	160
79	Diagrama de fase utilizado para el diseño de los compresores en operación	160
80	Diagrama de fase del gas proveniente de las facilidades principales <i>KPC</i>	161
81	Diagrama de fase para el gas desde la Unidad 2	161
82	Diagrama de fase para el gas combinado (unidad 2 + <i>KPC</i>)	161
83	Diagrama de fase del gas de re-inyección	162

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		Pág.
01	Objetivos claves y estudios realizados para la inyección de gas agrio a altas presiones	63
02	Perfil de riesgos tecnológicos para facilidades de inyección de gases	64
03	Cuantificación de fallas...	130
04	Resumen de fallas	132
05	Propiedades del carburo de tungsteno	134
06	Propiedades de los materiales de las partículas	139
07	Materiales de las caras estacionarias y rotatorias	148
08	Comparación general entre tecnologías de sellado	151
09	Temperatura del gas de sellado	162

LISTA DE ACRONIMOS

AISI	American Iron and Steel Institute
API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing & Material Standards
BCMA	Billion of Cubic Meters Per Year (Billones de Metros Cúbicos por año)
BP	Best Practices (Mejores Practicas)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO2	Dioxido de Carbono
DGS	Dry Gas Seal (Sello de Gas Seco)
ED	Explosive Decompression (Descompresión Explosiva)
ESD	Emergency Shutdown (Parada de Emergencia)
FEA	Finite Element Analysis (Análisis de Elementos Finitos)
FEED	Front End Engineering Design (Final de la Ingeniería de Diseño)
F.E.M	Metodo de elementos finitos
FMEA	Failure Mode and Effect Analysis (Analisis Modo y Efecto de Fallas)
GOR	Gas Oil Ratio (Relación Gas–Petróleo)
H2S	Sulfuro de Hidrógeno
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
HAZOPS	Hazard to Operate (Peligros de Operación)
HSE	Health, Safety and Environmental o SHA (Salud, Higiene y Ambiente)
HP	High Pressure (Alta Presión)
IB	Imboard
JV	Joint Venture (Asociación)
Km	Kilómetro
KPC	Karachaganak Petroleum Complex
KPO	Karachaganak Petroleum Operating
LP	Low Pressure (Baja Presión)
LPG	Liquified Petroleum Gas
MOC	Management of Changes (Manejo de los Cambios)
MMSCFD	Millions of Standard Cubic Feet per Day
MMTPY	Millios of Tonnes per Year (Millones de Toneladas por Año)
MP	Médium Pressure (Presión Media)
MTA	Millones de Toneladas por año
MW	Mega Vatios
Nm ³ /hr	Normal Cubic Meter per Tour (Metros Cúbicos por Hora)
NACE	National Association of Corrosion Engineers
N-K	<i>Nishida- Kobayashi</i>
OB	Outboard
OEM	Original Equipment Manufacturer (supplier)
OGP	Orenburg Gas Plant
PHA	Process Hazard Analysis
Ppm	parts per millios (partes por millón)
Ppmv	Parts per millions by volumen(partes por millón por volumen)
PSI	Unidad de Presión
PSV	Pressure Saftey Valve (Válvula de seguridad)
QA	Quality assurance (aseguramiento de la calidad)
QC	Quality Control (Control de la Calidad)

R&D	Research and Development (Investigación y Desarrollo)
RCA	Root Cause Analysis (Análisis Causa Raíz)
RoK	Republic Of Kazakhstan
Scf	Standard Cubic Feet (Pie Cubico Standard)
SIG	Sour Gas Injection (Inyección de Gas Agrio)
SIMOPS	Simultaneous Construction- Operations Plans
SOP	Settled Out Pressure
TEG	Tetra-Etilen-Glicol (unidad de deshidratación)

SÍMBOLOS

A = Área (pulg²)
 α = Angulo absoluto de flujo
 a = Velocidad del sonido en el gas (pie/s)
 a y b = constantes en la ecuación de estado (forma de presión)
 A y B = constantes en la ecuación de estado (forma de compresibilidad)
 B = Diámetro (pulg.)
 b = Altura de alabe
 β = Angulo relativo del flujo
 β_b = Angulo de Alabe
 B = Factor de Bloqueo
 C = modulo de la velocidad absoluta
 C_θ = Componente tangencial de la velocidad absoluta
 C_m = Componente meridiana de la velocidad absoluta
 C_p = Calor especifico a presión constante (pie.lbf /lbm.R)
 C_L = holgura fija como una fracción del volumen de barrido
 C_v = Calor especifico a volumen constante (pie.lbf /lbm.R)
 D = Diámetro r Factor de difusión (pulg.)
 δ = Angulo de desviación
 e = Energía interna especifica (pie.lbf /lbm)
 E = Energía Interna (pie.lbf)
 E = Energía Cinética
 Φ = Coeficiente de flujo
 F = Área de flujo (pulg²)
 H = Entalpía (pie.lbf)
 h = Entalpía especifica (Pie.lbf /lbm)
 h_0 = Entalpía Total (Pie.lbf /lbm)
 H = Carga
 HP = Caballos de fuerza
 K = Coeficiente de perdida basado en presiones totales
 k = Relación de calor especifico (C_p/ C_v)
 i = Angulo de Incidencia
 μ_0 = Viscosidad a condiciones de referencia
 Λ = Coeficiente total de recuperación de presión
 m = Rata de flujo másico (lbm/s)
 M = Numero Mach
 M_U = Numero Mach Periférico
 M = masa (lbm.)
 n_T = Exponente isentrópico de temperatura
 n_V = Exponente isentrópico de volumen
 n = Exponente Politrópico
 N = Velocidad rotacional (rpm)
 η = Eficiencia
 PW = Potencia (pie.lbf/min)
 P = Presión (lb/pulg²)
 γ = Relación entre valores de calor del gas
 ρ = Densidad
 P_0 = Presión total (lb/pulg²)

Q = Intercambio de calor o rata de flujo volumétrico (BTU)
 ρ_0 = Densidad total
q = Rata de transferencia de calor (BTU/s)
R = Constante de los gases (pie.lbf/lbm.R)
r = Radio (pulg.)
Re = Numero de Reynolds
s = Entropía especifica (pie.lbf/lbm.R)
T = Temperatura (°R)
T₀ = Temperatura total (°R)
u = velocidad del gas (Pie/s)
U = Velocidad de punta (pie/min)
V = Volumen (pulg.³)
v = Volumen especifico (pie³/lbm)
VS = Velocidad absoluta tangencial
W = Velocidad relativa
WA = Pérdidas por fricción
Z = Factor de compresibilidad o numero de alabes
 ω = Velocidad de rotación (rad./s)
 θ = Angulo de deflexión de alabe
 τ = Torque o Factor de trabajo
 σ = Factor de interferencia
 Ψ = Coeficiente de carga

INTRODUCCION

En la actualidad, muchos de los proyectos para el desarrollo de plantas de procesamiento de petróleo y gas ubicados en áreas de producción de petróleo en donde la concentración de sulfuro de hidrogeno y dióxido de carbono (CO₂), en el gas asociado a la producción de líquidos, son muy elevados (H₂S > 10% y CO₂ > 14%), ven como una opción económica y operacionalmente viable, la re-inyección de dicho gas dentro del mismo yacimiento. Los beneficios de esta re-inyección estarían asociados para obtener un aumento en la recuperación del petróleo desde el yacimiento al aumentar el desempeño del reservorio, permitiendo de igual forma, reducir la inversión en plantas para el procesamiento y tratamiento dicho gas (agrio y muy toxico), eliminando la complicada necesidad de producir azufre en estado sólido y su consecuente manejo/comercialización, igualmente, reduce las emisiones de oxido de azufre a la atmósfera y permite la conservación de recursos asociados al gas para uso futuro.

Las referencias que se tienen de compresores centrífugos operando bajo las condiciones mencionadas son muy escasas, siendo posible solo mencionar las operadoras, *KPO* (Campo *Karachaganak*), *TCO* (Campo *Tengiz*), *KCO* (Campo *Kachagan*), las cuales se encuentran localizadas geográficamente en diferentes regiones de *Kazakhstan*.

Este trabajo de investigación, se ha desarrollado como una iniciativa que busca aportar una alternativa, para solucionar los problemas ocasionados por fallas en algunos de los sistemas que forman parte de los trenes de re-inyección de gases agrios del campo *Karachaganak*, donde ha estado operando la empresa *KPO* (*Karachaganak Petroleum Operating BV*), durante los últimos 20 años.

Para el campo *Karachaganak*, se han desarrollado facilidades que han permitido la extracción, procesamiento y comercialización del petróleo y el gas proveniente de su subsuelo y en la actualidad, se están desarrollando las ampliaciones de las mismas, para lograr incrementar la producción de hidrocarburos líquidos (petróleo).

Las facilidades existentes están conformadas por varias unidades de producción y procesamiento, llamadas *KPC* (*Karachaganak Process Complex*) y la Unidad, en donde además de procesarse una importante cantidad de crudo, también se

encuentran localizados, tres trenes de compresión de gases agrios, los cuales han sido diseñados para inyectar al reservorio, el gas asociado a la producción de crudo a una presión de 550 baresa, pero que al transcurrir del tiempo, debido a variaciones en la presión del reservorio, esta se ha visto reducida hasta 450 baresa.

Los proyectos de ampliación que se encuentran bajo desarrollo y en etapa de ingeniería de diseño, conocidos con el nombre de *FASE III*, buscan incrementar la producción de crudo y para ellos será necesario, contar con nuevas facilidades que permitan manejar las cantidades de gases asociados a dicho incremento en la producción. Para lograrlo, se tiene planteado la instalación de nuevos trenes de compresión diseñados para re-inyectar estos gases a una presión de 450 baresa.

Este trabajo de investigación, plantea recoger la data relacionada al diseño, construcción y operación de los compresores instalados en el campo *Karachaganak*, identificar los riesgos asociados y plantear recomendaciones sobre aquellos sistemas cuyo desempeño hayan sido las causas de las fallas del sistema total. Todo esto con la finalidad de lograr, tanto como sea posible, optimizar el diseño de los sistemas asociados a los nuevos trenes de compresión del proyecto *FASE III*.

Con la finalidad ayudar a entender mejor los temas tratados en este trabajo, se han recogido una serie de conceptos. Estos definirán aspectos importantes de cada uno de los sistemas que conforman un tren de compresión de este tipo, entre ellos, el sistema de sellado, el sistema de conducción y el compresor centrífugo, entre otros.

La presente investigación esta estructurada en siete (7) capítulos y cuatro (4) anexos, los cuales son presentados de la siguiente manera:

- CAPITULO I: El Problema, el cual determina y ubica en el contexto de la organización, los objetivos de la investigación, su justificación y alcance.
- CAPITULO II: Marco Referencial y Antecedentes, el cual contiene los antecedentes y las bases teóricas que sustentan la problemática planteada.
- CAPITULO III: Marco Metodológico. Aquí se plantea el tipo de investigación, su diseño y las técnicas que sustentan la problemática planteada.

- CAPITULO IV: Resultados. Se presentan los resultados de la investigación, luego de haber realizados todos los pasos correspondientes para desarrollar los objetivos específicos, así como también el método propuesto para solucionar la problemática existente.
- CAPITULO V: PROPUESTA
- CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES
- CAPITULO VII: RECOMENDACIONES
- Anexo 1, Filtro de partículas sólidas
- Anexo 2, Filtro coalescente
- Anexo 3, Compresor recíprocante de respaldo
- Anexo 4 Sistema de sellado propuesto

CAPÍTULO I
EL PROBLEMA DE LA INVESTIGACION

1. Planteamiento del problema

La empresa *KPO (Karachaganak Petroleum Operating BV)*, es una empresa productora de petróleo ubicada en *Karachaganak*. Este es un campo petrolero que se encuentra localizado al noroeste de *Kazakhstan*. *Karachaganak*, es una de las regiones más grandes en yacimientos de petróleo y gas condensado del mundo. Cubre un área de más de 280 kilómetros cuadrados. En su subsuelos, se han cuantificado más de 1.200 millones de toneladas de petróleo y condensados y más de 1,35 billones de metros cúbicos de gas. La empresa *KPO*, es el resultado de la unión en sociedad de cuatro grandes empresas petroleras, la Británica *BG Group* y *ENI* de Italia, cada una con un 32.5% de participación, *Chevron* de USA con el 20% y la Rusa *LUKOIL* con el restante 15%.

En la actualidad se están realizando grandes inversiones en ampliaciones de las plantas existentes, las cuales superan los 15 billones de dólares Americanos. Con motivo de las inversiones de ampliación del campo *Karachaganak*, se ha decidido iniciar el proyecto *FASE III*.

Una de las mayores preocupaciones de los inversionistas para este nuevo desarrollo, ha sido representada por la baja producción que el campo ha experimentado durante los últimos años, la cual ha sido provocada por constantes fallas en el sistema de re-inyección de gases agrios, por lo que para las nuevas instalaciones, se requerirá una optimización en el diseño durante la fase de ingeniería y evitar así inconvenientes similares. El sistema de re-inyección, utiliza compresores centrífugos capaces de descargar gases agrios a muy altas presiones. La incapacidad de mantener estos compresores continuamente en operación, ha impactado muy negativamente y limitado la capacidad de producción de las facilidades dependientes de este proceso, ya que los gases asociados, no pueden ser venteados a la atmosfera.

La cantidad de gases asociados a la producción de petróleo en este campo, es muy elevada, por lo que se hace necesario contar con facilidades que permitan aplicarles un tratamiento primario de deshidratación y separación de condensados, para convertirlos en gases apropiados para un proceso de compresión; sin embargo, estas cantidades de gases, así como también, su composición química, varía constantemente, de tal forma que los compresores al realizar su función, deben ser

capaces de operar sin sufrir impactos debido a estas variaciones. Desafortunadamente, para lograr este objetivo, deben ser instalados sistemas tecnológicamente sofisticados para evitar las inesperadas paradas, las cuales en la actualidad, se han convertido en muy frecuentes.

Aparte de este problema, otras fallas que llaman la atención y que han afectado la disponibilidad de estos equipos, están relacionadas al sistema de sellado de los ejes de los compresores. Según datos estadísticos, estos dos modos de falla juntos suman aproximadamente el 100% de las fallas ocurridas desde que estos compresores fueron puestos en servicio en el año 2004, siendo de un 30%, la contribución de la primera mencionada y de 70% la relacionada al sistema de sellado. La frecuencia de las fallas y los tiempos sin producción, utilizados para la aplicación de tareas asociadas a mantenimiento correctivo de las partes dañadas, se han incrementado significativamente sobre los últimos años, resultando en una importante reducción en la disponibilidad operacional de estos compresores de aproximadamente 56% por año.

Esta situación limita la capacidad de producción y la habilidad de preservar la presión del reservorio, agregando a su vez, un elemento que incrementa los riesgos para el personal que realiza mantenimiento a estos equipos, al estar expuestos a ambientes extremadamente tóxicos durante la ejecución de las actividades de reparación; esto sin mencionar, que por cada parada de estos compresores, la cantidad de gases tóxicos (sulfuro de hidrogeno y monóxido de carbono), emitidos a la atmosfera para mantener la producción de petróleo, es incuantificable. Este factor agrega un riesgo adicional, el cual es muy difícil de manejar y obliga a detener la producción y de esta forma evitar exponer al personal a las condiciones antes mencionadas.

Estadísticamente a nivel mundial, se han recogido datos de muchas fatalidades por exposición al sulfuro de hidrogeno. Para mitigar tales riesgos, se han creado estándares preventivos que convierten en una práctica obligatoria e incómoda, el uso de adecuados sistemas de protección respiratoria, bajo cualquier circunstancia, para toda persona que requiera o deba ingresar a las áreas de producción y re-inyección. Este sistema de detección y protección respiratoria, deberá estar 100% operativo y

disponible en todo momento para contrarrestar los riesgos debido a eventos indeseados.

La baja disponibilidad y las frecuentes fallas del sistema de re-inyección del complejo *Karachaganak*, requieren ser estudiados. Para ello se plantea realizar una evaluación, determinando causas y consecuencia y proponer mejoras en los nuevos sistemas a ser instalados en el desarrollo del nuevo proyecto *FASE III*. Esto traerá beneficios, ya que se podrán tener en el futuro, nuevas facilidades sin problemas similares y se maximizaría su disponibilidad. La ejecución del proyecto *FASE III*, se encuentra en proceso de ingeniería básica, es decir, definiendo los conceptos para el diseño de las nuevas facilidades, las cuales permitirían una extracción y operación segura y viable de los recursos existentes en el subsuelo del campo *Karachaganak*.

2. Justificación de la investigación

El conocimiento que ha arrojado la investigación, ha dado a los encargados del operar y mantener las facilidades existentes, herramientas para mejorar y optimizar el sistema de re-inyección de gases agrios y ha provisto de suficiente soporte técnico al personal responsable del diseño de los nuevos compresores del proyecto *FASE III*, para su implementación y eliminar así, los inconvenientes que se están presentando en el campo *Karachaganak*, permitiendo el incremento en las variables que determinan la producción de petróleo y gas.

El sistema de re-inyección a altas presiones de gases agrios del campo *Karachaganak*, funciona para mantener una producción continua y segura de petróleo desde los pozos hasta las facilidades de proceso, posterior almacenamiento y comercialización. Como resultado de sus constantes fallas, además de las incuantificable cantidades de gases agrios emitidos hacia la atmósfera y sus perjudiciales consecuencias, tanto al ambiente como al personal, se han identificado pérdidas considerables en la producción, lo cual afecta desde el punto de vista económico, los intereses de la empresa *KPO*. Este trabajo ha planteado, la realización de un estudio y evaluación técnica del sistema de re-inyección de gases agrios y esta llamado a entregar propuestas que conlleven a un mejoramiento y optimización en el diseño de los nuevos equipos de compresión y evitar así, fallas recurrentes cuando estos, estén en servicio.

3. Objetivos de la investigación

3.1 Objetivos generales

Estudiar y evaluar los compresores de re-inyección de gas agrio del campo *Karachaganak* que actualmente se encuentran en operación con la finalidad de determinar las razones de sus constantes fallas y proponer soluciones que conlleven a mejorar su disponibilidad y ser implementadas en el diseño de los nuevos sistemas de re-inyección incluidos en el alcance de trabajo del proyecto *FASE III* del mismo campo.

3.2 Objetivos específicos

- Describir el sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones ubicados en la *FASE II* de la Empresa *KPO*
- Estudiar las especificaciones técnicas de los componentes del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones ubicados en la *FASE II* de la Empresa *KPO*.
- Evaluar las fallas del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones, ubicados en la *FASE II* de la Empresa *KPO*
- Proponer mejoras en el diseño del nuevo sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones del proyecto *FASE III* de la Empresa *KPO*.

4. Alcances de la investigación

El presente proyecto aplicara a todas las unidades de compresión de gases agrios instalados en el campo *Karachaganak* y se extenderá a cualquier otro equipo similar a ser instalado en el futuro, debido a que el modo de falla es similar.

La investigación será realizada en el departamento de Ingeniería Mecánica de Equipos Rotativos de la empresa *KPO (Karachaganak Petroleum Operating BV)*, en sus oficinas de desarrollo de proyectos en *Londres, Reino Unido* y se extenderá al campo *Karachaganak*, situado al noroeste de *Kazakhstan*, en donde están las plantas de producción de la *FASE II*.

El mismo, será realizado en conjunto con los departamentos de operación y mantenimiento (predictivo y correctivo) del campo en *Kazakhstan*; así como también, con los representantes de ingeniería de la empresa *General Electric Nuovo Pignone*,

quienes han estado desarrollando las acciones relacionados con la operación y el mantenimiento de los compresores de re-inyección instalados y finalmente involucrá a los departamentos de ingeniería mecánica, de proceso, eléctrica, instrumentación y control del proyecto *FASE III*, el cual se encuentra bajo ejecución

Esta investigación generará propuestas para mejorar el sistema de compresores para la re-inyección a muy altas presiones de gases agrios, a ser implementadas en el proyecto *FASE III* de la empresa *KPO*.

5. Limitaciones

Para la realización del proyecto fueron identificadas las siguientes limitaciones:

- Para acceder la información de los equipos existentes, ha sido necesario realizar al menos un viaje al campo *Karachaganak*, en *Kazakhstan*, lo cual ha implicado, la utilización de recursos económicos los cuales han sido difíciles de obtener.
- El personal que labora en el campo *Karachaganak*, lo hace bajo rotación de 28 días en el campo por 28 días de descanso, esto ha implicado dificultades en determinar la población para la realización de las entrevistas y discusiones técnicas.
- La disponibilidad del personal, debido a la diferencia horaria de 5 horas entre el *Reino Unido* y *Kazakhstan*.
- El acceso a la información de campo (especificaciones, hojas de datos, entre otros).
- La disponibilidad de tiempo para realizar el estudio, debido a las labores obligadas dentro de la organización en el desempeño de las funciones del investigador.

CAPÍTULO II
MARCO REFERENCIAL Y ANTECEDENTES

1. Marco referencial

Con el marco referencial se pretende dar un sentido teórico a la investigación del título o problemática desarrollada, en el se consultan diferentes bibliografías relacionadas con el tema, para comparar y desarrollar los temas de forma específica y ordenada. En este caso se debe saber todo lo relacionado con el estudio, la evaluación y mejoramientos de otros sistemas de compresión siendo el tema central de la investigación, donde se incluyen definiciones y los aspectos relevantes de acuerdo a la teoría de cada autor, para la evaluación de los diferentes fundamentos y se obtenga una opinión particular sobre lo estudiado. Al respecto Sabino (1992), refiere:

“El marco referencial tiene el propósito de dar a la investigación un sistema coordinado y coherente de conceptos y proposiciones que permitan abordar el problema, es decir, se trata de indagar al problema dentro de un ámbito donde este cobre sentido, incorporando los conocimientos previos referentes al mismo y ordenándolos de modo tal que resulten útiles en nuestra tarea. (Pág.70) ”

2. Antecedentes

- *Baldasarre, L., Fulton, J. W., Hopenwasser, F., y Vannini, G., 2003,* “Estudio de Inestabilidad de un compresor de alta presión equipado con sellos Honeycomb”, Laboratorio de Turbo-maquinarias de la universidad de Texas, College Station, pp. 11-20. Trabajo presentado en el simposio internacional de turbo-maquinarias en el año 2003.
- *Rojas, J. (2005).* Diseño un sistema automático de reposición de aceite para el conjunto de lubricación de los pistones en los compresores de gas inerte de la planta Orinoco Iron. Trabajo de Grado no publicado presentado ante la Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre” para optar al título de Ingeniero Mecánico. La compresión del gas inerte suministrado por la combustión de gas natural y aire, requiere mucha lubricación en los compresores de marca *SULZER BURKHARD*, tanto de 19 bares como de 50 bares, cuyos cilindros son lubricados por goteo de aceite, para ello tienen un deposito que deben ser provisto de aceite con cierta frecuencia, ya que luego de ser usado en la válvula es desechado a través de un sistema

de drenaje es decir no es reciclable. Este suministro constante de aceite al depósito del sistema de lubricación de los compresores ha traído como consecuencia el uso de excesivas horas/hombres para la empresa, ya que se le suministra aceite en cada turno diario, tarea que pudiera solucionarse mediante la automatización del mismo.

- *Heredia, I. (2004)*, Reemplazo de los compresores de aire para los gobernadores (GAC) de las unidades de 4 a 10 de casa de maquina I de la Central Hidroeléctrica “Raúl Leoni”. Trabajo de Grado no publicado presentado ante la Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre” para optar al título de Ingeniero Mecánico. Estos compresores denominados GAC3 Y GAC4 han venido presentado fallas diversas, problemas y fallas en funcionamiento entre los cuales destacan el emulsionamiento del aceite debido a fugas por falta de los repuestos adecuados y una disminución notable en la eficiencia de operación de los mismos, así como pérdidas y fallas en la presión, producto del desgaste de los componentes móviles del equipo, ocasionado por la disminución de vida útil debido al largo tiempo que estas tienen en operación.
- *Barrera, J. (2008)*. Actualización de las características de equipos y repuestos de un compresor (C-77-1), dos bombas sumideros (P-77-1 y P-77-1) y la Aerodeslizadora de emergencia (AS-77-1/4) del Área 77 (Silo de Alumina) de CVG BAUXILUM Operadora de Alumina. Trabajo de Grado no publicado presentado ante la Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio José de Sucre” para optar al título de Ingeniero Mecánico. La inexistencia de un inventario donde se registren las especificaciones técnicas, ubicación física y característica de los equipos y repuestos de un compresor han generado atraso en la compra de repuestos para estos equipos, pasando tiempo sin funcionamiento, ocasionando atraso en la operaciones normales de esta planta.

3. Bases teóricas

3.1 Teoría de compresión

Por definición compresores son turbo-máquinas térmicas que sirven para comprimir un una sustancia en estado gaseoso. Para predecir el desempeño de los compresores y calcular las cargas sobre los componentes, se requieren métodos para predecir las propiedades del gas. Los compresores de proceso son utilizados para comprimir un extenso rango de gases sobre un extenso rango de condiciones. No hay una simple y sencilla ecuación de estado (ecuación que permite calcular la densidad del gas si la presión y la temperatura son conocidas), la cual sea lo suficientemente exacta para todos los gases bajo todas las condiciones. Algunos de las ecuaciones de estado comúnmente usadas, comenzando con la más simple, son discutidos a continuación.

La ecuación de estado más simple es aquella relacionada a la ley de los gases perfectos:

$$Pv = \frac{P}{\rho} = RT \left[\frac{1}{144} \right] \quad 1$$

Esta ecuación se aplica de forma precisa para los gases solo cuando la temperatura es mucho más alta que la temperatura crítica o la presión es mucho mas baja que la presión crítica. El aire a condiciones atmosféricas se amolda muy bien a esta ley.

Para predecir las propiedades de los gases reales de forma precisa, la ley de los gases perfectos es comúnmente modificada por la incorporación de un valor empírico “Z”, llamado factor de compresibilidad o algunas veces factor de súper-compresibilidad del gas. El valor Z es una función de la composición del gas, la presión y su temperatura. La ecuación modificada es como se muestra continuación:

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \left[\frac{1}{144} \right] \quad 2$$

Esta ecuación es precisa, si y solo si, Z es completamente conocida. En muchos casos Z podría ser estimada con razonable precisión, usando la ley de estado correspondiente la cual establece el valor de Z como una función de la presión y la temperatura reducida, la cual es aproximadamente la misma para todos los gases. Esto es:

$$Z = fn (P_R, T_R) = fn \left(\frac{P}{P_c}, \frac{T}{T_c} \right) \quad 3$$

Una curva de Z como una función de la presión y la temperatura reducida, se muestra en la *Figura 1*. Esta da un resultado razonable para muchos de los gases cuando el estado de estos, no esta cerca del punto critico o de la región de dos fases.

Frecuentemente, es de mucha ayuda tener una ecuación que permita predecir Z . Esto permitirá calcular las otras propiedades; tales como, entropía, entalpía y exponentes isentrópicos, los cuales son necesarios para predecir el desempeño de los compresores. El uso de una ecuación en lugar de curvas, es también conveniente cuando se quieren realizar los cálculos. Muchas ecuaciones están disponibles, unas de la más simple es la Ecuación de Estado de *Redlich-Kwong*, la cual se muestra mas abajo. Otras ecuaciones son mas precisas sobre un rango de gases y condiciones, pero son más complejas, estas son:

- *Soave Redlich Kwong*
- *Peng Robinsón*
- *Benedict Webb Rubin*
- *Han Starling*
- *Lee-Kesler*
- *Método API*

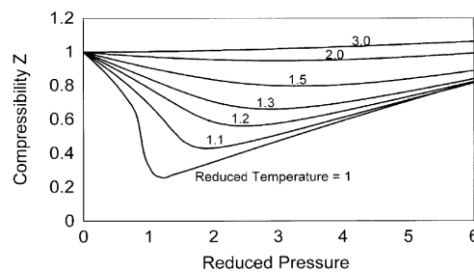


Figura 1 Diagrama de compresibilidad (basada en la ecuación de estado de Redlich Kwong)

$$P = \left(\frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + bv} \right) \left[\frac{1}{144} \right] \quad 4$$

Donde:

$$a = 0.42748 \frac{R^2 T_C^{2.5}}{P_C T^{0.5}} \left[\frac{1}{144} \right]$$

$$b = 0.08664 \frac{R T_C}{P_C} \left[\frac{1}{144} \right]$$

o:

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$$

donde:

$$A = 0.42748 \frac{P_R}{T_R^{2.5}} \quad 5$$

$$B = 0.08664 \frac{P_R}{T_R}$$

Resolviendo la ecuación cúbica mostrada arriba, una vez conocidas PR y RT , es equivalente a buscar el valor de Z , utilizando la *Figura 1*.

3.1.1 Propiedades termodinámicas

Para predecir el desempeño de un compresor es necesario encontrar vías para calcular la entalpía, energía interna y la entropía de los gases. Es también conveniente usar comúnmente exponentes isentrópicos de volumen n_v y exponentes isentrópicos de temperatura n_T . Los exponentes isentrópicos son definidos de tal forma que la siguiente ecuación sea creíble para un cambio de estado isentrópico

$$PV^{n_v} =$$

$$\frac{P^{\frac{n_T - 1}{n_T}}}{T} = \text{Ctte.} \quad 6$$

Para un gas perfecto, las propiedades arriba mencionadas son fácilmente calculadas. La siguiente ecuación aplica para un gas que obedece las leyes de un gas ideal y de calor específico constante. Las propiedades específicas son aquellas, por unidad de masa del gas.

$$\text{Energía Interna Específica} = e = cvT$$

$$\text{Entalpía Específica} = h = cpT$$

$$n_v = n_T = cp/cv = K$$

$$\text{Cambios de la entropía específica} = S_2 - S_1 = cp \ln(T_2/T_1) - R \ln(P_2/P_1)$$

Para un gas real, las propiedades arriba mencionadas pueden ser obtenidas, usando diagrama de *Mollier* del gas, desde la ecuación de estado o usando el conocimiento de como el valor específico a bajas presiones, varia con la temperatura.

Una aproximación que permite calcular fácilmente los procesos isentrópicos de un gas real, si el valor de Z es conocido, es comúnmente conveniente, considerando un cambio isentrópico desde un estado 1 a un estado 2 :

$$\begin{aligned} \frac{\rho_2}{\rho_1} &= \frac{Z_1 P_2 T_1}{Z_2 P_1 T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} \\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{n_T-1/n_T} \\ \therefore \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} &= \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_T} \end{aligned} \quad 7$$

Se ha encontrado que el estado del gas no es muy cercano a la región crítica o de dos fases y es por lo tanto actuando de alguna forma como un gas ideal, entonces n_T es aproximadamente igual al $K = CP/CV$, resultando en:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/n_V} \cong \frac{Z_1}{Z_2} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} \quad 8$$

3.1.2 Leyes de la termodinámica

Para calcular los ciclos de un compresor es necesario conocer lo siguiente:

- La ecuación de energía,
- Aplicación de las relaciones a un cambio de estado isentrópico y
- La ley para fluidos a través de una restricción.

La ecuación de la energía para una masa fija de gas, establece simplemente que el incremento de energía del gas, es igual al trabajo hecho sobre el gas menos el calor transferido desde el gas a los alrededores. Para las condiciones en un compresor, se podrían ignorar cambios en energía potencial y química. En aplicaciones donde la ecuación de energía para una masa fija de gas es usada, podemos usualmente también ignorar cambios en la energía cinética. La ecuación de energía entonces se reduce a:

$$E_2 - E_1 = M(e_2 - e_1) = W - Q[J] \quad 9$$

Si se considera un volumen control, el cual es un volumen fijo en el espacio, también debe considerarse, el trabajo hecho por el gas entrando y saliendo del volumen control y en muchos casos donde esta ecuación es usada, también se tiene que considerar la energía cinética del gas, entrando y saliendo del volumen control. La ecuación de la energía entonces se convierte en:

$$E_2 - E_1 = M_{in} h_{o\ in} - M_{out} h_{o\ out} + W - Q[J] \quad 10$$

Donde:

$$h_o = h + \frac{1}{2} u^2 \left[\frac{1}{32.18} \right]$$

$$h = e + Pv[144] \quad 11$$

Para un proceso estable, no hay cambios de condiciones en el volumen control y $E_2 = E_1$

Entonces:

$$M_{out} h_{o\ out} - M_{in} h_{o\ in} = W - Q \quad (J) \quad 12$$

La ecuación para cambios de estado isentrópicos ha sido dada arriba. Ella aplica para cualquier cambio durante los cuales no existen pérdidas y no hay transferencias de calor del gas. Los cambios de las propiedades pueden ser obtenidas desde el diagrama de *Mollier* para el gas, o si el comportamiento del gas es aproximado al de un gas perfecto. Para las ecuaciones dadas arriba.

$$PV^{n_v} = \text{cte.}$$

$$\frac{P^{\frac{n_T - 1}{n_T}}}{T} = \text{cte.} \quad 13$$

La ley de fluidos incomprensibles que fluyen a través de una restricción es;

$$m = F \sqrt{(2\rho \Delta P)} \left[\sqrt{\frac{32.18}{144}} \right] \quad 14$$

F = Área efectiva de flujo = Área geométrico del flujo X Coeficiente de fluidez

Para un gas perfecto, si la caída de presión es suficientemente baja, de tal forma que el flujo es subsónico, como debería ser siempre, en el caso de compresores recíprocos, la caída de presión es dada por:

$$m = k \frac{p_1}{a_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k+1/2k} F \sqrt{\left[\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{k-1/k} - 1 \right) \right]} \quad 15$$

Si:

$$\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k-1}$$

Si el flujo es sónico, entonces:

$$m = k \frac{p_1}{a_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k+1/2(k-1)} F \quad 16$$

3.1.3 Ciclos de compresión

El trabajo suministrado por un compresor, está dado por el incremento de la presión del gas, incremento en su temperatura y la remoción de cualquier calor fuera de este. En muchos casos, el requerimiento es incrementar la presión del gas usando la menor cantidad de potencia. Si el proceso de compresión es adiabático (no hay transferencia de calor entre el compresor y el exterior), entonces un menor trabajo será realizado, si el proceso es isentrópico. Esto implica que puede ser usado como una base para el cálculo de la eficiencia de compresión. La eficiencia isentrópica de un compresor, es definida como el trabajo requerido para comprimir el gas en un proceso isentrópico, dividido por el trabajo actual usado para comprimir el gas. La eficiencia de un compresor, es comúnmente dada como una eficiencia isentrópica. Sin embargo, es posible construir un compresor con una eficiencia isentrópica mayor que el 100%. El trabajo hecho en un proceso isotérmico reversible, es menor que el hecho en un proceso isentrópico. En un proceso isotérmico reversible, la temperatura del gas es mantenida a la temperatura de succión usando transferencia de calor reversible en el proceso de compresión. No tendría que haber ninguna pérdida en el proceso. Muchos compresores tienen una temperatura final de descarga que es mucho más baja que la temperatura isentrópica de descarga y la potencia requerida es reducida por este fenómeno. Sin embargo, la potencia requerida, continuara casi siempre siendo mas grande que la potencia isentrópica y de esta forma la eficiencia isentrópica es universalmente usada para diseñar compresores.

3.1.4 Ciclo ideal de compresión dinámica

En una compresión dinámica, las partes en movimiento incrementan la velocidad del gas y la energía cinética resultante es convertida en energía de presión. Típicamente, estos dos procesos ocurren simultáneamente en el elemento rotatorio y el gas deja el rotor a una presión y a una velocidad mas alta que en las condiciones de entrada. Parte de la energía cinética es entonces convertida en energía de presión en el estator, lo que significa, un proceso de difusión, el cual es, el flujo de gas a través de canales separadores.

Si son ignorados los efectos de transferencia de calor, la ecuación de energía para un flujo estable establece que, el incremento de la entalpía de estancamiento para flujos en el rotor es igual al trabajo realizado. Como no hay trabajo realizado sobre el gas en el estator, la entalpía de estancamiento permanece constante. Estas relaciones son verdaderas sin importar la eficiencia del proceso. En un proceso completamente ineficiente, la temperatura del gas se incrementara, pero la presión no lo hará. En un proceso eficiente, la presión del gas será incrementada al igual que la temperatura.

Para un compresor sin ninguna perdida y sin transferencia de calor, el proceso será isentrópico. El incremento en entalpía para la compresión desde una presión y temperatura inicial dada, hasta una presión final dada, puede ser obtenido usando el diagrama de *Mollier* o usando la ecuación de estado. Para un gas ideal, esto puede ser calculado como sigue:

$$T_{2\ is} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k}$$

$$h_{2\ is} - h_1 = c_p(T_{2\ is} - T_1) \quad 17$$

La eficiencia isentrópica, la cual es definida como el trabajo requerido por una compresión isentrópica, dividida por el trabajo actual, puede ser calculada como sigue:

$$\text{Eficiencia isentrópica} = \frac{h_{2\ is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad 18$$

Algunas veces es considerado que cualquier exceso de energía cinética en el gas de descarga sobre el gas en la succión, es también una salida útil del compresor,

esta energía podría después de todo, ser recuperada en el difusor. En este caso, la entalpía de estancamiento actual sería usada como:

$$\text{Eficiencia isentrópica} = \frac{h_{2\text{ is}} - h_1}{h_{o2} - h_{o1}} \quad 19$$

3.2 Turbo-maquinarias

El termino turbo-maquinaria es usado para indicar sistemas en los cuales la energía es intercambiada entre un fluido, que en determinadas cantidades, evoluciona continuamente y una maquina equipada con alabes rotatorios.

Las turbo-maquinarias pueden ser clasificadas como se describe a continuación:

- Máquinas de proceso, en las cuales la maquina transfiere energía al fluido.
- Máquinas Conducidas, en la cual la maquina recibe energía desde el fluido.

Una clasificación inicial de turbo-máquinas puede ser hecha sobre la base de la dirección predominante del flujo dentro de la maquina.

- Máquinas axiales: en las cuales la dirección predominante es paralela a la axial de rotación.
- Máquinas radiales, en las cuales la dirección predominante, es ortogonal a la axial, a pesar de que una porción del flujo puede tener una dirección axial.
- Máquinas mixtas, donde la situación es intermedia a lo descrito arriba.

Los turbocompresores (mas sencillamente, llamados compresores), constituyen una categoría especial de máquinas de proceso. Ellos operan con fluidos compresibles y son caracterizados por un apreciado incremento en la densidad del fluido entre la primera y la última etapa de compresión. El proceso de compresión es distribuido frecuentemente a lo largo de muchas etapas, este es un termino usado para indicar un sistema elemental compuesto de alabes móviles, en los cuales el fluido adquiere energía y alabes fijos, en los cuales la energía es convertida de una forma a otra.

3.2.1 El proceso de compresión

Considerando la Figura 2, la cual representa un proceso de compresión en el diagrama de Mollier (Entalpía-Entropía), tomando lugar en una etapa de compresión simple. El fluido tomado en condiciones determinadas P_{00} y T_{00} , es subsecuentemente acelerado hasta la entrada de la etapa donde alcanza las condiciones definidas por el estado termodinámico 1. El proceso de aceleración, es acompañado de un fenómeno de disipación asociado al incremento de velocidad del fluido. Al fluir a través del rotor se lleva a cabo una transformación que lo trae a las condiciones P_2 y T_2 . Durante esta fase hay un incremento en energía potencial por unidad de masa del fluido dado por:

$$\Delta E_{P,1-2} = h_2 - h_1 \quad 20$$

Y un incremento de la energía cinética por unidad de masa del fluido dado por:

$$\Delta E_{K,1-2} = \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \quad 21$$

La entropía del fluido, en la medida que el flujo pasa a través de la etapa, se incrementa como consecuencia del proceso de disipación envuelto en la compresión. En la parte del estator, la energía cinética del fluido es convertida en energía potencial. La entalpía total para el estado 4, puede así ser evaluada como:

$$h_{0,4} = h_4 + \frac{C_4^2}{2} \quad 22$$

El fluido entonces deja la etapa en las condiciones definidas por el estado 4, con velocidad residual C_4 .

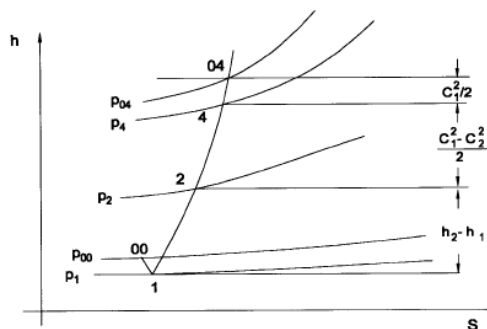


Figura 2 Diagrama de Entalpía-Entropía en un proceso de compresión

3.2.2 Cantidades básicas del proceso de compresión

Las cantidades básicas utilizadas para cuantificar los intercambios de energía en compresores, son dadas abajo. Note que las cantidades indicadas aplican tanto para un compresor completo, como para una etapa individual. Es también asumido, que las características termodinámicas de los fluidos están representadas por modelo del gas perfecto.

3.2.2.1 Cabezal efectivo

El cabezal efectivo H_R es definido, como el trabajo efectivo intercambiado entre los alabes y el fluido por unidad de masa del fluido procesado.

$$H_R = \int_{P_1}^{P_4} dp / \rho \quad 23$$

También se tiene:

$$H_R = (h_{04} - h_{01}) + Q_{EXT} \quad 24$$

En la hipótesis de una condición adiabática $Q_{EXT} = 0$ se tiene adicionalmente,

$$H_R = (h_{04} - h_{01}) \quad 25$$

3.2.2.2 Cabezal politrópico

El cabezal politrópico H_P es definido como la energía por unidad de masa acumulada por el fluido bajo la forma de incremento en su energía potencial; esto es expresado como:

$$H_P = \int_{P_1}^{P_4} dp / \rho \quad 26$$

En el cual la relación entre presión y densidad es expresada en la forma:

$$p\rho^{-n} = \text{constante} \quad 27$$

Donde n representa la transformación politrópica del exponente medio entre los estados 1 y 2. El cabezal politrópico puede así ser expresado por la siguiente ecuación:

$$H_P = \frac{n}{n-1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{P_{04}}{P_{00}} \right)^{(n-1/n)} - 1 \right] \quad 28$$

3.2.2.3 Cabezal isentrópico

El cabezal isentrópico es definido como la energía por unidad de masa acumulada por el fluido subsiguiente a una transformación adiabática entre los estados 1 y 2. Esto da la siguiente ecuación:

$$H_S = \int_{p_0}^{p_4} dp / \rho \quad 29$$

Con

$$p\rho^{-\gamma} = \text{constante} \quad 30$$

En la cual γ constituye la relación entre los valores del calor específico del gas.

$$H_S = \frac{\gamma}{\gamma - 1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right] \quad 31$$

3.2.2.4 Eficiencia politrópica

La eficiencia politrópica, es definida como la relación entre el cabezal politrópico H_P y el cabezal efectivo H_R , necesario para el efecto de compresión entre los estados 0 y 4. Aplicando la definición de arriba se tiene:

$$\eta_P = \frac{H_P}{H_R} = \frac{\frac{n}{n-1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}} \right)^{(n-1/n)} - 1 \right]}{(h_{04} - h_{00})} \quad 32$$

Desarrollando la ecuación de arriba se obtiene:

$$\eta_P = \frac{n\gamma - 1}{(n - 1)\gamma} \quad 33$$

El cabezal politrópico puede ser adicionalmente re-escrito en la siguiente forma:

$$\eta_P = \frac{(\gamma - 1) \ln(p_{04}/p_{00})}{\gamma \ln(T_{04}/T_{00})} \quad 34$$

3.2.2.5 Eficiencia isentrópica

La eficiencia isentrópica es definida como la relación entre el cabezal isentrópico H_S y el cabezal efectivo H_R asociado con la compresión entre los estado 0 y 4, desde esta definición se obtiene:

$$\eta_s = \frac{H_S}{H_R} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma - 1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{P_{04}}{P_{00}} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right]}{(h_{04} - h_{00})} \quad 35$$

La eficiencia isentrópica puede ser re-escrita como:

$$\eta_s = \frac{\left(\frac{P_{04}}{P_{00}} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1}{\left(\frac{T_{04}}{T_{00}} \right) - 1} \quad 36$$

En muchos de los estados de compresión, la eficiencia politrópica es siempre más grande que la eficiencia isentrópica relevante a la misma transformación.

3.2.2.6 Ecuación de Euler para turbo-maquinarias

Con referencia a la *Figura 3*, se considera un rotor que forma parte de una turbo-maquinaria genérica, tomando como parte de la evaluación, las condiciones existentes en la sección 1 (succión) y la sección 2 (descarga). Utilizando la ecuación de balance de momentos para el flujo estacionario entre dos secciones, es posible obtener:

$$\tau = m(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad 37$$

El trabajo transferido a través del aleteo por unidad de masa del fluido procesado es así dado por:

$$W_x = \tau \omega / m = \omega(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad 38$$

El primer principio de la termodinámica establece que el trabajo por unidad de masa es igual a la variación en la entalpía total, para un flujo adiabático. Así se obtiene:

$$\Delta h_{0,1-2} = h_2 - h_1 = \omega(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad 39$$

La ecuación de arriba, conocida como la ecuación de Euler, es una de las importantes ecuaciones para el estudio de las turbo-máquinas. Aplicaciones de la *ecuación 39*, muestra que en una etapa genérica, compuesta de un rotor y un estator, no hay transferencia del trabajo mecánico fuera de las partes rotatorias; en particular, la entalpía del fluido no cambia al atravesar los componentes estacionarios, pero si al atravesar los rotativos. En consecuencia puede ser establecido que:

$$\Delta h_{0,1-4} = h_{04} - h_{00} = h_{02} - h_{00} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad 40$$

Y en el caso de gases perfectos:

$$\Delta h_{0,1-4} = c_p(T_{04} - T_{02}) = \Delta h_{0,1-2} = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad 41$$

La temperatura total es así constante a través de los componentes estacionarios.

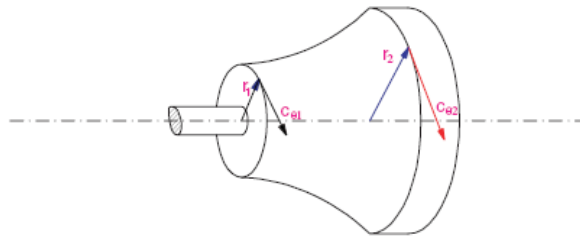


Figura 3 Ecuación de Euler de Turbo-maquinarías

3.3 Compresores centrífugos

3.3.1 Descripción general de un compresor centrífugo

El compresor centrífugo es una turbo-máquina que consiste en un rotor que gira dentro de una carcasa provista de aberturas para el ingreso y egreso del fluido. El rotor es el elemento que convierte la energía mecánica del eje en cantidad de movimiento y por tanto, energía cinética del fluido. En la carcasa se encuentra incorporado el elemento que convierte la energía cinética en energía potencial de presión (el difusor), completando así la escala de conversión de energía. El difusor puede ser del tipo de alabes sustancialmente radiales o de caracol.

Este tipo de máquina está compuesta (*Figura 4*) de una carcasa externa (A) la cual contiene un estator llamado también diafragma (B) y de un rotor formado por un

eje (C), uno o mas discos de alabes (D), un tambor de balanceo y un collar de empuje (F). El rotor es conducido a través del acople (G), es mantenido en posición axial por el cojinete de empuje (I) y radialmente por el cojinete radial (H). El rotor es ajustado con los sellos laberínticos (L).

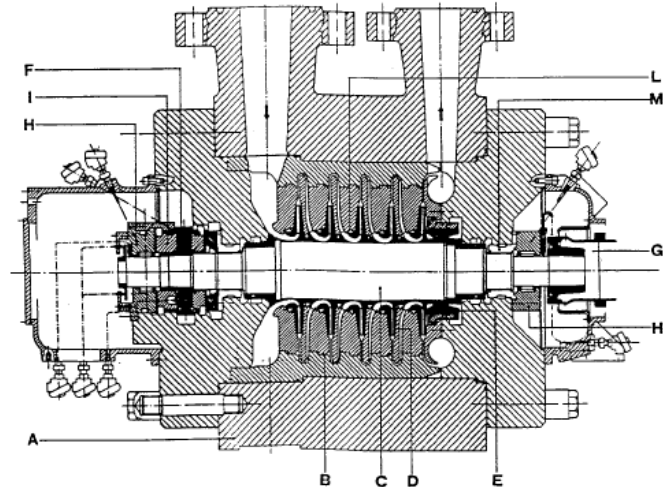


Figura 4 Vista esquemática seccional de un compresor centrífugo

El gas es introducido dentro del compresor a través de la boquilla de succión y entra en una cámara anular (voluta de succión) fluyendo desde esta, hacia el centro en todas las direcciones y siguiendo una orientación radial al impulsor, (Figura 5). En el lado opuesto de la cámara de la boquilla de succión, esta localizada un alabe fijo para prevenir remolinos en el flujo de gas.

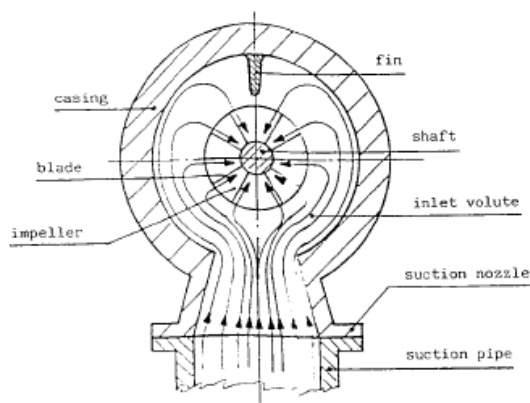


Figura 5 Vista cualitativa del flujo en la voluta

El flujo de gas entra al diafragma de succión y es entonces tomado por el primer impulsor. (Figura 6)

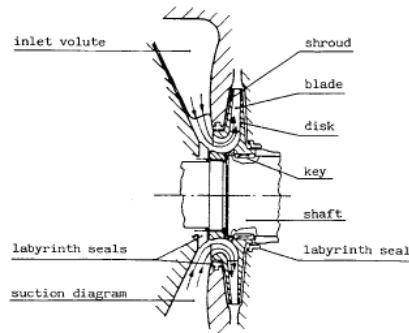


Figura 6 Vista seccional de la primera etapa

El impulsor consiste de dos discos, identificados como el disco y el manto, los cuales están conectados por alabes, los cuales son insertadas dentro del eje y mantenidas por una o dos cuñas. El impulsor empuja el gas hacia delante, incrementado su velocidad y su presión; la velocidad de salida, tendrá una componente tangencial y otra radial. Sobre el lado del disco, la rueda impulsora está expuesta a la misma presión de descarga (*Figura 7*) y sobre el otro lado la presión será un híbrido entre la presión de succión y la de descarga. Así una fuerza de empuje es creada hacia la succión.

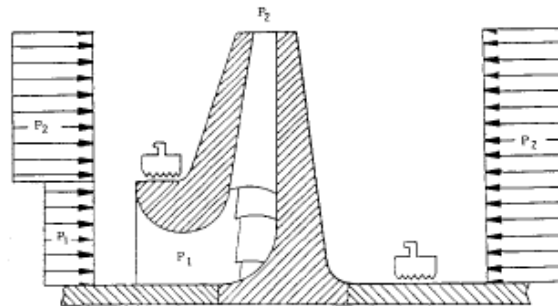


Figura 7 Distribución de Presión Sobre el Impulsor

El gas entonces continúa a través de una cámara circular (difusor) formando un espiral, en donde este pierde velocidad e incrementa su presión (similar a los fluidos pasando a través de conductos). El gas entonces fluye a lo largo del canal de retorno; este es una cámara circular saltada por dos anillos los cuales forman el diafragma intermedio, el cual es dispuesto con alabes (*Figura 8*) para dirigir el gas hacia la succión de la siguiente etapa de compresión. Estos alabes están arreglados para corregir el flujo de gas que entra en forma de espiral con la finalidad de obtener una salida radial y una entrada axial hacia la nueva etapa de compresión.

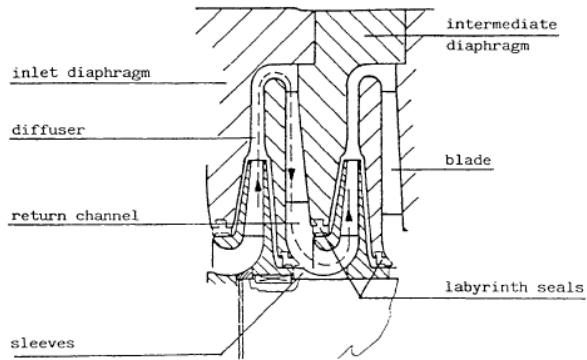


Figura 8 Sellos laberínticos y Diafragmas

Sellos laberínticos son instalados sobre el diafragma para minimizar las fugas internas de gas (Figura 8). Estos sellos están formados por anillos hechos de dos o más partes. El ultimo impeler de una etapa (el termino etapa se refiere al área de compresión entre dos boquillas consecutivas), envía el gas dentro de un difusor el cual termina en una cámara anular llamada voluta de descarga (Figura 9). La voluta de descarga es una cámara circular, la cual colecta el gas desde un límite externo del difusor y lo transporta a la boquilla de descarga. Cercana a la boquilla de descarga del compresor hay otra aleta dispuesta para prevenir que el gas continúe fluyendo dentro de la voluta y lo direcciona hacia la boquilla de descarga. (Figura 10)

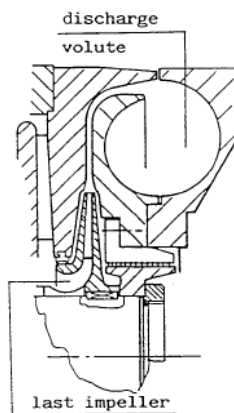


Figura 9 Último Impulsor de la etapa

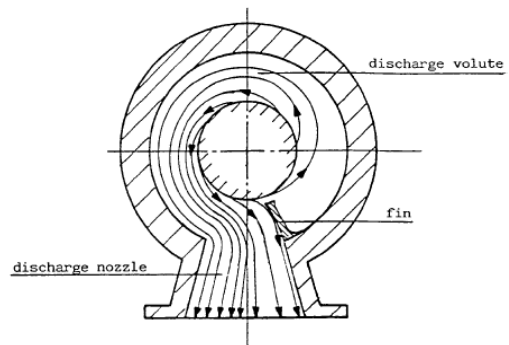


Figura 10 Voluta de Descarga: Vista cualitativa del flujo.

El tambor de balanceo esta montado sobre el eje después del final del impeler (Figura 4). Este sirve para balancear el empuje total producido por el impeler. Teniendo por un lado la presión de descarga del último impeler y por el otro la

presión a la succión del compresor, aplicada a través de una conexión externa también llamada línea de balance (*Figura 11*). De esta forma, la presión del gas a ambos extremos del rotor es aproximadamente balanceada y por lo tanto, las mismas condiciones de operación para el sistema de sellado del eje.

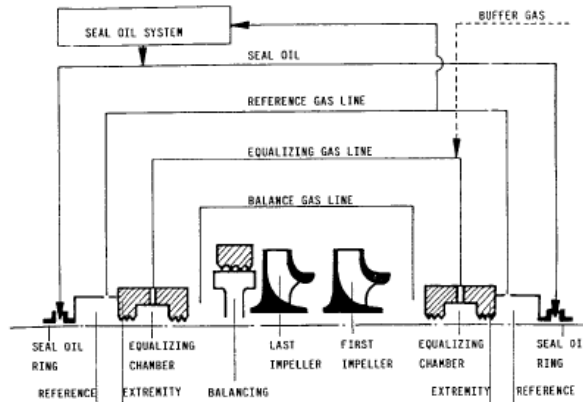


Figura 11 conexiones externas de un sistema Típico de sellado.

3.3.2 Tipos de compresores centrífugos

Los compresores centrífugos pueden tener diferentes configuraciones para alcanzar una aplicación o servicio específico y una presión determinada. Estos pueden ser clasificados como se muestra a continuación:

3.3.2.1 Compresores con carcasas horizontalmente separadas

Compresores de carcasa horizontalmente separada consisten de dos mitades de carcasas juntas a lo largo de una línea de centro horizontal. Son empleados para operar a presiones por debajo de 60 Bares.

Tanto las boquillas de succión y descarga, como cualquier otra boquilla lateral, tuberías de lubricación y todas las otras conexiones del compresor están localizadas en la carcasa inferior. Con este arreglo todo lo que se debe hacer es remover los pernos dispuestos a lo largo de la línea central horizontal, entonces, levantar la carcasa superior y ganar acceso a los componentes internos del compresor; tales como, el rotor, los diafragmas y los sellos laberínticos,

Los compresores de carcasas horizontalmente separadas pueden adicionalmente ser identificados de acuerdo al número de etapas:

- Compresores de etapas múltiples con una sola etapa de compresión (*Figura 12*)

- Compresores de etapas múltiples con dos etapas de compresión. Las dos etapas de compresión están alineadas en serie en la misma maquina. Entre las dos etapas, el enfriamiento del fluido es desarrollado con la finalidad de incrementar la eficiencia en el proceso de compresión.
- Compresores de etapas múltiples con más de dos etapas de compresión en una carcasa. Como regla estos compresores son usados en servicios donde flujos de gases desde diferentes corrientes, son introducidos y comprimidos a diferentes rangos de presiones. Por ejemplo: inyección y/o extracción de gases durante el proceso de compresión.
- Las etapas de compresión son algunas veces arregladas en paralelo en una sola carcasa. El hecho de que ambas etapas de compresión sean idénticas y la boquilla de descarga esté posicionada en el centro de la carcasa, hace esta solución la mas balanceada posible. Mas aun, porque un doble flujo es creado por el impeler central común (*Figura 13*)

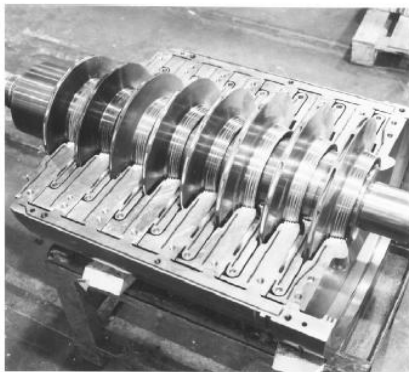


Figura 12 Carcasas horizontalmente separadas

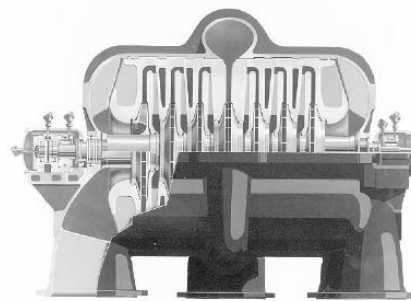


Figura 13 Compresor de dos fases con una impulsor central de doble flujo

3.3.2.2 Compresores con carcasas verticalmente separadas

Compresores de carcasa verticalmente separadas, están formados por un cilindro cerrado por dos tapas en los extremos: de allí la denominación de “barril”, usado para referirse a los compresores con estas carcasas. Estas máquinas, las cuales son generalmente de etapas múltiples, son usadas para servicios de alta presión (>5000 psi). Dentro de la carcasa, el rotor y los diafragmas son esencialmente los

mismos a aquellos usados en los compresores de carcasa horizontal. (*Figura 13*). Estos pueden ser:

- Compresores tipo barril con una sola etapa de compresión.
- Compresores tipo barril con dos etapas de compresión en serie en una sola carcasa.
- Compresores, los cuales incorporan dos etapas de compresión en paralelo en una carcasa.

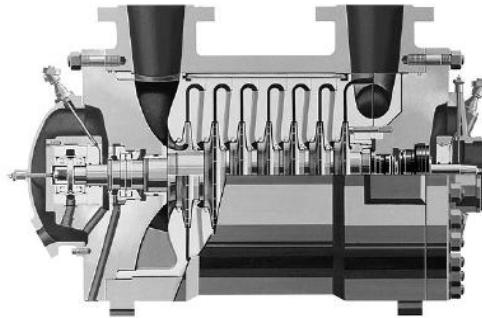


Figura 14 Compresor tipo barril con una fase de compresión

3.3.2.3 Compresores con carcasa de campana

Compresores de barril para altas presiones tienen la carcasa en forma de campana y son cerrados con anillos cortados en lugar de pernos (*Figura 15*).

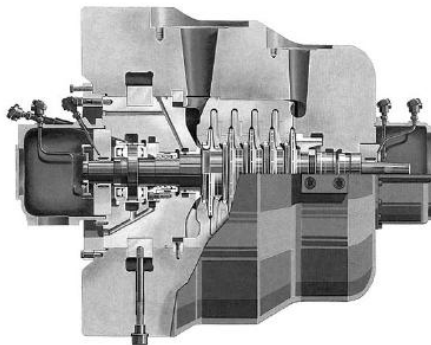


Figura 15 Compresor de Barril para altas presiones

3.3.2.4 Compresores de líneas de tuberías (pipe-line)

Estos tienen también la carcasa en forma de campana con una sola tapa vertical. Ellos son generalmente usados para el transporte de gas natural (*Figura 16*), normalmente tienen boquillas de succión y descarga dispuestas de forma horizontal y opuesta una de la otra para facilitar la instalación de las líneas de tuberías (pipe-line).

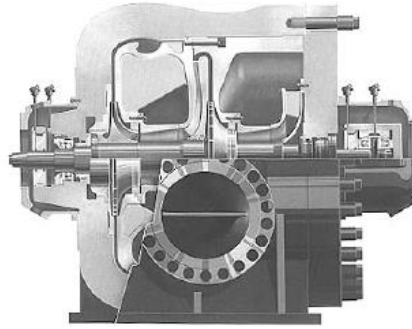


Figura 16 Compresor de Pipeline

3.3.3 Características de los compresores centrífugos

3.3.3.1 Carcasas horizontalmente separadas

Ambas mitades de carcasas son obtenidas a través de casting convencional. El material es seleccionado dependiendo de la presión y la temperatura de operación, tamaño, gas a ser manejado y regulaciones impuestas por los estándares API. El material generalmente usado es similar a la *Meehanite GD cast iron* 25-30 kg/mm esfuerzo de tensión y 70 kg/mm esfuerzo de compresión. Cuando se usan aceros para realizar el casting de estas carcasas, aceros ASTM A 216 WCA son empleados. Si el compresor operara a bajas temperaturas entonces aceros ASTM A 352 es usado en uno de sus cuatro grados, dependiendo de la temperatura de operación del compresor y finalmente, aceros ASTM 351 Gr. CA15 (13% Cr) o Gr. CF8 es usado en caso de ambientes corrosivos.

La prueba más usual aplicada a estos casting, es la inspección de partículas magnéticas. En casos particulares, cuando el chequeo de una sección es requerido, entonces pruebas ultrasónicas son llevadas a cabo y algunas veces inspecciones radiográficas son solicitadas. La última tendencia es la de usar carcasas soldadas, esto tiene un ventaja sobre las carcasas producidas con casting, ya que reducen la posibilidad de ser sometidos a reparaciones post casting, pudiendo posteriormente ser rechazados por la inspección.

3.3.3.2 Carcasas verticalmente separadas:

Ambas carcasas y tapas laterales deben ser obtenidas utilizando tecnologías de forjado, de tal forma, que el material sea lo mas homogéneo posible para incrementar la resistencia a las fallas, considerando las altas presiones a los cuales estará operando este tipo de compresor.

Generalmente para la carcasa, las tapas laterales y los soportes, son usados aceros al carbono ASTM A 105 Gr. II. El contenido de carbón aplicado (0.2 a 0.25% en lugar de 0.35%) es suficiente para obtener buenas características mecánicas y al mismo tiempo garantizando buenas propiedades al aplicarles soldaduras. Aleaciones de aceros con más alta características mecánicas, son usadas para compresores operando a muy altas presiones.

Las boquillas de succión y descarga son soldadas a la carcasa, generalmente forjada y del mismo material; como por ejemplo, un compresor de pipe-line, el cual requiere ser fabricado usando técnicas de casting debido a su complicada estructura, la cual no es adecuada para ser forjada. (Figura 17)

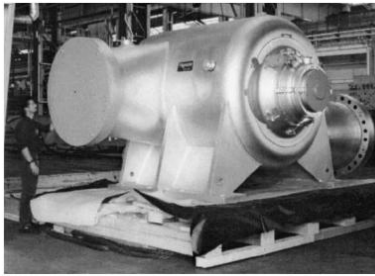


Figura 17 Carcasa Soldada

3.3.3.3 Diafragmas

Los diafragmas son diseñados para darle forma al flujo del gas pasando por el estator del compresor. Ellos están divididos en cuatro tipos: diafragmas de succión, intermedios, ínter etapas y de descarga.

El diagrama de succión transporta el gas al primer impeler de la etapa. El compresor tendría alabes ajustables, cuando el control del compresor es definido al cambiar el ángulo de entrada del gas al impeler, siendo operado desde fuera del compresor.

El diafragma intermedio desempeña el doble trabajo de ser parte del difusor, donde la energía cinética es convertida en energía de presión y el canal de retorno, para dejar el gas hacia la succión del próximo impeler. El difusor puede ser del tipo ‘Free-Vortex’ o aleteado; estas aletas, además de mejorar la conversión de eficiencia, incrementan la resistencia a la flexibilidad de la maquina.

El diafragma de descarga forma del difusor del último impeler, así como también, el caracol de descarga.

El diafragma ínter etapa, separa el lado de la descarga de las dos etapas en el compresor con un impeler espalda con espalda.

Cada diafragma tiene un anillo laberíntico para hacer que el impeler quede apretado y prevenga que el gas a la descarga del impeler, retorne al lado de la succión. Este diafragma también tiene un anillo separador para cortar las fugas entre etapas. Los anillos de los sellos pueden ser fácilmente removidos.

3.3.3.4 El rotor

El rotor de compresor centrifugo esta formado por un eje, los impeler, los tambores de balanceo, los collares de los cojinetes de empuje, el acople, las camisas y los anillos espaciadores.

3.3.3.5 El eje

El eje consiste de un a sección central, usualmente con diámetro constante, sobre el cual los impeler y los espaciadores son montados y dos extremos con diámetros adecuados para la instalación de las cajas selladas de los cojinetes y los sellos. El eje es dimensionado para ser lo mas resistentes posibles (reduciendo la distancia entre el centro de los cojinetes e incrementando el diámetro de acuerdo al diseño flujo-dinámico) para alcanzar el mejor comportamiento, cuando se enfrenta a esfuerzos de flexión. El material usado para la fabricación de los ejes para muchas aplicaciones de compresión, es acero 40 NiCrMo7 UNI. Las características mecánicas de este acero son mejores que las del acero al carbono común, los cuales son algunas veces usados en ejes de compresores.

Acero 40NiCrMo7 es muy adecuado por su dureza y temple; para este tamaño de ejes representa una ventaja debido a la alta dureza en su sección transversal, mientras que el acero al carbono, se ve afectado superficialmente.

Ya que el objetivo es el de alcanzar una buena dureza, además de ductilidad, para lograr la resistencia a esfuerzos de tensión y un muy alto punto de deformación, el templado es llevado a cabo a temperaturas que permiten que el material alcance una resistencia a los esfuerzos de tensión de más de 100 Kg/mm² y un punto de deformación de más de 65–75 Kg/mm².

3.3.3.6 Los impulsores

Los impulsores son insertados en el eje a través de un ajuste, teniendo que aplicar un calentamiento del eje. (*Figura 18*).

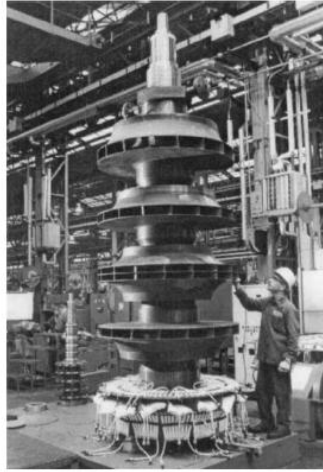


Figura 18 Ensamblaje de de impulsores sobre un Rotor.

Los impulsores pueden ser estructuralmente, de tipo cerrado o abierto. Los cerrados son fabricados a partir de un eje, un numero de alabes y un manto. Los alabes son generalmente inclinados hacia atrás y son adheridos de diferentes formas pero lo mas común, es que sean soldadas.

Los alabes son generalmente trabajados en el eje o en el manto dependiendo de la forma del impulsor, de allí, la posibilidad de que los electrodos no puedan acceder dentro del canal o ranura.

El ciclo de fabricación de los impulsores es como sigue:

- La soldadura es como se describió anteriormente;
- Seguido se realizan tratamientos térmicos para liberar esfuerzos internos;
- Inspección de las partes soldadas;
- Proceso de templado y endurecimiento
- Y el maquinado

Los impulsores abiertos son diferentes a los cerrados, porque los abiertos no poseen un manto. Usualmente los alabes de este tipo de impulsores son producidos por un maquinado tridimensional. Los alabes pueden ser radiales o inclinados hacia atrás.

Debido al diseño mecánico, debe ser tomado en consideración, que los impulsores son los elementos sometidos a mayores esfuerzos dentro de un compresor. El uso del método de elementos finitos (*F.E.M*) permite un análisis fino de la distribución de esfuerzos.

Durante los últimos años, los cálculos dinámicos permiten realizar el análisis de una forma más rápida, utilizando para ello plataformas computarizadas que permiten realizar los cálculos de los comportamientos dinámicos de los impulsores.

Los valores de esfuerzos correspondientes a varias velocidades, son proporcionales al cuadrado de la velocidad. Condiciones severas ocurren durante las pruebas de sobre-velocidad (a 115% de la velocidad máxima continua). En particular existen áreas sometidas a mayores esfuerzos en la parte mas baja de los alabes. La concentración de esfuerzos tiene que ser evitada y como regla general, cuando se están fabricando los impulsores, se debe tener un extremo cuidado diseñándolos y en los últimos toques sobre la superficie durante el maquinado, considerando particularmente el espesor, las ranuras de las cuñas y los biseles en los bordes. El material y los tratamientos térmicos son seleccionados tomando en consideración los esfuerzos debido a las fuerzas centrifugas y condiciones de operación, tales como, tensión por corrosión, bajas temperaturas, entre otros.

3.3.3.7 Tambor de balanceo

Durante una operación normal dentro del compresor, un empuje es generado en contra del rotor, el cual es absorbido por el cojinete de empuje. Este empuje es principalmente debido a las presiones actuando sobre el impulsor. La variación de presión Δp , producida por el impulsor genera una fuerza en la dirección de la succión expresada por el producto de Δp , multiplicado por el área en la parte inferior del sello sobre el manto.

La suma de estos empujes son generalmente muy alta y usualmente, mas allá del la capacidad del cojinete de empuje.

A manera de ejemplificar esto, considere un compresor de presión mediana, con 5 impulsores, la variación de presión Δp igual a 6 kg/cm², un diámetro de eje $\varnothing = 17$ cm, un sello de $\varnothing = 27$ cm. El empuje generado es:

$$\pi/4 (27^2 - 17^2) \cdot 6 \cdot 5 \sim 10370 \text{ kg}$$

El tambor de balance debe ser colocado después del último impulsor; sometiendo su cara opuesta a la presión de succión y dimensionando su diámetro adecuadamente, como resultado se generará un empuje que viene desde el lado de la succión hacia el de la descarga, tal que balancee el empuje producido por los impulsores. Con la finalidad de tener un empuje residual, debe existir algún desbalance, el cual debe ser absorbido por el cojinete de empuje, para evitar cualquier inestabilidad axial del rotor. Otros empujes son generados al lado de aquellos empujes ya descritos, tales como el empuje causado por la variación del flujo de gas entrando al impeler en la dirección axial y dejándolo en la dirección radial u otros tales como, el resultante de irregularidades de las presiones actuando sobre los impulsores en compresores de muy altas presiones. Generalmente, estos empujes no son tan altos y en consecuencia no cambian el estado de las cosas.

Como referencia, debe ser anotado que este tambor de balanceo debe ser dimensionado de tal forma, que soporte la variación de presión total (Δp), desarrollada por el compresor. Un tamaño inadecuado de los sellos laberínticos, resultará en tremendas fugas de gas hacia la succión, dañando así el desempeño del compresor. Generalmente, el tambor de balanceo es fabricado en acero X12C13 insertado en el eje con cuñas, tal como se hace con los impulsores.

3.3.3.8 Acoples

Los acoples transmiten la potencia desde el motor o elemento conductor al compresor. Los acoples pueden ser directos o a través de cajas de engranajes para el incremento de la velocidad. Usualmente son usados, acoples dentados con inyección forzada de grasa. Estos acoples son diseñados para altas velocidades de rotación y en la mayoría de las partes, son usados solamente en aplicación de compresión. Otro tipo de acople es el sellado, generalmente con grasa lubricante a ser inyectada muy frecuentemente; estos acoples son usados solamente para bajas velocidades de rotación.

3.3.3.9 Collar de empuje del cojinete

El collar de empuje del cojinete es fabricado de acero al carbono C40 y generalmente es hidráulicamente instalado en el eje de forma forzada.

3.3.3.10 Anillos espaciadores

Los espaciadores son camisas instaladas entre los impulsores y tienen una doble función:

- Proteger el eje de agentes corrosivos (generalmente ellos están fabricados de un acero inoxidable X15C13 con 0.15% de carbono y 13% de cromo) y
- Fijar la posición relativa de un impulsor con respecto a otro.

3.3.3.11 Camisas de los sellos del eje

Las camisas de los sellos del eje del compresor son de acero al carbono, recubierto con un material muy duro (600 Dureza Brinell). Colmonoy, es un recubrimiento que es muy usado para este propósito. Estas camisas son usadas para proteger el eje de agentes corrosivos y de cualquier ralladura y pueden ser fácilmente re-emplazados. En los casos de altas presiones, las camisas recubiertas con Colmonoy no pueden ser usadas porque muestran limitación en la resistencia a la cantidad de encogimiento a las que podrían estar sometidas; en este caso las camisas de aceros templados y endurecidos 40 NiCrMo7 son usados (300/500 de dureza Brinell).

3.3.4 Sellos de los compresores

Los sellos están ubicados a ambos extremos del eje del compresor, en el punto donde el eje sale de la carcasa, son usados para evitar o minimizar las fugas del gas comprimido o la entrada de aire al interior del compresor. Estos sellos pueden ser de tres tipos:

- Sellos laberínticos y
- Sellos de gas seco

3.3.4.1 Sellos laberínticos

Estos sellos son fabricados de aleaciones ligeras o materiales resistentes a la corrosión y con una dureza más baja que la del eje para evitar daños, en el caso de contacto accidental. Estos sellos pueden ser removidos de manera sencilla. El número de dientes y la separación depende de la condición de operación. Si las fugas de gas no son permitidas (gases tóxicos o inflamables), los sellos laberínticos son combinados con un sistema de extracción o de inyección. Los sellos laberínticos, son algunas veces hechos de aleaciones de aluminio recocido (70 – 80 dureza Brinell); si

este aluminio no es compatible con el agente corrosivo, entonces es usado aceros inoxidables con 18% de contenido de Níquel. No hay limitaciones para usar otros materiales como por ejemplo; Bronce, Babbitt, etc.

3.3.4.2 Sellos de gas seco

Sellos de gas seco forman parte de la clase de sellado positivo y sigue el mismo diseño de los sellos mecánicos con una significativa diferencia. Los sellos de gas seco poseen ranuras en la superficie de la cara dinámica. Las ranuras pueden tener forma de espiral; la ubicación exacta y forma varia de un suplidor a otro. La lubricación y separación es afectada por una película fina y microscópica de gas. Esto implica una fuga constante, la cual es pequeña, pero debe ser tomada en consideración para el diseño.

Los sellos de gas secos posicionados a los extremos del rotor de un compresor de etapas múltiples, son instalados en forma de cartuchos. Los cartuchos tienen características de instalación positivas, para permitir una apropiada adaptación. Normalmente incluye provisiones para asegurar que los cartuchos no sean intercambiados de un extremo al otro y finalmente prevenir la rotación en reversa sobre una configuración unidireccional.

Las fugas de gas van desde menos de 1 Scfm (Standard cubic feet per minute) y 590 fpm (feet per minutes), es considerada la máxima velocidad de flotación. La presión de operación estar en el rango de 3000psi, sin embargo los hay para aplicaciones de muy alta presiones, donde las estas superan los 6300psi. La temperatura de operación, usando materiales elastómeros va desde -40°F hasta los 450°F. Si se usaran materiales no elastomeritos en el diseño del sello, entonces las temperaturas de operación irían desde -250 °F hasta 650°F. Tomando en cuenta estos valores, se puede concluir que los sellos de gas seco tienen un potencial y variado rango de aplicaciones.

Los sellos de gas seco tienen numerosas ventajas comparados con otros tipos de sellado, sin embargo la aplicación debe ser minuciosamente evaluada.

Probablemente la mas importantes de las ventajas de estos sellos, es el haber reemplazado el uso de los sellos de películas de aceite; ya que aun, cuando el sello con película de aceite forma parte del sistema de lubricación del compresor,

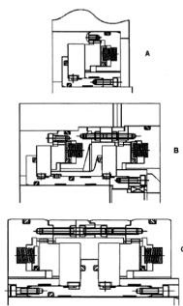
representa un sistema muy complejo de instalar y operar. Con los sellos de gas seco, el sistema de lubricación es utilizado solamente para lubricar los cojinetes del compresor.

En muchas aplicaciones las fugas netas de gas son mínimas. En los sellos de aceite se pierde gas en dos áreas, por un lado, esta lo que se pierde a través del aceite contaminado debido al gas disuelto en el aceite y por otro lado, las cantidades asociadas al mantenimiento de las presiones diferenciales en la orientación adecuada.

Como se ha indicado, los sellos de gas seco vienen con sus propias desventajas. La mas grandes de ellas es que el gas de sellado tiene que ser muy confiable. La pérdida de este gas, en algunos casos, producirá que el flujo de proceso sea introducido en reversa dentro de las cámaras internas del sello, lo cual podría dañar las caras del sello en corto tiempo. Estos sellos operan a cero presiones diferenciales, pero cuando es posible, es recomendado por el fabricante mantener un pequeño diferencial de presión en la dirección apropiada. Otra desventaja, es que el gas a ser usado como gas de sellado, debe estar seco y limpio antes de ser introducido entre las caras de sellado.

Las configuraciones de los sellos de gas secos son (*Figura 19*):

- Simples
- Tándem (*Figura 20*)
- Doble opuestos



*Figura 19 Secciones de sellos de gas seco
A. Simples, B. Tandem, C. Dobles opuestos*



*Figura 20 Sello de gas seco en arreglo
Tandem*

Los sellos de gas seco, utilizan un sello de separación sobre el lado de los cojinetes como sello de barrera. El propósito de estos sellos, es el de prevenir que aceite de lubricación ingrese a través del eje hacia los sellos de gas seco y también

que el gas desde los sellos de gas seco ingrese dentro de la cavidad de los cojinetes. Estos sellos viene en dos formas, uno es un diseño laberíntico, el cual es el mas comúnmente usado, y el otro es sello de anillos de carbón. Los de anillos de carbón, pueden ser de configuración simple o múltiple. Los de configuración múltiple, están formado básicamente por dos anillos, siendo cada uno de ellos segmentados y rodeados por un resorte para mantenerlos juntos. Los anillos de carbón poseen una ventaja cuando son comparados con los de laberintos y esta es, que las cantidades de gas de barrera requerido son menores, además de proveer, un sellado mas efectivo en contra del ingreso de aceite lubricante hacia los sellos de gas seco.

3.3.5 Los cojinetes

Cojinetes radiales y de empuje son usualmente del tipo liso con lubricación forzada, ellos están localizados en la parte externa de la carcasa del compresor y podrían ser inspeccionados sin tener que despresurizar el compresor. Generalmente, el cojinete de empuje es instalados en la parte externa de los cojinetes radiales y opuestos al acople. Este arreglo busca reducir la distancia central, mejorando así, el comportamiento a esfuerzos de flexión del compresor.

Para una maquina que forma parte de un tren de compresión, la cual posee mas de un acople, la solución descrita arriba resultaría en tener un eje cargado en un extremo por el efecto del acople y peso del cojinete de empuje, posiblemente ocasionando así, el problema de flexibilidad antes mencionado, esto es debido a que las masas concentradas fuera del cojinete radial produce una frecuencia critica secundaria. Para evitar esto, el cojinete de empuje deberá ser montado en la parte interna del cojinete radial.

3.3.5.1 Cojinetes radiales

Muchos compresores están equipados con cojinetes de zapatas. Estos lucen como los más adecuados para resistir cualquier acción de desbalance producido por la película de aceite.

Su uso es determinado por estudios computarizados sobre el efecto de las frecuencias de vibración del eje. El material de respaldo para la mayoría de estos cojinetes es acero al carbono y las zapatas son recubiertas con metal Babbitt. (Una aleación de estaño); este metal es aplicado usando técnicas de casting centrifugado.

3.3.5.2 Cojinetes de empuje

Los cojinetes de empuje usados en muchos de los compresores son también del tipo zapata, instalados con soportes para una mejor e igual distribución de las cargas (*Figura 21*). Las zapatas actúan sobre un collar el cual es hidráulicamente montado dentro del eje, a pesar de que los compresores son generalmente diseñados para rodar con empuje positivo, las zapatas son del tipo de doble acción, capaces de soportar cualquier empuje negativo causado por condiciones extraordinarias (arranques, operación inestable, etc).

Fuera del cojinete, es provisto de un anillo con un orificio, para controlar el flujo de lubricante. Típicamente la velocidad del collar no deberá exceder 190 m/s y las cargas sobre el cojinete no mayores del 50% del límite máximo impuesto por el fabricante. Estos parámetros son típicos y adoptados para seleccionar el cojinete a ser seleccionado y finalmente instalado.



Figura 21 Cojinetes de Empuje

3.3.6 Aplicación industrial de los compresores centrífugos

Los compresores centrífugos tienen un gran número de aplicaciones en numerosos sectores industriales y en particular en muchos procesos en donde existen variedad en el rango de desempeño. Los últimos 30 años han sido de expansión continua en el campo de aplicaciones, lo cual ha representado un crecimiento en áreas, que eran tradicionalmente cubiertas por otros tipos de compresores. Esto ha sido también debido al gran crecimiento en capacidades de las plantas individuales, tan bien como, en la introducción de nuevos procesos. De hecho, los compresores centrífugos fueron inicialmente usados principalmente como sopladores de aire a presiones atmosféricas en altos hornos, minas, etc. Estos compresores, manejaban

flujos que variaban enormemente desde un caso a otro, pero siempre operaban a bajas presiones. Más tarde, cuando estos equipos se hicieron más comunes en aplicaciones de plantas químicas, experimentaron cambios considerables. Los gases comprimidos cambiaron de aire atmosférico a gases diferentes, entonces a gases y/o mezcla de vapores, todos con diferentes características a las del aire, con flujos y presiones remarcablemente diferentes para lograr los requerimientos del proceso asociado. Alguno de los procesos que requieren compresores centrífugos ha sido listado abajo como sigue:

- *Refinerías:*
 - Plantas de reformación de hidrocarburos
 - Cracking
 - Producción de lubricantes
 - Producción de asfaltos y bitúmenes
- *Plantas para la Síntesis de Amoniaco:*
 - Compresión de gas natural
 - Compresión de aire
 - Compresor para síntesis
 - Compresión para la refrigeración
- *Plantas para la Síntesis de Metanol*
- *Plantas para la Síntesis de Urea*
- *Plantas para Servicio de Gas Natural:*
 - Gas de re-inyección
 - Transporte de gas
 - Re-gasificación y licuefacción
- *Plantas de oxígeno*

3.4 Sistema para prevenir oleaje o sistema anti-surge

El sistema de control de oleaje (anti-surge) en compresores centrífugo, es representado por un sistema de regulación, el cual mantiene al compresor operando dentro de un rango estable, asegurando una rata de flujo a la succión del impulsor más alta que la rata de oleaje. Un método eficiente de control, previene que el compresor u otras turbo-máquinas crucen la línea de oleaje y evita condiciones

indeseadas (*rotating stall*), para relaciones de compresión, tanto como sea posible. Estas desestabilizaciones aerodinámicas son intrínsecas a casi todos los tipos de turbo-maquinarias y comúnmente imponen una fuerte limitación a la eficiencia del equipo. El sistema de control de oleajes, puede así representar un instrumento muy adecuado para mejorar el desempeño global de un compresor.

La *Figura 22*, representa un mapa típico de desempeño, obtenido del resultado de una prueba en un tren de compresión. En la *Figura* la relación de compresión $\rho = (p_2/p_1)$, a lo largo de la maquina es trazada en relación a la rata de flujo QI . Una de los aspectos que más afecta las características de desempeño típico de un compresor, es la dependencia mostrada por el compresor sobre las velocidades de rotación ($N1$ y $N2$ en la *Figura 22*). Como se ha indicado previamente para la operación eficiente de un compresor centrífugo a velocidad N constante, a la derecha del lado de una línea pseudo-parabólica llamada ‘*línea de Surge*’, cayendo aproximadamente cerca del punto de presión máxima. Tanto para un compresor axial como para uno centrífugo la línea de surge (oleaje), delimita el rango estable en las condiciones de operación, siendo la operación inestable caracterizada por oscilaciones severas en la rata de flujo másico.

La línea extrema de regulación (línea de trazo interrumpido en la grafica), sería paralela y un poco hacia la derecha de la línea real de surge.

Medir la rata de flujo volumétrico procesado por la turbo-máquina, es necesariamente el punto clave para cualquier tipo de sistema de regulación. En general el sistema de control de surge (oleaje), puede ser seleccionado de acuerdo a diferentes requerimientos específicos y confiar en otras diferentes variables físicas que comienzan con la rata de flujo y otras características que deberán ser garantizadas:

- La línea de regulación estará tan cerca como sea posible de la línea limite de surge y movida paralelamente al eje de capacidad del compresor por una cantidad establecida.
- Cuando las condiciones de fluido a la succión varia, la línea de regulación no deberá estar muy cerca de la línea limite real de surge,

en relación a las condiciones originales de diseño, esto puede que sea necesario para una apropiada operación del sistema anti-oleajes.

- El sistema de regulación deberá proteger la maquinaria en un modo automático durante arranque, condiciones inestables/paradas y todas las posibles condiciones de operación.

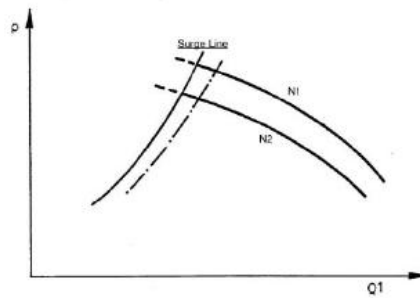


Figura 22 Mapa típico de desempeño para una etapa de compresión

3.5 Manejo de los riesgos (identificación de los riesgos críticos)

Uno de los primeros pasos a seguir para el manejo de los factores que podrían afectar la seguridad fundamental en el manejo de compresores de re-inyección de gas agrio diseñados para descargar presiones muy elevadas, es identificar los riesgos más significativos. Como esta mostrado en la *tabla 1*. Los estudios sobre la viabilidad del manejo seguro de compresores centrífugos operando a muy altas presiones, comenzaron en 1989. Este esforzado estudio inicial, fue seguido por una serie de estudios sucesivos, la revisión de múltiples facilidades para la inyección de gas agrio e inspecciones técnicas, los cuales culminaron en un programa de investigación y desarrollo del proyectos para la nuevas facilidades de re-inyección de gas agrio (SGI) del campo *Karachaganak*, el cual pudo arrancar en el año 2005.

Tabla 1: Objetivos claves y estudios realizados para la inyección de gas agrio a altas presiones		
Año	Actividad	Acerca de
1989	Korolev, Kazakhstán Estudio para la viabilidad de la inyección de gas agrio	<ul style="list-style-type: none"> Experiencia existente con el manejo de gas agrio. Evaluación de problemas en las áreas de operación, mantenimiento y seguridad
1996	Evaluación de los últimos adelantos para la inyección de gas agrio.	<ul style="list-style-type: none"> Inyección en reservorios de baja presión (2030psia) Inyección en reservorios de alta presión (8700psia) Revisión de las experiencias en operación y mantenimiento alrededor del mundo en facilidades de inyección de gas dulce a altas presiones.
1998	Evaluación de la viabilidad en la inyección de gas agrio, gas ácido y LPG	<ul style="list-style-type: none"> Inyección de LPG a 3050psia y 10000 psi. Inyección de gas ácido y gas agrio a 2470 psi.
1999	Evaluación técnica de los sistemas de compresión de gas ácido y gas agrio	<ul style="list-style-type: none"> Diseño conceptual de sistemas de compresión de gas ácido y agrio. Materiales de construcción para equipos y líneas de tuberías en servicios de alta presión donde mezclas de altos H₂S/CO₂ están envueltos. Comportamiento de fase y propiedades físicas relacionadas a mezclas de gas ricas en H₂S y CO₂. Selección de suplidores de compresores de inyección de gas para proyectos.
2000	Plan para la mitigación de riesgos y programas de desarrollo e investigación (R&D program) en el manejo de gases agrios.	<ul style="list-style-type: none"> Desarrollo y evaluación de alternativas para la mitigación de los casos de riesgos Materiales de construcción para servicio de gases agrios. Comienzo de programas críticos de investigación y desarrollo para sellado seguro de gases agrios.
2006	Análisis de riesgos detallado de facilidades instaladas y pozos de inyección.	<ul style="list-style-type: none"> Análisis detallado de dispersión de fallas potenciales y fuentes de fugas basadas en diseños finales como construidos, ubicación, rango realísticos de condiciones ambientales y futuros niveles máximos de H₂S que podrían ser comprimidos. Desarrollo de análisis de riesgos basado en densidades de poblaciones que involucran trabajadores de la compañía y aquellas personas viviendo en las cercanías de facilidades para la re-inyección de gases agrios. Resultados del análisis de dispersión como construido, usado para desarrollar Zonas de Protección Operativas, procedimiento para el control del acceso a facilidades, Niveles de tratamiento para operadores, criterio de mantenimiento, procedimiento de seguridad para campo de trabajo en pozos de inyección de gases agrios y protecciones personales para personas y requerimientos medioambientales en facilidades y campos de inyección de gases agrios.

La evaluaciones tempranas de los riesgos para la inyección de gases agrios a altas presiones, incluye consideraciones de impacto medio-ambiental; el desconocimiento de procesos; el sellado de las maquinarias y la predicción de desempeños; diseño de sistema de tuberías; y el desempeño de materiales. Como está mostrado en la *tabla 2*, para las nuevas facilidades de re-inyección de gas (SGI), estuvo claro que la re-inyección de estos gases a muy altas presiones, ha impuesto un reto tecnológico significativamente más grande, que el que ha impuesto la inyección a bajas presiones de gases agrios o la inyección de gases dulces a altas presiones.

Tabla 2: Perfil de riesgos tecnológicos para facilidades de inyección de gases		
Presión de Inyección Requerida	Riesgo Relativo	
	Gases Dulces	Gases Agrios
Baja presión <1020psia	Muy baja	Muy baja a baja
Presión moderada 1020psia a 2900psia	Muy baja a baja	Baja
Presión alta 2900psia a 7250 psia	Baja	Moderada
Presión muy alta 7250 psia a 10200psia	Baja a moderada	Alta

Una investigación realizada a mediados de los años 90, sobre fabricantes de compresores, demostró que en un periodo de 50 años, alrededor de 12,000 compresores centrífugos habían sido construidos, de estos muy pocos fueron para aplicaciones de gases agrios y sus presiones máximas de trabajo rozaban los 2900psia. Por encima de 2900 psia y más aun para servicios de gases dulces, la experiencia era relativamente limitada. A finales de los años noventa, significantes experiencias de campo con la compresión de gas natural dulce hasta el nivel de presión de 7980 psia, hubo sido exitosamente demostrada, usando compresores convencionales con tecnología de sellado con película de aceite. Esta experiencia fue ganada primariamente en una planta de inyección de gas dulce localizada en Venezuela. *La Figura 23 y 24* muestra un retrato de las experiencias en compresión de gas alrededor del mundo para el año 2000. Para el momento en que los esfuerzos e investigaciones de proyectos para la re-inyección de gas agrio, estaban comenzando, el proyecto Fase II del campo *Karachaganak*, ubicado en Kazakhstán, estaba bajo construcción y no fue sino hasta el año 2004 cuando finalmente los compresores de re-inyección de gas agrio a presiones de 7975 psia fueron puestos en

servicio. Otros proyectos de interés que han sido desarrollados y los cuales poseen sistemas de re-inyección de gas agrio son:

- Tengiz con presiones de 10000 psia y
- Kachagan con presiones de hasta 13600 psia. Aun bajo construcción.

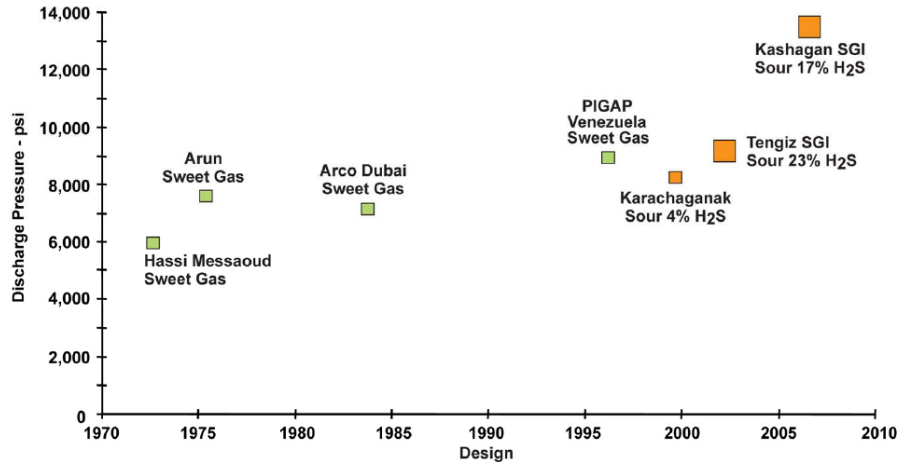


Figura 23 Experiencia global en compresores de re-inyección de gas

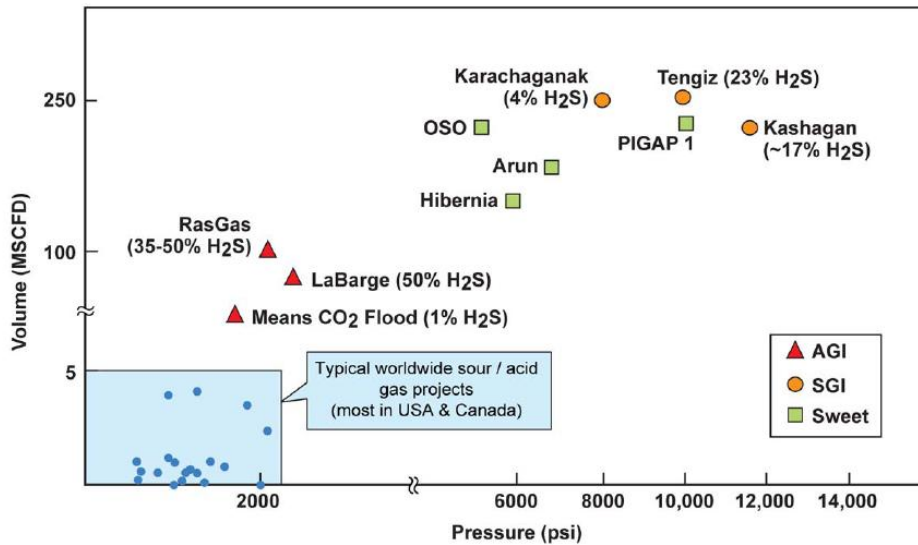


Figura 24 Experiencia global en inyección de gas ácido y agrio

Originalmente, toda la experiencia en re-inyección de gas agrio a muy altas presiones en el mundo estuvo concentrada en Alberta, Canadá. Presiones de hasta 5080 psia fueron logradas en este campo; a pesar de que la mayor experiencia solo se

tenía en niveles de presiones entre 2030 y 2900 psia. Típicamente, los volúmenes totales de gas agrio de las facilidades de inyección estuvieron en un rango de 10MMSCFD o menos. Debido a este bajo volumen de inyección, compresores reciprocantes eran usados para las aplicaciones Canadienses. Para la aplicación de inyección de gas agrio de los campos antes mencionados (*Karachaganak*, *Tengiz y kachagan*), los volúmenes de gas a ser inyectados son mucho más grandes, por encima de 250MMSCFD. Para todos los propósitos prácticos y en especial para estas aplicaciones, el uso de compresores centrífugos se convierte en una opción que ofrece beneficios desde todo punto de vista.

3.6 Revisión de la experiencia global en inyección de gas a altas presiones

Como parte del trabajo realizado hasta ahora, muchas informaciones relacionadas al diseño, operación y mantenimiento de compresores de inyección de gas agrio, han sido recogidas desde otras facilidades alrededor del mundo, comenzando con la revisión de un área de Canadá donde hay muchas pequeñas plantas de re-inyección de gas agrio.

3.6.1 Facilidades de inyección de gas agrio en Canadá

En agosto de 1989, un equipo técnico multi-disciplinario conformado por personal de compañías operarias visitaron muchas facilidades de inyección de gas agrio y dulce en Alberta, Canadá. Esta serie de visitas, ayudo a establecer los retos de manejar la inyección de gas agrio a altas presiones. Los mayores hallazgos fueron:

- Todas las plantas experimentaron periodos de operación de “ensayo y error” durante más de dos años.
- Significantes liberación de emisiones a la atmósfera durante la operación de “ensayo y error” inicial.
- Los costos de operación para la operación con gas agrio fueron muchas veces más altos, comparados con la operación con gas dulce.
- Formación de sulfuros sólidos en los equipos de proceso y líneas de tuberías fue una continua preocupación
- Mantener un alto grado de seguridad fue encontrado muy difícil.

Las visitas a los campos de Canadá, también ayudó a resaltar todos los problemas asociados a operar remotamente, plantas de inyección de gas bajo

condiciones medio-ambientales difíciles. En muchos aspectos importantes, los campos Canadienses fueron similares a aquellos en *Kazakhstan*.

3.6.2 Facilidades para la inyección de gas dulce

Durante la década los años noventa (1990), fueron conducidas visitas a los campos con mayores presiones de inyección del mundo. Estas facilidades estuvieron ubicadas en Indonesia (Mobil, Arum), Abu Dhabi (Arco, Dubai) y Venezuela (PDVSA, PIGAP I). Para el momento del arranque inicial de estas facilidades, cada una de ellas represento el borde límite y un liderazgo en tecnología en el campo de la inyección de gas. Las visitas a los campos de Indonesia y Abu Dhabi conducidas a finales del año 1996, ayudo a identificar la máquina típica requeridas, los problemas asociados al arranque/comissioning y la experiencia técnica, además del servicio de campo con los suplidores de los equipos críticos.

Temprano, durante el año 2000 un usuario final “*JV Partner Team*” visito PIGAP I localizado cerca de Maturín en Venezuela. Otro equipo de seguimiento volvió a visitar este campo alrededor del año 2001. Estas visitas ayudaron al proyecto a entender claramente la experiencia de inyección de las facilidades, a entender el desempeño de las facilidades, obtener valiosa información de confiabilidad/disponibilidad, obtener información sobre lecciones aprendidas y finalmente entender el desempeño de los suplidores de equipos en campo.

3.7 Periodo de operación bajo el modo “ensayo y error”

Desde las experiencia a nivel mundial en facilidades de inyección de gas a altas presiones, ha sido reconocido que la operación de los compresores de inyección de gas agrio a altas presiones, estarán también sometidos a periodos iniciales de “Ensayo y Error”. Durante este periodo inicial, muchos arranques y paradas de plantas podrían ser esperados. La experiencia indica que este periodo de operación de ensayo y error típicamente, podría durar de tres a seis meses. En algunas facilidades, el periodo podría ser aun mayor. Típicamente la frecuencia de parada de las facilidades es de una o dos por día. Una observación general desde todos los tipos de planta, fue que las altas probabilidades de incidentes ocurrieron durante los ciclos de paradas/arranques y durante el periodo de operación inestable del proceso. Esto ha representado un motivo de preocupación para el desarrollo del proyecto.

Con la experiencia señalada arriba, las futuras plantas de re-inyección de gas agrio, pasaran el periodo inicial de ‘*Ensayo y Error*’ utilizando gas natural dulce. Esto beneficiara el desarrollo del proyecto a fin de evitar incidentes al personal asociado y al medio ambiente, dándole a los operadores, la oportunidad de involucrarse con los equipos en su operación, así como también permitirá satisfacer la necesidad de coleccionar la data necesaria para comprender mas las características del proceso de inyección de gas agrio en reservorios de petróleo. También el concepto de reciclado total de gas del sistema de inyección, esta asociado solo al área donde el o los compresor se instalan. Esta característica del diseño minimizara el numero de paradas y arranques de las facilidades, en adición, los compresores de re-inyección, serán diseñados para re-arrancar bajo máxima presión interna, siendo despresurizados después de varias horas, eliminando así, la necesidad de despresurizar las facilidades constantemente por cada parada.

3.8 Identificación del proveedor de los compresores de inyección de gas agrio

Para la selección de proveedor de los compresores de re-inyección, se deben tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- Su conocimiento y respuestas a problemas de SHA (Seguridad, Higiene y Ambiente)
- Experiencia en compresión de gas a muy altas presiones y el manejo de gases incluyendo el diseño, las pruebas, la instalación, preparación para el arranque y arranque final de los compresores.
- Consentimiento para dedicar personal calificado para el desarrollo del proyecto y compromiso para trabajar en equipo, mostrando un alto desempeño.
- Capacidad en gerencia de proyectos.
- Holgado y profundo en el soporte durante la vida del proyecto y concentración en los costos totales del proyecto.

Una vez que el proveedor de los compresores de gas sea seleccionado, el equipo de ingenieros especialista provisto por éste, se deberá integrar dentro del equipo de ingeniería del proyecto como un socio para el desarrollo. Últimamente el proyecto se convertirá en un equipo de trabajo multi-social, multi-funcional y multi-disciplinario.

Este equipo de trabajo ha sido probado como muy efectivo en otros proyectos y esta llamado a ser un método eficiente, para resolver los muchos retos del proyecto *Karachaganak*.

3.9 Aspectos tecnológicos

Desde que se comenzó el proyecto para las facilidades de re-inyección de gas agrio (SGI), muchos vacíos tecnológicos han sido identificados. Muchos de estos vacíos, están concentrados en el sellado seguro del equipo en servicio de H₂S, siendo esta un área, en donde ha sido necesario el desarrollo de un análisis de las diferentes partes involucradas, a fin de mitigar los riesgos asociados.

3.9.1 El Sellado y la contención segura del gas a muy altas presiones

Para facilidades donde son instalados compresores de gas agrio, los cuales deben operar a presiones muy altas, los elementos que deberán ser considerados, son aquellos que pueden producir fugas mínimas, de tal forma que los esfuerzos se centren en lograr su eliminación o su minimización, tanto como sea posible.

Estos esfuerzos por mejorar el sistema de sellado de los compresores, requieren concentrarse en las siguientes áreas:

- El sellado de los ejes de los compresores.
- Los sellos de los cabezales en las carcasas de los compresores.

3.9.2 Características claves del diseño

Desde la fase temprana de ingeniería del proyecto, las áreas de riesgos más significantes fueron claramente identificadas, es por ellos que el equipo de ingeniería, con el soporte básico de alguno de los suplidores, más la experiencia ganada en el campo de la re-inyección del gas, impuso un esfuerzo con la finalidad de llenar cualquier vacío tecnológico que pudiese afectar su ejecución.

Las principales áreas que riesgos identificadas son las siguientes:

- Diseño del sistema de sellado del eje y de las carcasa de los compresores.
- Análisis rotor-dinámico de los trenes de compresión (para las condiciones de gases con altas densidades)
- Análisis rotor-dinámico
- Materiales usados para la fabricación de los compresores

- Comportamiento de los trenes de compresión (bajo condiciones normales e inestables)

3.9.2.1 El Sellado de los ejes de los compresores

De todos los retos de sellado en plantas de re-inyección de gas agrio, el sellado de los ejes de los compresores, ha sido considerado el mas critico, debido al potencial efecto que se tendría, de no poder contenerse fugas de grandes cantidades de gases tóxicos.

Desde el comienzo del proyecto la situación ha sido como sigue:

- La única tecnología práctica para compresores en condiciones de altas presiones de compresión de gas agrio fue la de sellos de gas seco (DGS).
- Sellos de gas seco en arreglo Tandem, representa un diseño robusto y conservativo que permitirá cubrir los aspectos de confiabilidad y seguridad. Este arreglo reemplaza el hasta ahora utilizado arreglo Triple, el cual introduce complicaciones en el diseño de los compresores además de imponer limites en presiones de operación.
- Un dedicado estudio de (RCA) Análisis Causa Raíz, realizado sobre las persistentes fallas ocurridas en el sistema de sellado de los compresores existentes en el campo *Karachaganak*, determino que la causa principal de las fallas estaba asociada al incumplimiento de los requerimientos de básicos para que sellos de gas seco operen sin problemas, esto es, que el gas de sellado introducido en el sello primario debe cumplir con estar siempre disponible, seco y limpio. (ABCD, Always been Clean and Dry o en español: siempre estar disponible, seco y limpio). Por lo tanto, ha sido decidido que los nuevos compresores de re-inyección de gas agrio, utilizaran el mismo gas de proceso como gas de sellado.
- A pesar de que hasta ahora no hay en el mundo ningún sello de gas seco en arreglo Tándem operando con gas agrio como gas de sellado, la decisión de usar este arreglo y este gas, aunque contradictoria, será soportada por pruebas que están programadas a ser ejecutadas en el

futuro inmediato, esto permitirá tener la referencia necesaria que el proyecto demande.

- La cavidad de los compresores, donde el sello de gas seco es acomodado deberá ser diseñada de tal forma que exista intercambiabilidad entre diseños desde diferentes suplidores de sellos.
- Es recomendado, que el diseño del sistema de sellado, no sea una responsabilidad total del suplidor del compresor. Es muy importante que sean tendidos los puentes entre el suplidor del compresor y el suplidor de los sellos, de tal forma, que el sistema cumpla con los requerimientos del fabricante de los sellos y puedan ser incorporados las mejores prácticas de ingeniería, así como también, la experiencia ganada en el campo.
- Es muy importante tomar en consideración que las fallas mas comunes en sellos de gas seco, suceden durante arranque, paradas o cuando los compresores operan bajo condiciones dinámica indeseadas producidas por cualquier inestabilidad del proceso asociado; por lo tanto, para el diseño de todos los elementos que conforman el sistema de sellado de estos compresores, se deben tener presente estas condiciones, a fin de diseñar un equipo capaz de operar satisfactoriamente bajo cualquier condición.
- A fin de cumplir con el requerimiento ABCD previamente mencionado, es imperativo que el gas usado como gas de sellado, deba ser condicionado de tal forma que sea eliminado cualquier elemento contaminante (partículas sólidas, gotas microscópicas de líquidos, etc.), para ellos se deberá instalar aguas arriba de los sellos de gas seco, un sistema que permita filtrar, absorber y calentar el gas a temperaturas que ayuden posteriormente a eliminar la posibilidad de formación de hidrocarburos líquidos, debido al efecto de expansión (*Joule – Thonsom*), que el gas sufrirá al pasar desde una presión elevada antes de los sellos, hasta la zona de baja presión (atmosférica), después de estos. Esta temperatura de operación lógicamente,

dependerá básicamente de la composición físico/química del gas de proceso.

- Una recomendación importante a ser tomada en cuenta, son los materiales a ser usados para la fabricación de las caras de sellado, así como también, los materiales para los cartuchos de los sellos. De acuerdo a los suplidores estos materiales cambian de un tipo a otro, siendo uno de los más ventajosos, los que usan carburo de silicio con recubrimiento de diamante en ambas caras, por otro lado los materiales para los cartuchos, deberán ser seleccionados de tal forma, que cumpla con los requerimientos para operar bajo ambientes agrios.
- Igualmente se deberá hacer seguimiento de todas las pruebas que se hagan sobre los sellos; tanto en la fábrica de los suplidores de sellos, como en la fábrica de los suplidores de los compresores, por supuesto, cuando estos estén ya instalados y en periodo de pruebas.

3.9.2.2 Sistema de sellos de la carcasa de los compresores

El sellado de las carcasas para compresores de alta presión junto a la significativa cantidad de gases tóxicos (H₂S), es un área que también necesita muchísima atención, es importante tomar en cuenta que las fugas de gas a la atmósfera, no son permitidas.

Durante la fase de ingeniería actual, las actividades en este respecto han sido dirigidas a dos áreas principales:

- El mejoramiento del diseño del sistema de sellos utilizados para sellar el cabezal de los compresores, con la finalidad de minimizar cualquier fuga de gas.
- Desarrollar un sistema redundante de sellos y un diseño intrínsecamente seguro el cual sea capaz de garantizar que aun en presencia de fugas el gas, este no sea liberado a la atmósfera.

El primer punto ha sido previamente desarrollado por compañías operadoras, con el soporte técnico de los suplidores de compresores, los suplidores de los cabezales y laboratorios externos. La primera tarea ha sido el desarrollo de un nuevo concepto para los sellos, usando la mejor de las experiencias de los suplidores. Hasta

ahora la investigación se ha concentrado en el desarrollo de un sistema llamado configuración de doble sellado, el cual consiste de de un anillo primario suave y energizado de Teflón y el secundario, un anillo fabricado de un material no-metálico y mas tieso el cual ha sido diseñado para prevenir la efusión del mismo bajo cualquier condición operacional o medioambiental extrema. (Figura 28)

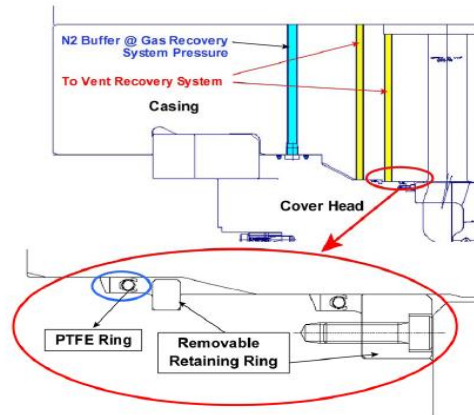


Figura 25 Sistema de sellos ‘cero fuga’ para cabezales de compresor

Bajo la acción de presiones internas en el compresor, las fuerzas desde el anillo primario, producirán que el anillo secundario se desplace sobre la superficie del cabezal, cerrando entonces, la holgura entre la cubierta y la carcasa, minimizando así el riesgo de efusión del sello de Teflón. Una evaluación de la efectividad del diseño ha sido inicialmente llevada a cabo usando la más avanzadas herramientas ‘‘Computacionales de Dinámicas de Fluidos’’ (CFD). El modelo es capaz de predecir la deformación de la Figura de los dos sellos bajo la acción de altas presiones y altas temperaturas. Este sistema de doble de sellado ha estado bajo constante desarrollo desde el año 2003 y ya posee áreas donde se ha aplicado, PIGAP I en Venezuela, es una de ellas.

Los parámetros considerados para la selección de los materiales, tales como la propiedad de difusión en presencia de CO₂ y H₂S y características dependientes del tiempo de los materiales han sido todas, medidas usando para las pruebas de laboratorio externo, arriba mencionado. Este concepto ya ha sido aplicado en las instalaciones de inyección de gas dulce en Venezuela, la cual, estuvo siempre sufriendo problemas de confiabilidad del sistema de sellado de los cabezales de los compresores. El mismo análisis ha sido repetido y los resultados han mostrado, que el

nuevo concepto es capaz de lograr esencialmente cero fugas de gas. Una vez que este sistema fue instalado, se demostró su efectividad y buen resultado de acuerdo a lo que se había pre-establecido.

El desarrollo del concepto “*sellos intrínsecamente seguros*”, fue desarrollado en conjunto con uno de los suplidores de compresores y el usuario final. Este diseño representa una configuración de sellos redundantes, capaces de contener posibles fugas producidas por fallas en cualquiera de ellos, sin liberar tales fugas a la atmósfera.

3.9.2.3 Rotor-dinámicas

El esfuerzo mas grande en el diseño de compresores centrífugos para aplicaciones de muy altas presiones, esta dedicado en el presente a problemas conectados con la estabilidad lateral del rotor. Los problemas de estabilidad conciernen al compresor en todos sus componentes, ya que todas las partes básicas de la maquina, contribuyen a la estabilidad: el rotor, los cojinetes, los sellos, el acople y todos partes dinámicas (bajo flujo) tales como, impulsores, difusores y los canales de retorno.

Predicciones teóricas y los métodos de investigación experimental llevados a cabo durante los últimos años, han contribuido mucho al progreso en este campo. Es básico referir aquí, a la disponibilidad que el sector industrial tiene de inmensos sistemas computacionales, capaces de desarrollar programas muy complejos de cálculo y de equipos electrónicos avanzados para la detección de vibraciones y pulsaciones de las presiones (probetas de no contacto, *Key Phasors*, traductores de presión, análisis de tiempo real, etc.), los cuales permiten un diagnostico mas preciso.

La amplitud de vibración del rotor no deberá causar:

- Contacto entre el rotor y las partes del estator con pequeñas holguras (laberintos)
- Sobrecarga sobre los sellos
- Fatiga en los cojinetes

La frecuencia de las vibraciones es elemento muy importante en la evaluación de la estabilidad del sistema.

La vibración podría tener una frecuencia que corresponda con la frecuencia de rotación de la maquina (vibración síncrona) o a una frecuencia diferente (vibración asíncrona). Usualmente en compresores ambas tipos de vibraciones pueden estar presentes.

3.9.2.4 Vibraciones síncronas

Vibraciones síncronas son usualmente atribuidas a uno o a la combinación de dos de las siguientes causas:

- a. Defecto accidental del rotor (por ejemplo un desbalance)
- b. Defectos del diseño; pueda que la velocidad de operación este muy cerca de la velocidad de resonancia y/o amortiguamiento insuficiente del sistema.

En relación al punto a), los fabricantes de las máquinas tienen ahora equipos los cuales permiten lograr el balanceo de todos los elementos de una forma muy precisa.

Esta considerable precisión en balanceo es sin embargo algunas veces afectado por causas accidentales de tal forma que el punto b) asume una importancia mayor; el diseño correcto del sistema rotor-cojinetes debe asegurar níveles de vibración aceptables cuando causas accidentales destruyen el estado de balanceo perfecto originalmente asumido.

Dos enfoques son usualmente usados para predecir el comportamiento dinámico síncrono de un rotor.

El primero de ellos es el cálculo numérico de *Myhlestad-Prohl*, el cual considera el rotor como un sistema dinámico que consiste de un número de masas concentradas y adheridas a un eje asumido sin masa y soportado por cojinetes. El programa de computación resuelve el sistema para una variedad de valores constantes sobre un posible rango. Un diagrama puede ser hecho en el cual las velocidades críticas laterales son una función de la rigidez equivalente de los soportes. Los valores actuales de velocidades laterales críticas pueden ser establecidos sobre la base del conocimiento que se tiene de la rigidez de los cojinetes (*Figura 26*)

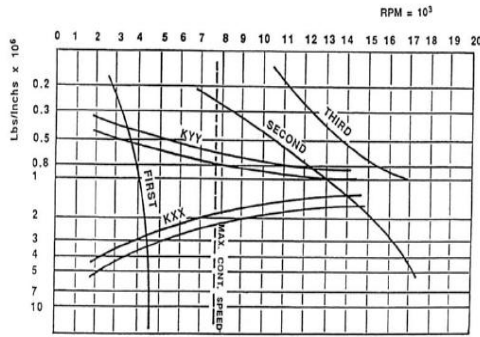


Figura 26 Mapa de velocidades críticas laterales

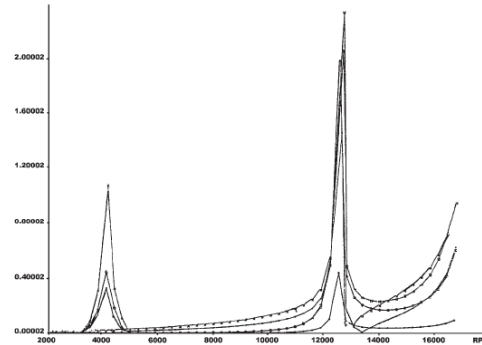


Figura 27 Diagrama de respuesta típica de un rotor

El programa original de velocidad también calcula las figuras del modo del rotor a las velocidades críticas para cada uno de los valores especificados de rigidez de los cojinetes (Figura 27)

La Figura del modo es importante porque ellos indican la amplitud de la vibración relativa en cada una de estaciones a lo largo del rotor. Si la amplitud relativa en los cojinetes son bajos a desbalances altos produciendo deflexiones considerables en algunas secciones del eje, causara muchos pequeños movimientos relativos en el cojinete. Sin movimiento relativo, amortiguamiento del cojinete no puede ser efectivos, así, la ubicación de los cojinetes no son las mas eficaces y sus estas podrían ser corregidas.

El segundo enfoque es para llevar los cálculos en las respuestas del eje en los cuales el movimiento del rotor a través del rango de velocidad de operación es estudiado como respuestas de un sistema amortiguado a una excitación de desbalanceo. Los desbalances son generalmente ubicados, en el punto o a la frecuencia donde son esperados que ocurran, por ejemplo: en los impulsores, acoples, etc. La amplitud del movimiento del rotor es calculada en una estación seleccionada a lo largo del rotor.

Los coeficientes para la simulación de la rigidez dinámica y el amortiguamiento de los cojinetes son incluidos en el calculo. El calculo de las orbitas del giro son generalmente elípticas debido a la diferencia vertical y horizontal de la rigidez y el amortiguamiento. Un diagrama respuesta, representa la variación con la velocidad de la axial semi-mayor de la orbita de giro elíptico a la estación seleccionada a lo largo del rotor. (Figura 28)

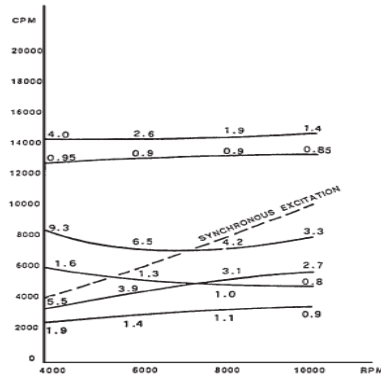


Figura 28 Diagrama de decremento y frecuencia lateral amortiguada

Varias pruebas llevadas a cabo en condiciones operacionales actuales han mostrado que los valores de frecuencias y amplitudes medidas, son cercanos a los valores esperados.

Los parámetros de diseño disponibles para afectar las capacidades de amortiguamiento y valores de resonancia son: la posición de los cojinetes, especialmente con respecto a ejes en voladizo, tipo de cojinetes, tipo de fluido lubricante, tipo de acople y obviamente características elásticas del rotor.

3.9.2.5 Vibraciones asíncronas

En el campo de las vibraciones asíncronas es necesario hacer una distinción adicional entre la frecuencia de vibración las cuales son múltiplos de la velocidad de rotación y las frecuencias de vibración que son mas altas o mas bajas que la velocidad de rotación pero no múltiplos de esta.

Para el primer tipo las vibraciones son usualmente causados por factores locales, tales como: desalineación, contacto entre partes rotativas y estáticas, esfuerzos excesivos en tuberías, fundaciones, etc.

El segundo tipo de vibraciones ha sido es la de mas serios problemas especialmente en el campo de los compresores de alta presión. Estos problemas pueden ser causados por fenómenos externos (vibraciones forzadas: por ejemplo, el efecto de fuerzas aerodinámicas) o por fenómenos intrínsecos al movimiento del rotor por si mismo (vibración por auto excitación), lo cual daña la estabilidad en su base.

La estabilidad es una función del balance de muchos factores. Los principales son:

- A. Sistema Soporte-Rotor con sus características elásticas
- B. Efectos aerodinámicos
- C. Sellos
- D. Sellos laberínticos

Cada uno de estos factores juega su parte en el balance de la estabilidad y pueden ser positivos o negativos. El sistema es más o menos estable o inestable de acuerdo al resultado de su balance.

Un enfoque teórico para predecir la estabilidad de un sistema en rotación es el apunte de los cálculos de decrecimiento.

El programa calcula la frecuencia natural amortiguada del sistema soporte-rotor a una velocidad seleccionada y por cada frecuencia, se supe el valor del decrecimiento el cual es un sonido indicativo de la estabilidad del mismo sistema.

- A. Relacionado al rotor, se sabe que como las frecuencias naturales son determinadas y como la efectividad de los cojinetes puede ser evaluada sobre la base de la curvatura de la forma. Para evitar o minimizar la histéresis interna, elementos tales como camisas del eje, espaciadores, impulsores, etc., deberán ser ensamblados de forma ajustada (por encogimiento del material) de tal forma que su movimiento axial el mínimo posible. Los puertos de las chavetas (chaveteros) podrían causar respuesta elástica diferenciada en varios planos. Por esta razón ellos reducidos al mínimo tamaño, desviados a 90° de un impeler a otro y en algunos casos, son eliminados. En referencia a los cojinetes, con la finalidad de eliminar los problemas de latigazos de aceite lubricante, los cojinetes tipo zapatas son utilizados generalmente. En algunos casos cojinetes tipo amortiguados son también usados (*Figura 29*). Estos ofrecen la ventaja de permitir un ajuste independiente de amortiguamiento y coeficiente de rigidez.

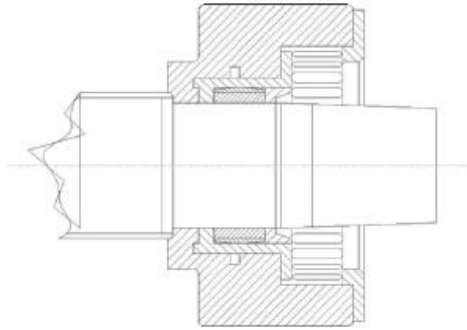


Figura 29 Cojinete Amortiguado

B. La ocurrencia de “*Rotating Stall*” en uno o mas impulsores podría explicar la presencia de pulsaciones indicativas de vibraciones a la misma frecuencia (vibraciones forzadas). Todos los compresores centrífugos, a cualquier presión, son afectados por excitaciones aerodinámicas, siendo normales o iguales todas las otras condiciones. Estos efectos se incrementan en intensidad, en proporción a la densidad actual del gas. El parámetro determinantes no es solo la presión, también lo es, la temperatura, el peso molecular y el factor de compresibilidad juntos. Esta es la razón por la cual los problemas de excitación de las vibraciones por efectos aerodinámicos ocurren mas frecuentemente en compresores de re-inyección o aquellos operando en plantas de síntesis de urea y no en los compresores de plantas de síntesis de amoniaco en refinerías, aun cuando estos operen a los mismos niveles presión. El “fenómeno de flujo inestable” ha sido estudiado en su configuración de etapa estándar. Las conclusiones son que los disturbios aerodinámicos y las consecuentes pulsaciones de presión fueron producidos por los alabes del estator del canal de retorno y producidos antes desde el mismo impulsor. En este caso, la vibración relevante al eje tiene las siguientes características:

- Estabilidad en amplitud
- Muy baja frecuencia (alrededor de 10% en orden de magnitud con respecto a la velocidad de rotación)
- La amplitud es una función de la velocidad periférica y la densidad del gas.

“*Rotating Stall*” es uno de los fenómenos más significativos que tiende a convertirse en más y más severo con el incremento en la presión de descarga de un compresor centrífugo. Para máquinas comunes de reinyección, comúnmente caracterizada por los relativamente bajos coeficientes de flujo, este fenómeno tiende a ser importante dentro del difusor de liberación de remolinos, en particular a la entrada. Una vez que el compresor se acerca a la parte izquierda de su rango de operación, usualmente las últimas etapas tienden a operar en una forma tal que el ángulo del flujo de descarga desde los impulsores, tiende a reducirse. El fenómeno “*Rotating Stall*” en el difusor liberador de remolinos, aparece una vez que ángulo actual del flujo del difusor, es mas bajo que ángulo crítico del flujo.

Existen correlaciones entre literaturas para predecir el ángulo crítico del flujo. Uno de los enfoques más usado para predecir este ángulo, es el criterio de *Nishida-Kobayashi (N-K)*.

Con la finalidad de evitar tener compresores operando con problemas asociados al fenómeno ya mencionado de *Rotating Stall*, el equipo de ingeniería ha recomendado que para el diseño del difusor, los impulsores y los canales de retorno, sean utilizados los siguientes modelos matemáticos:

- El criterio N-K
- El análisis CFD
- Modelos utilizados para las actividades de pruebas aplicadas a compresores similares.
- Modelos paramétricos utilizados para las actividades de pruebas aplicados especialmente al cuerpo de muy alta presión.

Todos los análisis mencionados arriba resultaran en evitar todos los problemas asociados a “*Rotating Stall*” tanto en las pruebas de fabrica como en el campo de operación.

C. La combinación de altas presiones y peso moleculares elevados del gas dan como resultado el manejo de un gas muy denso para los

compresores de re-inyección; en particular, para la etapa de alta presión (HP). La experiencia indica que, el diseño de la cavidad para los sellos de gas seco (DGS) tendrá que ser pesadamente influenciada por las consideraciones rotor-dinámicas. Las dimensiones axiales tendrán que ser evaluadas de acuerdo a los estándares de los suplidores, tomando en cuenta que será requerido usar sellos de gas seco similares para los dos cuerpos de compresión del tren (LP y HP). Desde el comienzo del proyecto se han realizado estudios para determinar la factibilidad y los riesgos de diseñar el tren típico de compresión aplicado al proyecto con solo dos cuerpos de compresión. Todos los estudios han demostrado que esto es posible y los riesgos asociados no afectaran el diseño propuesto.

D. Otra posible e importante causa de inestabilidad y vibraciones subsincronas pueden ser originadas por los sellos laberínticos. En la superficie anular el gas se mueve circunferencialmente. Debido a que el desplazamiento del rotor puede ser disparejo; una distribución no-simétrica de la presión, puede existir, con una fuerza resultante perpendicular al desplazamiento mismo (llamado efecto de acople cruzado). Este es un fenómeno típico de auto excitación que causa inestabilidad.

La importancia del fenómeno crece con la densidad del gas (por lo tanto con la presión) y con la ubicación de los sellos. De hecho, la vibración la cual siempre se inicia por encima de la primera velocidad crítica, tiene una frecuencia característica igual a la de la primera velocidad crítica, con la misma Figura modo.

3.10 El tren de compresión

3.10.1 Explicación corta del proceso

Siguiendo el esquema mostrado en la *Figura 30*. El gas asociado a la producción de petróleo, es separado de este a la entrada de la planta principal *KPC2*, usando para ellos separadores de líquidos (*Slug Catchers*), este gas, cuya presión es de aproximadamente 1200psi, es posteriormente deshidratado hasta alcanzar 1 ppm en volumen total de agua, utilizando para ello torres de contacto de glicol.

Posteriormente, el gas es sometido a un proceso de separación de hidrocarburos (butano y propano), los cuales serán procesados y luego bombeados a un usuario final en Rusia. Para logra esta separación el gas es introducido a un proceso de expansión utilizando Turbo-Expansores los cuales reducen la presión del gas hasta aproximadamente 600psi, siendo luego re-comprimido por los compresores de exportación hasta alcanzar una presión de 1250 psi. El gas comprimido, sigue entonces la ruta hacia la estación de re-inyección, la cual estará a una distancia de 2.5 Kms.

El gas de re-inyección con la composición físico-química mostrada en la tabla de la *Figura 31*, ingresara a las facilidades a la presión de 1200psi, pasando inicialmente por equipos de filtración y remoción de cualquier solidó o líquido y luego a los trenes de compresión donde la presión pasara de 1200 psi a la presión de re-inyección de 6650 psi.

Overall Process Scheme

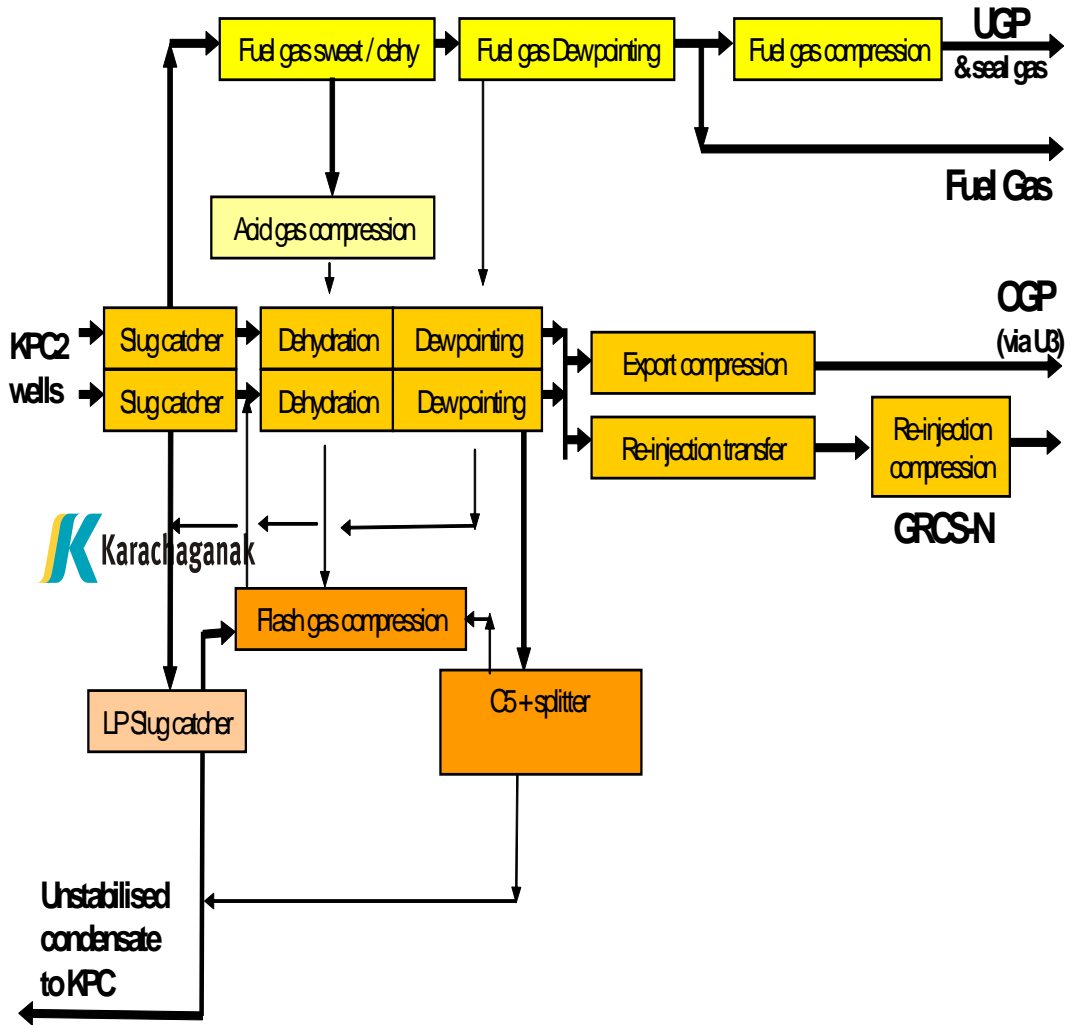


Figura 30 Esquema de Proceso

COMPONENTS(MOLE)	PEAK LIQUID WINTER 2016	PEAK ACID GAS WINTER 2031	PEAK GAS WINTER 2031	PEAK ACID GAS SUMMER 2031	PEAK GAS SUMMER 2031
H2O	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
H2S	7.1211	8.6734	7.3866	7.9031	6.7620
CO2	7.0376	8.1785	7.0782	7.8738	6.8075
Nitrogen	0.6029	0.5912	0.6111	0.6147	0.6326
Methane	75.4158	72.3780	74.5885	73.8573	75.8766
Ethane	7.4417	7.8000	7.9312	7.4581	7.5969
Propane	1.6599	1.6217	1.6996	1.5929	1.6690
i-Butane	0.1016	0.0803	0.0860	0.0802	0.0858
n-Butane	0.1395	0.1125	0.1212	0.1112	0.1197
i-Pentane	0.0207	0.0154	0.0164	0.0143	0.0152
n-Pentane	0.0159	0.0129	0.0136	0.0115	0.0122
n-Hexane	0.0114	0.0106	0.0103	0.0086	0.0083
Myclopentan	0.0014	0.0013	0.0013	0.0010	0.0010
Benzene	0.0005	0.0005	0.0005	0.0004	0.0004
Cyclohexane	0.0008	0.0008	0.0008	0.0006	0.0006
n-Heptane	0.0040	0.0038	0.0036	0.0029	0.0027
Myclohexane	0.0010	0.0010	0.0009	0.0007	0.0007
Toluene	0.0005	0.0006	0.0005	0.0004	0.0004
n-Octane	0.0016	0.0018	0.0016	0.0013	0.0011
E-Benzene	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
p-Xylene	0.0002	0.0002	0.0002	0.0001	0.0001
o-Xylene	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0000
C9*	0.0010	0.0014	0.0013	0.0008	0.0007
C10*	0.0002	0.0003	0.0002	0.0001	0.0001
C11*	0.0001	0.0001	0.0001	0.0000	0.0000
M-Mercaptan	0.0185	0.0240	0.0247	0.0209	0.0216
E-Mercaptan	0.0105	0.0174	0.0175	0.0148	0.0149
2C3Mercaptan	0.0015	0.0028	0.0025	0.0024	0.0023
nMercaptan	0.0002	0.0005	0.0004	0.0004	0.0004
t-B-Mercapta	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
nBMercaptan	0.0003	0.0007	0.0006	0.0005	0.0005
TPentanthiol	0.0000	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
COS	0.3892	0.4680	0.4001	0.4263	0.3661

Figura 31, Composición de las a ser re-inyectado

3.10.2 Selección y aplicación

El concepto principal a ser aplicado durante el proceso de selección de estas máquinas, está definido para un compresor centrífugo capaz de comprimir, por cada tren de compresión, un flujo de 2.2 BCMA de gas agrio desde una presión de succión de aproximadamente 1200 psia, hasta una presión final de compresión de aproximadamente 6650 psia.

El flujo total a ser comprimido en la estación de compresión, es de cuatro veces el flujo mencionado anteriormente, dando un total 8.8 BCMA, o lo que es igual decir, cuatro trenes de compresión con la configuración mostrada en la *Figura 32*..

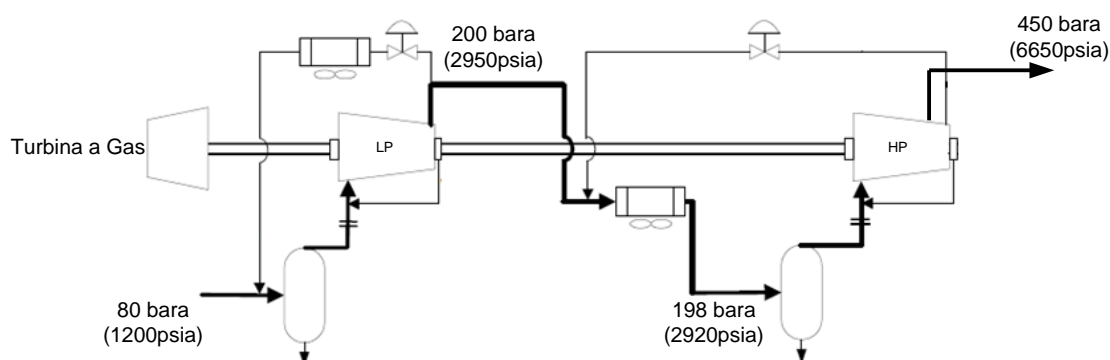


Figura 32, El Tren de Compresión

3.10.3 Comportamiento de los trenes de compresión

Para el diseño de compresores de re-inyección de gas a altas presiones, es recomendado realizar al menos dos estudios a nivel de sistemas: uno que incluya todo el sistema y el segundo enfocado al sistema de sellado del gas. El primer estudio debe concentrarse en predecir el comportamiento de los parámetros de proceso en condiciones estáticas y dinámicas, tan bien como, el comportamiento de cada componente del sistema. El objetivo de este estudio es identificar las condiciones y las tendencias de la variables en tiempo real, con la finalidad de tener una data inicial de referencia, de tal modo que los diferentes componentes de las planta de re-inyección, sean apropiadamente diseñados; incluyendo separadores, intercambiadores de calor, válvulas, tuberías y compresores.

En particular, tendencias de presión y temperatura de proceso en los separadores, permitirá la predicción de la cantidad de líquidos que se puedan formar dentro de estos componentes y el tamaño requerido para remover tales líquidos.

Otro importante resultado que se podría obtener de este estudio, es la identificación de las tendencias de la presión y los flujos durante el arranque y parada de la planta y el comportamiento del sistema anti-oleajes.

3.10.4 Pruebas de fábrica a ser aplicadas sobre los trenes de compresión

3.10.4.1 El concepto de prueba

El concepto seleccionado para las pruebas a ser aplicadas sobre las máquinas y sus componentes es el de arrancar desde componentes individuales y luego ensamblarlos en un tren completo. Este enfoque fue visualizado como una vía para mitigar problemas potenciales en el campo donde estos serian más difíciles de resolver. Cada uno de los mayores componentes seria individualmente probado en la fábrica antes de ser finalmente probados como un todo (prueba de lazos). Las pruebas de fábrica serian desarrolladas y llevadas a cabo para verificar los comportamientos mecánicos y termodinámicos, tanto con gas dulce como con gas agrio.

3.10.4.2 Prueba de los componentes

A fin de cumplir con el enfoque arriba mencionado a continuación se enumeran los componentes sobre los cuales se esperara sean aplicadas pruebas de fábrica:

- Motores eléctricos.
- Las cajas de transmisión de potencia, usadas para incrementar y velocidad desde los motores a los compresores de acuerdo a API 613.
- Los compresores centrífugos de acuerdo a API 617.
- Sistema de control.

CAPÍTULO III
MARCO METODOLÓGICO

El marco metodológico tiene como finalidad describir las estrategias, técnicas y procedimientos empleados para hallar la solución del problema planteado. Esta metodología debe reflejar la estructura lógica del proceso de investigación, desde la elección de un enfoque metodológico, hasta la forma como se van a analizar, interpretar y presentar los resultados. En esta parte de la investigación se tiene que seleccionar los procedimientos, técnicas y herramientas que puedan intervenir en el buen funcionamiento de la investigación, los cuales se consideran necesarios para llegar a la solución del problema. Al respecto, *Sabino (1992)*, comenta:

“Es aquel que debe mostrar en forma clara, organizada y precisa, como serán alcanzados cada uno de los objetivos específicos propuestos”. (Pág.48)

1. Tipo de investigación

1.1 Descriptiva

Este tipo de investigación permite conocer de forma detallada todo lo relacionado con el problema a desarrollar, mediante la descripción de las actividades, procesos y personas; luego de observar las características y factores, se procede a ordenar los resultados obtenidos.

La investigación realizada es de tipo descriptivo, debido a que el objetivo que se persigue estudiar, evaluar y proponer mejoras en el sistema compresores para la reinyección a muy altas presiones de gases agrios, del proyecto *FASE III* de la empresa *KPO*.

Se cuenta con un marco teórico donde se describen los procedimientos básicos que se deben seguir para el desarrollo del objetivo. Según la *Universidad Nacional Abierta (1997)*, explica: *“La investigación descriptiva trata de obtener información acerca del fenómeno o proceso, para describir sus implicaciones, sin interesarse mucho o muy poco en conocer el origen o causa de la situación”.* (Pág. 56)

1.2 Aplicada

En esta se apoya la solución de los problemas específicos para mejorar de alguna manera la calidad de vida de las sociedades, gracias a que esta permite dejar culminado algún evento u obra importante que se resuelva satisfactoriamente, en ella se utilizan los aportes teóricos que fundamentan la solución del problema. La investigación se considera aplicada porque con esta se ofrece una solución a la

problemática presentada en la Empresa KPO, mediante el estudio, evolución y propuesta de mejoras en el sistema de re-inyección de Gases agrios de los compresores de muy altas presiones, del proyecto *FASE III* de la empresa KPO. Con relación a lo mencionado, *Hernández y otros (1998)*, comentan:

“Es la que se realiza con la intención de buscar conocimientos con fines de aplicación inmediata a la realidad, para modificarla. Tiene como propósito presentar soluciones a problemas prácticos, más que formular teorías acerca de ellos”. (Pág. 62)

2. Diseño de investigación

2.1 Diseño de campo

Este tipo de diseño permite conocer el lugar de los hechos, es decir, donde ocurren las situaciones a estudiar, de esta manera se obtienen mayores detalles de la investigación, proporcionando estrategias para obtener resultados positivos. El diseño de campo define y delimita el problema de investigación y los diferentes aspectos que intervienen en ella, seleccionando las técnicas y recursos adecuados a la problemática que se estudia.

La investigación presenta un diseño de campo, ya que se toma la información requerida directamente de las personas que laboran en el departamento de operaciones y de mantenimiento mecánico del campo; esto se hace con la finalidad de obtener datos de importancia para una investigación segura y así recopilar más información acerca del proyecto de investigación planteado. El diseño de un estudio es la estrategia utilizada para responder una pregunta y es la base de la calidad de una investigación. De acuerdo a lo planteado, *Narvárez (2000)*, refiere:

“El diseño de campo se refiere a los métodos a emplear cuando los datos de interés se recogen directamente en la realidad, mediante el trabajo concreto del investigador y su equipo, los datos obtenidos directamente de la experiencia empírica son denominados primos, datos de primera mano; su valor radica en que permite cerciorarse de las verdaderas condiciones en que se han obtenido los datos lo cual facilita su revisión o modificación en caso de seguir dudas. (Pág. 75) ”

2.2 Diseño muestral

Para esta investigación se tomara en cuenta como población los tres compresores de re-inyección en operación, 10 personas. (5 personas del departamento de operaciones y 5 personas del departamento de mantenimiento mecánico), por ser un población muy pequeña no requiere de seleccionar una muestra. Basados en la definición de *Arias, F. (2006)*,

“la población es un conjunto finito o infinito de elementos con características comunes para los cuales serán extensivas las conclusiones de la investigación. Esta queda delimitada por el problema y por los objetivos del estudio”. (p. 81).”

3. Instrumentos

3.1 Observación directa

En esta se busca que el observador se integre en el grupo observador para participar y detallar más de cerca las diferentes situaciones que ocurren y de esta tener una mayor seguridad en los aspectos que se identifiquen con el objeto de estudio, para identificar cada hecho de acuerdo a lo que se requiere resolver; cuando el observador participa directamente en la situación estudiada ofrece la confiabilidad y credibilidad de los hechos, ya que se convierte en un integrante más de su propia investigación. A lo antes mencionado, *Sabino (1992)*, comenta:

“La observación directa puede llamarse natural cuando el investigador pertenece de hecho al conjunto humano que investiga. (Pág.68) ”.

3.2 Entrevista estructurada

Este tipo de entrevista se caracteriza por estar formadas de 10 preguntas ver anexo, las cuales constan de preguntas cerradas, con respuesta si o no, al respecto *Aranguren (1979)*, plantea:

“La entrevista estructurada se caracteriza por estar rígidamente estandarizada, replantear idénticas preguntas y en el mismo orden a cada uno de los participantes, quienes deben escoger la repuesta entre dos, tres o más alternativas que se les ofrece” (Pág.109) ”

3.3 Revisión documental

Se refiere a los diferentes medios que se utilizan con el propósito de establecer y fundamentar teóricamente las actividades investigadas. Esta se basa en el estudio y

revisión de documentos que ayudan a sustentar la información que se ha adquirido sobre el problema de estudio; es fundamental revisar diferentes bibliografías para profundizar la que ya se ha planteado y tener certeza de que se está en lo correcto. La revisión bibliográfica se caracteriza por la información que se obtienen de documentos, fuentes y referencia a lo que se puede acudir en cualquier momento, sin que se altere lo que en ella se encuentra. De acuerdo a esto, *Castro (2001)*, señala:

“Es el estudio del problema con el propósito de ampliar y profundizar el conocimiento de su naturaleza, con apoyo de trabajos previos, organización y datos divulgados por medios impresos o electrónicos” (Pág.60) ”

4. Procedimiento

Se procederá en primer lugar con una observación del fenómeno en estudio, luego se aplicará una entrevista estructurada a través de una guía de preguntas, tomando esta información; se analizará la situación presentada en la empresa *KPO*, se realizará un análisis cualitativo que describa al objeto en estudio para luego formular o establecer las soluciones pertinente recomendándola para mejorar la realidad descrita.

Se analizarán varios textos referentes al tema en estudio, realizando así un análisis documental de las bases teóricas necesarias para la presente investigación.

4.1 Análisis cualitativo

El análisis cualitativo comenzará desde el mismo momento en que se inicie la investigación hasta que termine, generando las conclusiones y las recomendaciones que se den como resultado de la misma, basándose en interpretaciones del autor o investigador. *Sabino (2002)*.

“Se refiere al que procedemos a hacer con la información de tipo verbal que, de un modo general, se ha recogido mediante fichas de uno o de otro tipo... El análisis se efectúa cotejando los datos que se refiere a un mismo aspecto y tratando de evaluar la fiabilidad de cada información. (Pág. 135). ”

4.2 Análisis cuantitativo

En los análisis efectuados a las encuestas se utilizará para reflejar con cifras, figuras en forma de tortas, los resultados obtenidos.

Carlos Sabino (1992) define el análisis cuantitativo de la siguiente manera:

"Es aquel que se efectuará naturalmente, con toda información numérica resultante de la investigación, esta luego del procesamiento sufrido, se nos presentará un conjunto de cuadros tablas, y medidas" (p. 193) "

4.3 Análisis e interpretación de datos

Los resultados esperados se obtendrán a través de la aplicación del instrumento de recolección de datos el cual está formado por una entrevista estructurada, de igual forma se utilizará los análisis estadísticos descriptivos e inferencial mostrándose primeramente en cuadros en los cuales, se identifican los indicadores en la primera columna, que son opciones de respuesta que va a seleccionar el entrevistado, en la columna del medio se localiza la frecuencia con la que se eligió cada una de las alternativas y en la última columna está ubicado el porcentaje (%), con el que se representan dichos indicadores. Al respecto, *Monterola (2007)*, contiene:

"Estos deben de estar de acuerdo con los objetivos planteados (pero no con una formulación de los objetivos) y sus coherentes con la metodología planteada, con la capacidad del grupo de investigación, con la estructura material y con los medios de los cuales se dispongan" (Pág.113) "

El análisis estadístico descriptivo es la representación de características de un conjunto de datos alcanzados a través de las conclusiones de los instrumentos recolectados mediante la entrevista, la observación y la revisión de documentos para obtener las variables tratando de identificar las diferencias que existan entre ellas, al respecto, *Sabino (2000)* cita que

"el análisis estadístico descriptivo es aquella que se encarga de analizar las características de un conjunto de datos para calcular determinados coeficientes de correlación, que permiten alcanzar conclusiones apropiadas sobre la base de los datos obtenidos" (Pág.135).

En tal sentido *Méndez (1994)* define:

"el análisis estadístico inferencial es aquel que se basa en los resultados obtenidos del análisis, con el fin de inducir o inferir el comportamiento o las características de donde proceden los datos de la investigación" (Pág.63) "

Ejemplo:

Indicadores	Frecuencia	%
SI	XX	XX
NO	XX	XX
TOTAL	XXX	XXX

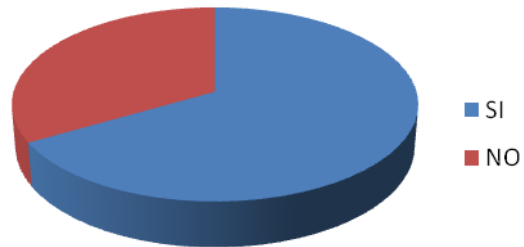


Figura 33. Representación Grafica

Análisis Estadístico Descriptivo

Se aplicará el análisis estadístico descriptivo, con el fin de obtener información relacionada con las características del fenómeno en estudio. Es decir es un tipo de estudio estadístico para obtener datos de las características del objeto al análisis.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos gracias al desarrollo de los objetivos específicos planteados en el capítulo I y a la metodología utilizada para el avance de la investigación, dándole un enfoque más amplio y detallado a la temática investigada, a fin de visualizar de forma más clara y sencilla la propuesta para solucionar la problemática ya descrita, obteniendo el resumen necesario para la culminación de la investigación de manera exitosa.

1. Descripción del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones del campo Karachaganak

Existen dos tipos generales de plantas para la re-inyección de gas:

- a) Plantas de inyección de gas ácido (AGI) *Figura 34*
- b) Plantas de inyección de gas agrio (SGI) *Figura 35*

Las plantas para la re-inyección de gas ácido (AGI), toma el gas que ha sido procesado y de donde se han removido los componentes hidrocarburos, el resultado son gases con 75% o más de sulfuro de hidrógeno (H_2S) más CO_2 . Estos gases son entonces comprimidos y re-inyectados al reservorio. Las plantas de re-inyección de gas agrio (SGI) toma corrientes de gases hidrocarburos, con alta concentración de H_2S (usualmente 25%) más CO_2 provenientes del proceso básico de separación de gases del petróleo y que han sido a su vez deshidratados, luego comprimidos y re-inyectados a los reservorios.

El comportamiento de la fase y la capacidad de mantener el agua presente en los gases agrios y ácidos son muy diferentes. Los gases ácidos tienen un largo porcentaje de moléculas polares que pueden reaccionar con las moléculas polares del agua para mantenerlas estables en la fase gaseosa. Si el gas saturado en agua es presurizado por encima de la región de fase densa, la capacidad de mantener el agua mejora más aun. Como resultado, es comúnmente posible formar una segunda fase rica en agua después de hacer la transición a la fase densa. Por otro lado, los gases agrios tienen un porcentaje muy bajo de moléculas polares y no pueden mantener tanta agua. Aun después de la transición a la fase densa, el agua puede precipitar (liquida) si el gas es enfriado suficientemente. En plantas de gases agrios la mayor preocupación para el diseño, es el agua; esto es porque existirían muchos problemas, si en algún momento de operación inadecuada de la planta (operando a su temperatura más fría), entrara

una corriente de gas muy húmedo que este por encima de la temperatura del punto de goteo. La planta de re-inyección de gases en el campo *Karachaganak* de Kazajistán, es una planta de re-inyección de gases agrios.

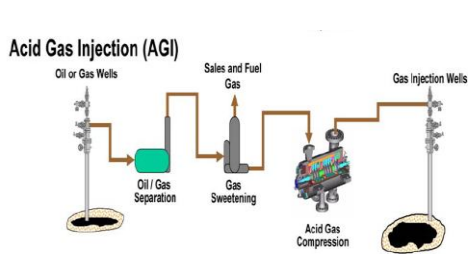


Figura 34

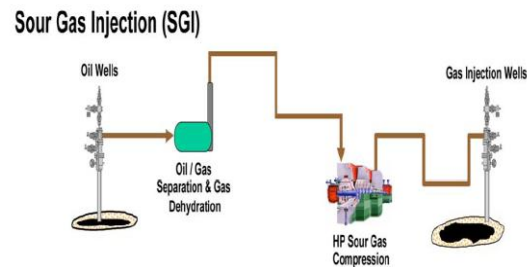


Figura 35

1.1 Componentes del sistema de re-inyección

1.1.1 Sistema de compresión

El sistema de re-inyección de gas agrio de la Fase II, ubicadas en el campo *Karachaganak*, esta conformada por tres trenes de compresión, cada uno de estos, con tres etapas de compresión identificadas como de baja presión (LP), presión Media (MP) y alta presión (HP). Estos, son compresores centrífugos de carcasas verticalmente separadas y múltiples impulsores, los cuales son distribuidos internamente para lograr la compresión del gas desde una presión de succión de 70 baresa (1029 psia), hasta una presión de 550 baresa (8085 psia). El incremento de presión por etapas se logra de la siguiente forma; el compresor de baja presión (LP), succiona el gas a 70baresa (1029 psia) y lo descarga a 223baresa (3278psia), luego este gas es enfriado a través de intercambiadores de calor de ventilación forzada, luego es dirigido hacia la segunda etapa (presión media, MP) de compresión donde el gas es succionado a aproximadamente 221baresa (3249 psia) y descargado a 372 baresa (5468 psia), al dejar esta etapa de compresión es nuevamente enfriado para luego ser finalmente introducido dentro de la tercera y ultima etapa de compresión conocida como compresor de alta presión (HP) de donde sale a 550 baresa (8085 psia).

Estos trenes de compresión fueron suministrados por la empresa *General Electric Nuovo Pignone* (fgura 36) y sus modelos son los siguientes:

- Compresor de baja presión: BCL 405/B ,

- Compresor de media presión: BCL 304/C y
- Compresor de alta presión: BCL 304/D

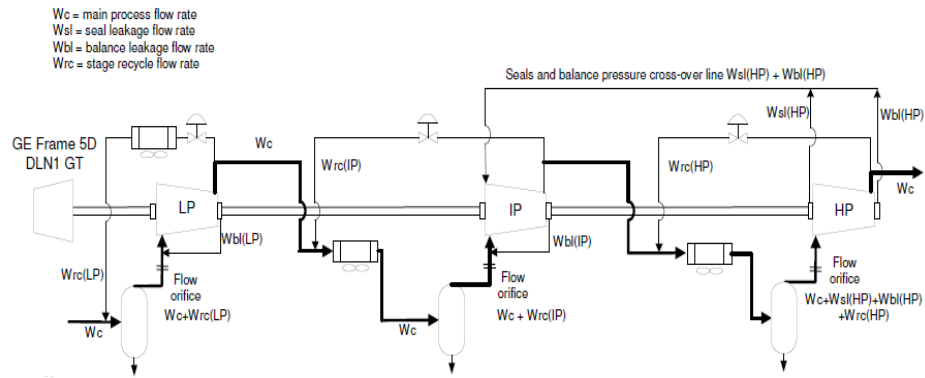


Figura 36 El tren de compresión instalado en el campo Karachaganak

Con la finalidad de alcanzar las velocidades de giro de los ejes de los compresores necesarias para liberar la suficiente energía cinética dentro de los mismo, para luego ser convertida en energía de presión, cada uno de los trenes tienen instalados entre la turbina y los compresores, cajas de engranaje para la transmisión de potencia y movimiento adecuadamente dimensionadas para manejar las capacidades o potencias mencionadas anteriormente.

Cada uno de los trenes de compresión está instalado separadamente en edificios, estos edificios, llamados casas de compresores, cuentan con todas las protecciones y facilidades especificadas para este tipo de aplicaciones. Estos están equipados con sistema de calefacción y aire acondicionado que permite mantener una temperatura constante y una presión adecuada, de tal forma que cualquier liberación de energía, producto de fugas de gases o incendios, sea contenida dentro de los mismos sin afectar el exterior. De igual forma provee protección contra cualquier evento indeseado que pudiese ocurrir en el exterior.

1.2.1 Sistema de lubricación

El sistema de lubricación de cada tren de compresión esta conformado por un paquete independiente de bombas, filtros, un tanque de aceite lubricante, un intercambiador de calor que permite el enfriamiento del aceite lubricante ubicado en la parte externa de la casa de compresores y sistema de tuberías para la inyección del aceite y de retorno.

El sistema además, está conformado por los cojinetes localizados en ambos extremos de los ejes de los compresores y de las turbinas a gas. Estos cojinetes son del tipo radial y de empuje, usualmente del tipo liso con lubricación forzada, ellos están localizados en la parte externa de la carcasa del compresor.

Generalmente, el cojinete de empuje es instalados en la parte externa de los cojinetes radiales y opuestos al acople. Este arreglo busca reducir la distancia central, mejorando así, el comportamiento a esfuerzos de flexión de los ejes de los compresores.

Para una maquina que forma parte de un tren de compresión de varias etapas de compresión y que por consiguiente requiere de mas de un acople, la solución descrita arriba, resultaría en tener un eje cargado en un extremo por el efecto del acople y peso del cojinete de empuje, posiblemente ocasionando así, problemas para manejar los efectos de flexión antes mencionado. Esto es debido a que las masas concentradas fuera del cojinete radial producen una frecuencia critica secundaria. Para evitar este problema, los cojinetes de empuje deberán ser montados en la parte interna del cojinete radial.

El aceite lubricante es presurizado desde el paquete de lubricación a través de las bombas las cuales están dispuestas en una configuración, $n+1$, es decir si una de ellas presentara una falla, otra tomaría su lugar sin permitir una despresurización del aceite en el sistema de tuberías de inyección de aceite lubricante. El aceite después de ser bombeado requiere ser filtrado para garantizar de esta forma, la integridad de los cojinetes. Una vez que el aceite lubricante es filtrado, es entonces enfriado por el intercambiador de calor del sistema de lubricación y transferidos hacia los cojinetes. El aceite lubricante introducido dentro de los cojinetes cumple dos funciones. Por un lado, evita el contacto entre materiales al crear una película muy fina entre las partes rotativas y estáticas y al mismo tiempo recoge el calor generado por el efecto del rozamiento entre las partes, permitiendo que esta sección opere a temperaturas adecuadas.

Los intercambiadores de calor utilizado en los trenes de compresión, requieren de una protección ambiental debido a las bajas temperaturas que el campo *Karachaganak* experimenta durante el invierno (-44°C), para ello son dispuestos

sistemas de calefacción proveído por cabinas confinadas en donde el aire impulsado por los ventiladores es previamente calentado hasta temperaturas determinadas y recirculado en un circuito cerrado dentro de la cabina de calefacción.

1.2.2 Cojinetes radiales

Muchos compresores están equipados con cojinetes de zapatas. Estos lucen como los más adecuados para resistir cualquier acción de desbalance producido por la película de aceite. Su selección es determinada por estudios computarizados sobre el efecto de las frecuencias de vibración del eje. El material base para la mayoría de estos cojinetes es acero al carbono y las zapatas son recubiertas con un metal mas blando conocido con el nombre de *Babbitt* el cual resulta de una combinación de estaño con otros metales; este metal es aplicado usando técnicas de casting centrifugado.

1.2.3 Cojinetes de empuje

Los cojinetes de empuje usados en muchos de los compresores son también del tipo zapata, instalados con soportes para una mejor e igual distribución de las cargas impuestas sobre los ejes de los compresores (*Figura 21*). Las zapatas actúan sobre un collar, el cual es hidráulicamente instalado sobre el eje. A pesar de que los compresores, son generalmente diseñados para rodar con empuje positivo, las zapatas son del tipo de doble acción, capaces de soportar cualquier empuje negativo causado por condiciones extraordinarias de operación de los compresores (arranques, operación inestable, etc).

Fuera del cojinete, se provee de un anillo con un orificio para controlar el flujo de aceite lubricante. Típicamente la velocidad de giro de estos collares no deberá exceder 190 m/s y las cargas sobre cada cojinete no deberán estar sobre el 50% del límite máximo impuesto por el fabricante. Estos parámetros son típicos y adoptados para una apropiada selección de estos importantes elementos.

1.2.4 Sistema de sellado

El sistema de sellado de los compresores existentes esta conformado por los sellos de gas seco dispuestos para no permitir fugas de gas entre el eje en rotación y la carcasa de cada compresor (sellos en arreglo triple), el sistema de gas de sellado

primario y secundario, el sistema de gas de sellado terciario y los sellos de barrera con sus respectivo sistema de gas de sellado, conocido como gas de barrera.

1.2.4.1 Los sellos:

El sistema de sellado de los compresores actualmente en operación en el campo *Karachaganak*, fue diseñado por la empresa John Crane y suministrado a la empresa *General Electric Nuovo Pignone* para su adaptación a los trenes de compresión. Los sellos de gas seco, son del modelo John Crane en configuración triple y cada carcasa de compresión (LP, MP, HP) requiere la instalación de dos de estos (*figura 37*) En total por cada tren de compresión existen instalados seis sellos, que al ser multiplicado por tres trenes de compresión, suma un total de dieciocho (18) sellos en operación.

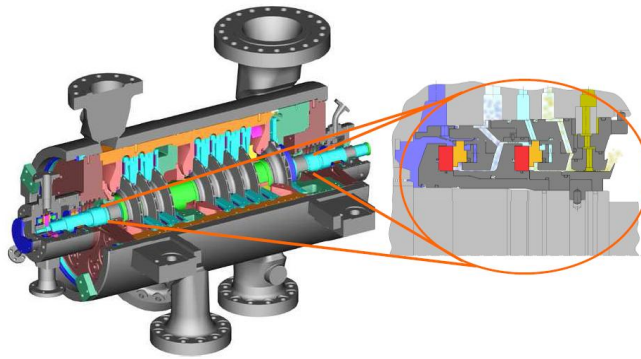


Figura 37 Sellos de gas secos dentro de un compresor

1.2.4.2 El sistema de sellado primario y secundario

En la *figura 38*, El gas utilizado como gas de sellado primario, es tomado desde la descarga de los compresores, es decir, el mismo gas de compresión, es utilizado como gas de sellado primario. Este gas como se ha descrito anteriormente, es agrio y con alto contenido de impurezas; entre ellos es importante mencionar, partículas sólidas de polvo negro (sulfuro de hierro), formado por la reacción química del azufre húmedo en contacto con las paredes internas de las tuberías de acero al carbono utilizadas en los sistemas aguas arriba de la estación de compresión.

Una porción del gas a la descarga (550 baresa) de los compresores es tomada y enviada a los sellos, pasando previamente por un sistema de control de presión, donde la presión es reducida a la presión hasta 70 baresa para el compresor de baja presión (LP), 221 baresa para el de presión media y 371 baresa para el de presión alta (HP),

luego el gas es introducido a un sistema de filtración diseñados para reducir la cantidad de partículas sólidas que puedan ingresar a las caras de sellado. La capacidad de filtración de estos filtros es de 99.9% de partículas con tamaños por encima de 3 micrones presentes en el gas de sellado primario. Después de haber pasado por estos filtros, el gas de sellado primario es introducido dentro de los sellos. 50% de este gas es transferido al compresor a través de los sellos laberínticos dispuestos entre el eje y la carcasa de compresión y el otro 50% se introduce entre las caras de sellado para luego servir de gas de sellado de los sellos secundario, de donde es reducida su presión al pasar por las caras de sellado, hasta una presión atmosférica y luego ser venteado a la atmosfera no sin antes ser quemado a través de mechero (flare) de la estación.

1.2.4.3 El sistema de sellado terciario

Para lograr un sellado seguro del gas de compresión en compresores con sellos en arreglo triple, otra corriente de gas es introducida al sistema de sellado. En este caso nitrógeno es utilizado con la finalidad de evitar que el gas agrio utilizado en los sellos primarios y secundarios, se puedan liberar a la atmosfera. El nitrógeno es suministrado desde una fuente externa a la presión adecuada siempre mas alta que presión atmosférica a la cual se encuentra el gas agrio después de de haber pasado por las caras del sello secundario. Luego en la línea de venteo se mezclan para luego ser venteados. Este nitrógeno posee una pureza de 95% con 5% de Oxígeno.

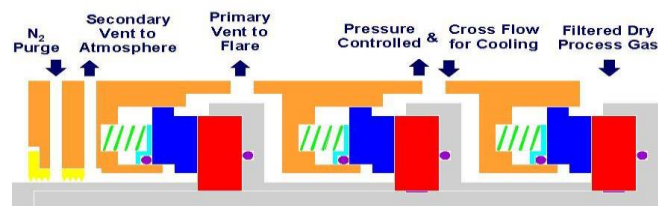


Figura 38 Sello de gas seco

1.2.4.4 Los sellos de barrera y el sistema de sellado de barrera

Los sellos de gas seco instalados en compresores centrífugos usan un sello de separación en los cojinetes como sellos de barrera. El propósito de los sellos de barrera es el de prevenir la migración de aceite lubricante desde el eje hacia los sello

de gas seco. Estos sellos también previenen que cualquier fuga de gas desde los sellos de gas seco pueda ingresar a las cavidades de los cojinetes. Los sellos de barrera son también conocidos como sellos de separación o sellos terciarios

Los sellos de separación usados en compresores centrífugos están básicamente formados por dos anillos de carbón insertados en cartuchos metálicos y camisas rotativas. Para lograr el sellado se requiere la inyección de gas nitrógeno entre los anillos de carbón como se muestra en al *figura 39*.

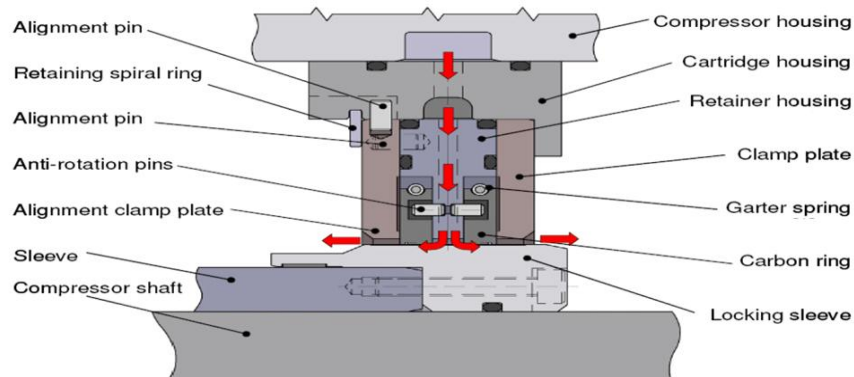


Figura 39 Sello de Barrera

1.2.5 Elementos conductores de los trenes de compresión

Cada uno de los trenes de compresión es conducido por una turbina a gas suplida por la empresa *General Electric Nuovo Pignone*, su modelo es MS 5442 y consta de dos ejes. Esta turbina tiene la capacidad de entregar una potencia neta de 32.6MW a condiciones ISO, sin embargo es importante señalar, que debido a las condiciones ambientales del campo *Karachaganak* durante el verano (44 °C), esta turbina solo puede entregar 27MW.

La potencia absorbida por el eje de cada uno de los trenes de compresión es de 26.5MW y el flujo volumétrico manejado es de 2.2 BCMA de gas agrio con peso molecular igual 21.5, (8.5% H₂S y 10%CO₂).

Las principales bondades en el uso de esta turbo maquina son las siguientes:

- Han sido muy bien probadas en la aplicación.
- Han demostrado ser muy robustas en su desempeño.
- Representa la mejor opción en frente de limitaciones en la disponibilidad de de energía eléctrica.

Como se ha mencionado, la temperatura ambiental máxima durante los periodos de verano en el campo *Karachaganak* alcanza los 44°C (Temperatura del Bulbo Húmedo), pero esto solo sucede durante la parte mas caliente del día (mediodía y parte de la tarde). La temperatura del ambiente de 32°C, fue usada para la selección de las mismas en servicio como conductores mecánicos de los compresores. Para las turbinas a gas en este servicio, una reducción en su desempeño durante los periodos más calientes del día podría ser tolerado por cortos periodos de tiempo, con la expectativa de que cualquier pérdida de producción podría ser recuperada durante las noches, las cuales tienden a ser mas frías.

Para aplicaciones costa adentro como este caso, el diseño de turbinas a gas de 2 ejes (turbinas de potencia libre), son convenientes debido a su inherente flexibilidad (extensa rango de potencias versus variaciones de las velocidades de operación). En términos generales, la potencia de las turbinas a gas en aplicaciones industriales son determinadas de acuerdo a la relación de la presión de succión del compresor de aire, temperatura de la combustión interna y la metalurgia que las turbinas de gas de aplicación aero-derivativa, con comparable potencia de salida.

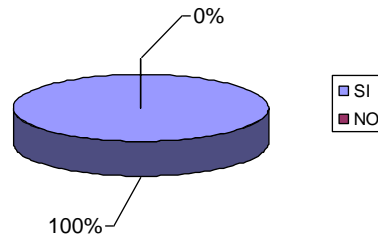
Las turbinas a gas de aplicación industrial son también mucho más tolerantes de las variaciones en la calidad y la composición del combustible usado y sus respectivos variables *Índice Wobbe*. Esto es particularmente importante para aplicaciones donde las emisiones de gases a la atmosfera son una preocupación y donde deben ser considerados, combustores que cumplan los requerimientos ambientales de *Dry Low Emissions*, requeridos para satisfacer actuales o futuras legislaciones aplicadas a las emisiones. Las turbinas a gas de aplicación aero-derivativa son mejores para aplicaciones donde el espacio y el peso son limitados, tales como plataformas costa afuera.

2. Evaluación de las fallas del sistema de re-inyección de gases agrios

Cuadro 1. ¿Los Compresores de re-inyección ubicados en el campo *Karachaganak* presentan muy baja disponibilidad, debido a su incapacidad de manejar cambios en flujo y presiones desde las facilidades de producción?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

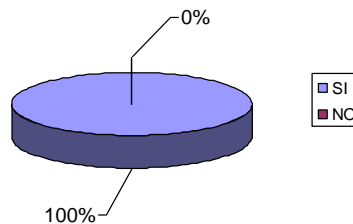


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que los Compresores de re-inyección ubicados en el campo *Karachaganak* presentan muy baja disponibilidad, debido a su incapacidad de manejar cambios en flujo y presiones desde las facilidades de producción.

Cuadro 2. ¿Utilizando tecnologías que permitan ajustar el desempeño del compresor (velocidad variable) de acuerdo a las características del fluido comprimido, permitiría disminuir la frecuencia de paradas inesperadas?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

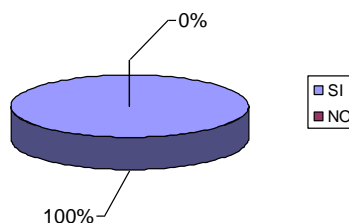


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que utilizando tecnologías que permitan ajustar el desempeño del compresor (velocidad variable) de acuerdo a las características del fluido comprimido, permitiría disminuir la frecuencia de paradas inesperadas.

Cuadro 3. ¿La frecuencia de fallas que presenta el sistema de re-inyección de gases agrios del campo *Karachaganak* se debe a desperfectos del diseño original?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

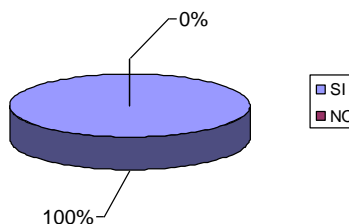


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que la frecuencia de fallas que presenta el sistema de re-inyección de gases agrios del campo *Karachaganak* se debe a desperfectos del diseño original

Cuadro 4. ¿Aparte del sistema de control de velocidad de los compresores, es el sistema de sellado de los ejes de los compresores de re-inyección la causa principal de la pobre disponibilidad que estos han mostrado desde su puesta en marcha en el año 2005?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.



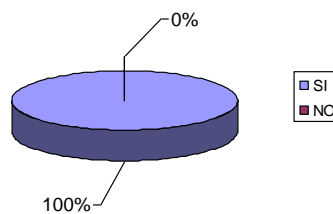
Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que aparte del sistema de control de velocidad de los compresores, es el sistema de sellado de los ejes de los

compresores de re-inyección la causa principal de la pobre disponibilidad que estos han mostrado desde su puesta en marcha en el año 2005.

Cuadro 5. ¿Cree Ud. que la causa raíz del problema en el sistema de sellado esta relacionada a la calidad del gas usado para la función de sellado?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

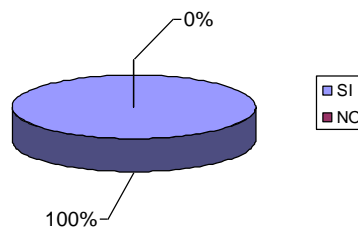


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que creen que la causa raíz del problema en el sistema de sellado esta relacionada a la calidad del gas usado para la función de sellado.

Cuadro 6. ¿Cree Ud. que aplicando un apropiado proceso de condicionamiento del gas utilizado como gas de sellado, mejoraría el desempeño de los sellos secos de gas?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

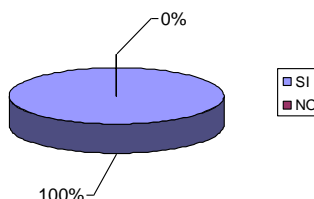


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que creen que aplicando un apropiado proceso de condicionamiento del gas utilizado como gas de sellado, mejoraría el desempeño de los sellos secos de gas.

Cuadro 7. ¿Las fallas del sistema de sellado están asociadas en si a una pobre calidad de los materiales utilizados para la fabricación de los sellos de gas seco?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

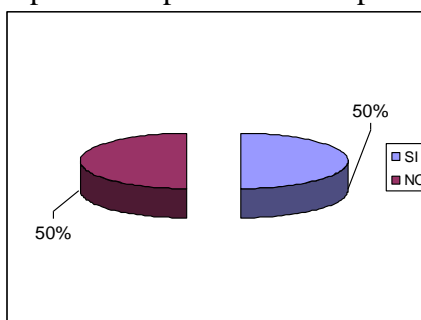


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que las fallas del sistema de sellado están asociadas en si a una pobre calidad de los materiales utilizados para la fabricación de los sellos de gas seco

Cuadro 8. ¿Si se cambian los sellos secos en arreglos triples que actualmente están instalados en estos compresores por los de arreglo Tándem. Cree Ud. Que el sistema dejará de fallar?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	5	50
NO	5	50
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

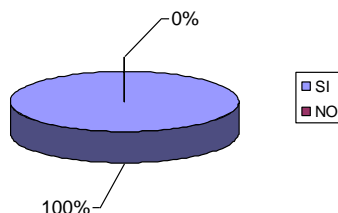


Se observa que el 50 % de los encuestados manifestaron que si se cambian los sellos secos en arreglos triples que actualmente están instalados en estos compresores por los de arreglo Tándem, el sistema dejará de fallar, el otro 50% de los encuestados cree que las fallas no estén relacionas al tipo de sello.

Cuadro 9. ¿Cree Ud. que si el gas agrios de compresión usado actualmente como gas de sellado es cambiado por otro gas, eliminaría las fallas en el sistema?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.

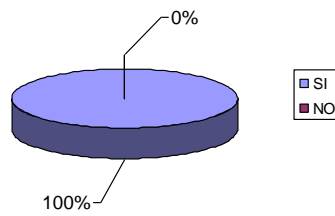


Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que si creen que los gases agrios de compresión usado actualmente como gas de sellado es cambiado por otro gas, eliminará las fallas en el sistema.

Cuadro 10. ¿Ud. Cree que aplicando cambios en los sistemas antes mencionados, se podría mejorar la disponibilidad total de la planta y tanto la producción de petróleo como la re-inyección de gas agrio?

Indicadores	Frecuencia	%
SI	10	100
NO	0	0
TOTAL	10	100

Fuente: Cuestionario aplicado al personal del departamento de Mecánica.



Se observa que el 100 % de los encuestados manifestaron que si creen que aplicando cambios en los sistemas antes mencionados, se podría mejorar la disponibilidad total de la planta y tanto la producción de petróleo como la reinyección de gas agrio

**CAPÍTULO V
PROPUESTAS**

En este capítulo se desarrolla la propuesta, estableciendo todos los parámetros de análisis, diseño y conceptualización basados en las teorías contenidas en el marco conceptual y los resultados de la recopilación de datos, que dieron origen a la solución factible.

1. Desarrollo de las propuestas

En esta sección, técnicamente se desarrollaran las propuestas que el investigador ha considerado para la mitigación de las fallas del sistema de re-inyección de gas agrio que actualmente esta en operación el campo *Karachaganak*, lo cual permitirá la optimización y mejoramiento de los nuevos compresores de re-inyección incluidos dentro del alcance de la nueva etapa de desarrollo del campo.

1.1 Propuesta 1: -Motores eléctricos como conductores de los nuevos compresores de re-inyección, en lugar de turbinas a gas-

De acuerdo a las respuestas obtenidas de la pregunta 1 y 2 del cuarto capítulo, una de las principales razones, por la cual los compresores de re-inyección de gases agrios en servicio en el campo *Karachaganak*, han presentado una baja disponibilidad, ha sido debido a la deficiente capacidad que las turbinas a gas, usadas como elementos conductores, muestran en frente de los cambios repentinos que repetitivamente ocurren sobre las variables operacionales de los compresores; tales como:

- cambios en las velocidades de los compresores,
- cambios en la composición del gas de proceso,
- condiciones inestables de operación de las facilidades principales, etc.

Para conducir los nuevos trenes de compresión se propone por cada tren, el uso de un motor eléctrico con sistema de velocidad variable y doble eje, cada uno de estos transmitiendo la potencia a ambos lados del motor, como se muestra en la *figura 40*,

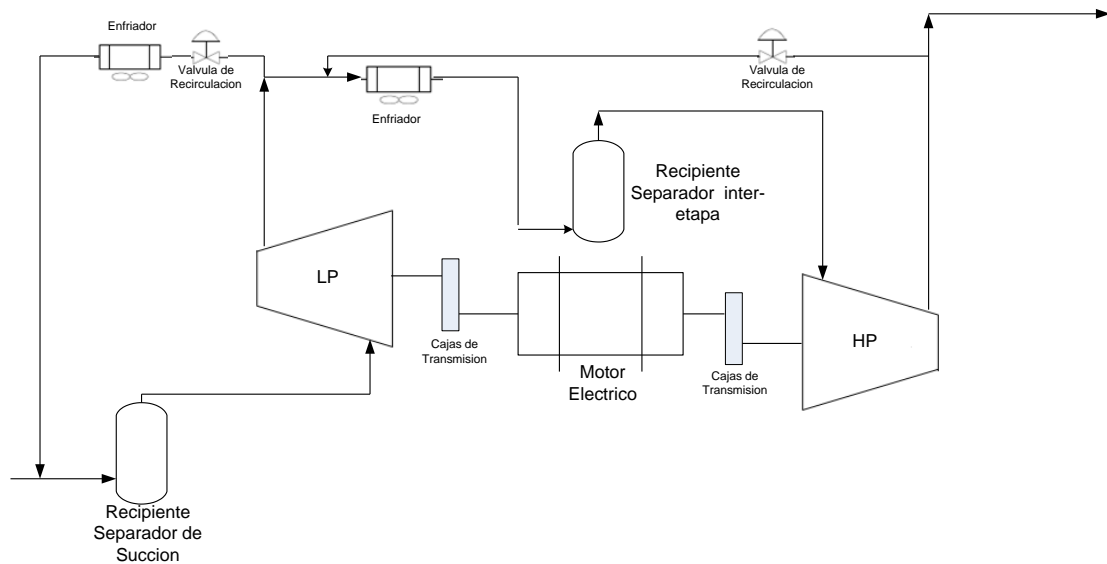


Figura 40, Motor eléctrico de dos ejes para conducir los nuevos compresores de re-inyección

Esta configuración, pre-definida con la ayuda de *General Electric Nuovo Pignone*, estaría conformada por:

- Un motor eléctrico de velocidad variable y de aproximadamente 28MW, con doble eje a los extremos.
- Dos etapas de compresión definidas como compresor de baja presión (LP) y compresor de alta presión (HP).
- Compresores con rotores de etapas múltiples del tipo barril o de carcasas verticalmente separadas.
- Cajas multiplicadoras de velocidad por eje de transmisión de potencia.
- Sistema de lubricación separado, en un skid independiente.

Es importante, sin embargo señalar, que hasta ahora todos los compresores de re-inyección de gases instalados alrededor del mundo, han sido y son actualmente conducidos por turbinas a gas, generalmente motivado a la ubicación remota de las estaciones de compresión, así como también, por las conveniencia económica al no requerirse la generación de energía eléctrica necesaria, para por ejemplo, usar motores eléctricos como conductores de estos tipos de compresores.

Las turbinas a gas presentan un complejo sistema de control e instrumentación para funcionar, lo que conlleva generalmente a usar extensivos planes de mantenimiento a fin de evitar paradas inesperadas debidas a fallas de cualquier

elemento del sistema. Esto convierte este equipo en muy dependiente de otros subsistemas, por lo que su confiabilidad y cálculos de disponibilidad se ven ambos comprometidos por tales elementos, convirtiendo a las turbinas a gas en equipos con altos y constantes requerimientos de intervenciones humanas, lo cual tiene su impacto, en el caso de los compresores de re-inyección de gases agrios, sobre la integridad física del personal necesario para realizar las tareas de mantenimiento.

Las turbinas a gas adicionalmente, están conformadas por otros sistemas vitales para su operación, estos están referidos al sistema de lubricación necesaria para la rotación del eje de la turbina, el sistema de alimentación de aire y el sistema de combustible para la combustión interna, el sistema escape de gases de la combustión a la atmosfera, etc. Todos estos sistemas hacen de la turbina a gas un equipo de dimensiones exuberantes, requiriendo para su instalación, de un espacio físico considerablemente grande, además de tiempos largos para efectuar las tareas relacionadas al transporte, instalación, commissioning y puesta en marcha final.

Informaciones estadística del campo *Karachaganak*, ha demostrado que uno de principales motivos por los cuales el sistema re-inyección de gases agrios ha mostrado en lo últimos cuatro años de operación una baja disponibilidad, ha sido motivado a fallas en los elementos conductores (turbinas a gas). Los problemas han estado siempre asociados a deficiencias o fallas en la instrumentación de la misma y otros elementos. La *figura 41*, muestra un resumen grafico de las principales causas de fallas de los compresores de re-inyección en los últimos años.

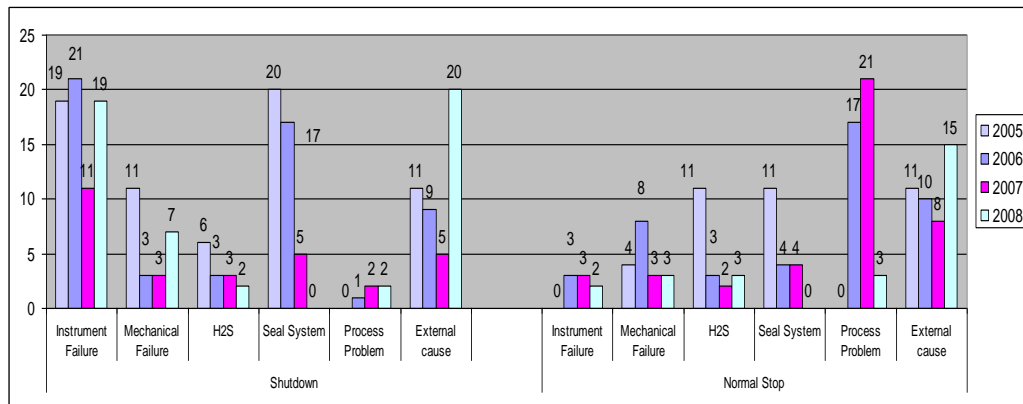


Figura 41 Resumen de Fallas

Los compresores de re-inyección de gas agrio también presentan un problema en su operación motivado básicamente, a las variaciones en presión y flujo que el gas

de proceso presenta constantemente. Las turbinas a gas son turbo máquinas que ofrecen la posibilidad de producir variaciones en su velocidad permitiendo un variado rango de operación, sin embargo, el rango de variación de las velocidades, posee un límite marcado por las emisiones a la atmosfera de monóxido de carbono, la cual se ve incrementada hasta niveles inaceptables y que han conllevado a penalizaciones. Esto sucede cuando la velocidad de giro del eje de la turbina, no se corresponde con un nivel mínimo adecuado de generación de potencia mecánica, producido por una inadecuada combustión del gas dentro del equipo. Este problema afecta directamente la posibilidad de operar en modo automático el sistema de balanceo de las cargas de cada tren de compresión, incrementando así, la intervención de los operadores sobre los compresores.

Por otro lado, como ha sido ya mencionado, durante los periodos mas calientes del año (verano), la temperatura del aire en esta región de *Kazakhstan* alcanza los 44°C durante los picos mas caliente del día. Las turbinas a gas del campo *Karachaganak* son del modelo *General Electric Nuovo Pignone MS 5442*, estas turbo-maquinarías son del tipo ejes múltiples y de aplicación industrial, capaces de entregar una potencia neta de hasta 32.6 MW en condiciones ISO (15°C); sin embargo, a la temperatura del aire arriba señalada, solo puede ser entregada una potencia neta de 25.73MW. Para equipos de este tipo operando en el campo *Karachaganak*, la temperatura promedia durante el verano (considerando las noches), es de 32°C, siendo 27.05MW la potencia neta promedia disponible desde las turbinas a gas durante estos periodos; no obstante, es importante señalar, que durante los mediodías y parte de las tardes de estas temporadas, cuando la temperatura del aire alcanza sus niveles mas calientes (44°C), los operadores de los compresores, se ven forzados a bajar la capacidad de compresión hasta niveles donde la potencia requerida por los compresores este por debajo de la potencia máxima disponible desde las turbinas a gas. Generalmente se corresponde con un 15% por debajo del óptimo punto de operación.

1.1.1 Sistema de conducción con velocidad variable

La potencia requerida por cada tren de compresión es de aproximadamente 28 MW. El método normalmente usado para calcular la potencia máxima a ser instalada

en un tren de compresión (potencia máxima de elementos conductores), se basa en la norma API 617, esta norma incluye una tolerancia en potencia de 4% por pérdidas debido a la caja de transmisión de potencia del 2% más 10% de factor de servicio para manejar condiciones estándares de degradación interna del compresor, así como también; permitir el manejo sobre condiciones indeseada e inesperadas de los compresores y el efecto de desgaste tanto en el elemento conductor, como en el conducido.

Los sistemas de conducción con motores eléctricos usando sistemas de velocidad variable, están compuestos por tres elementos básicos, estos son; el transformador convertidor, el convertidor y el motor eléctrico. El transformador del convertidor convierte el suministro normal de corriente de tres fases y 50 Hz en un suministro de corriente multipolar (de 6 o 12 polos), a un apropiado voltaje y suministrado posteriormente al convertidor. El convertidor, cambia esta corriente, AC de 50Hz, 6 o 12 polos, primeramente en corriente DC, y luego en corriente AC con frecuencia variable, lo cual es finalmente suministrado al motor síncrono, para el cual la velocidad será dictada por la frecuencia aplicada. Las consideraciones técnicas relacionadas a cada uno de estos componentes serán discutidas a continuación.

1.1.2 Transformadores convertidores

Mientras que los transformadores normales de corriente de tres fases son relativamente simples y excepcionalmente confiables, los transformadores convertidores, traen consigo requerimientos especiales, los cuales necesitan ser tomadas en consideración como parte de una estrategia para su adquisición.

Los transformadores convertidores son elementos complejos con numerosas interconexiones, las cuales son sometidas a voltajes y corrientes no senoidales, imponiendo voltajes adicionales de estrés, estrés magnético y un importante incremento en su temperatura. Un componente DC generalmente existe para introducir ambos, calentamiento y efecto electrolítico.

Se debe tener también cuidado en la realización de varias interconexiones dentro del transformador para asegurar que se eviten altos e inaceptables voltajes entre los conductores adyacentes.

Es muy importante resaltar que en los transformadores convertidores, a pesar de ser muy remota la posibilidad, las consecuencias de las fallas pueden ser muy significantes. Estos no podrían ser reparados en el sitio donde operan y deben ser transportados a un taller apropiado, pudiendo resultar en un MTTR de aproximadamente hasta seis meses.

Para minimizar este riesgo, sería deseable aplicar un “aseguramiento del diseño” (metodología para diseñar estos transformadores). Esto trae consigo una confirmación independiente de ingeniería, sobre la adecuación del diseño de los transformadores desde un consultor experto en transformadores.

En el caso de tener una numerosa cantidad de transformadores convertidores, se recomienda que estos sean diseñados de forma similar para que puedan utilizar equipos de repuestos semejantes o en todo caso minimizar la cantidad de equipos en espera o repuesto capitales. Debido a que las conexiones de los transformadores convertidores son deliberadamente hechas en configuraciones diferentes para reducir el nivel de corrientes armónicas, una provisión adecuada para la configuración de estas conexiones en el sitio de instalación final, será también necesaria de incorporar.

1.1.3 Convertidores

Convertidores en grandes sistemas de variación de velocidad son ahora muy confiables, con un MTBF típico de 2 años y un MTTR menor a 24 horas. Los componentes electrónicos se han usados en todo el mundo para grandes sistemas de transmisión de potencia AC/DC y han sido muy bien probados. Los circuitos de control para grandes sistemas de variación de velocidad son los mismos utilizados para los pequeños sistemas, los cuales son comúnmente usados en la industria y operacionalmente confiables. Un sistema de autodiagnóstico, normalmente habilita una identificación rápida y el reemplazo de tarjetas circuitos, en el usualmente improbable evento de que estos fallen.

Los primeros grandes sistemas de variación de velocidad, incorporaron un diseño muy pobre en el sistema de enfriamiento con agua, incorporando además, conexiones y tubos de plástico de muy baja integridad, los cuales significativamente afectaron la integridad general de la unidad. Estas deficiencias, ha sido ahora reconocida y corregida, no representando en general nunca mas una preocupación.

Igualmente será necesario tomar en cuenta un soporte técnico permanente y especializado desde los fabricantes de estos equipos como beneficio para un aseguramiento agregado.

Otras consideraciones deben ser dadas a la incorporación de un Modem dentro de cada unidad, para facilitar el monitoreo remoto desde las oficinas del suplidor y poder diagnosticar cualquier falla fuera de lo común y de esta forma, evitar largos periodos de espera por asesoramiento técnico.

1.1.4 Motores

Típicamente, los motores usados para aplicaciones con sistemas de velocidad variable son motores síncronos con una forma de construcción casi idéntica a la usada en los generadores de potencia, los cuales han sido fabricados en grandes tamaños por muchos años y muy bien probados en la industria del petróleo y el gas.

A pesar de esto, deberá ser tomado en cuenta, un cuidado especial en el diseño de los motores síncronos para aplicaciones en sistemas de variación de velocidad, para mitigar así, el efecto de las corrientes armónicas invariablemente presentes en la salida del convertidor, pudiendo inducir un sobrecalentamiento de los polos y los amortiguadores del embobinado, además de vibraciones de conductores en embobinado, etc.

Las corrientes armónicas en el embobinado de estos motores también conllevan a la formación de torques armónicos, los cuales necesitan ser tomados en cuenta en el análisis torsional del tren de compresión, que deberá ser realizado, o por el suplidor del tren de compresión o por el suplidor del motor.

Adicionalmente, los motores o generadores síncronos normalmente operan a 3000 o 3600 rpm. Si el sistema de variación de velocidad es diseñado para operar a una velocidad significativamente diferente, medidas apropiadas para dar con la solución de problemas de vibraciones o cualquier otro problema debido a la incrementada velocidad, deberán ser consideradas.

Es importante que todas las medidas para la mitigación de los problemas mencionados, sean discutidas tempranamente con el suplidor de los trenes de compresión para encontrar las soluciones y aplicarlas con tiempo.

A la presente fecha, la experiencia con motores síncronos como parte de un sistema de variación de velocidad, con potencia entre 40 y 50MW ha sido positiva.

Modos de falla probables incluyen el embobinado del estator, rotor y los cojinetes. La reparación del embobinado del estator y el re-emplazo de los cojinetes pueden ser llevados a cabo en el sitio donde estos operan y en un relativamente corto periodo de tiempo. Por otro lado, la reparación del rotor, requeriría de especialistas expertos y equipos, lo cual invariablemente, trae consigo el traslado del equipo al taller del fabricante u otro. Por esta razón, será necesario tomar en cuenta, la adquisición de un rotor completo y mantenerlo bajo condiciones apropiadas de preservación y listo para ser instalado, en caso de fallas de cualquiera de los que estén en operación.

Para aplicaciones de compresión de gases, el encerramiento o aislamiento de los motores deberá ser normalmente la EExp (presurizado). Esto es requerido para evitar la posibilidad de que el gas desde el área de los compresores, ingrese al interior de los motores, resultando en una explosión interna.

La metodología EExp envuelve la provisión de un purgado antes del arranque seguido de una presurización continua de aire desde el sistema de aire de instrumento o equivalente o desde un soplador dedicado al suministro de aire de baja presión. Las cantidades de aire requeridos son de aproximadamente de 100 l/hr, siendo necesario incluir estas cantidades en el diseño del sistema de suministro de aire.

Una ventaja potencial que ofrece el usar motores eléctricos con sistema EExp para compresores de gases en el área del campo *Karachaganak* es, que siendo tanto los motores EExp como la instrumentación de los compresores, adecuados para la clasificación Zona 1, podría ser posible reducir los 12 cambios de aire por hora, requeridos por el Instituto de Petróleo (*IP*), para edificio donde son instalados trenes de compresión de gases hidrocarburos. Para este campo, la temperatura del aire exterior durante el invierno alcanza los -35°C , requiriéndose calentar el aire hasta alcanzar lo 5°C , requeridos como temperatura de operación interna de tales edificio. Esto lógicamente impacta el requerimiento de energía y aplicando lo señalado arriba se contribuiría con una reducción adicional de energía. Esta posibilidad necesitara ser

investigada con el suplidor de los trenes de compresión como parte del desarrollo del diseño.

1.1.5 Distorsión armónica

Una implicación adicional ligadas directamente a la utilización de sistemas de variación de velocidad, es la distorsión armónica en el sistema de distribución de energía eléctrica. Si no es controlada, esto puede resultar en un arbitrario sobrecalentamiento de los componentes, un malfuncionamiento del sistema de control, etc.

Para limitar tales efectos, filtros de corrientes armónicas, inductores y capacitares, apropiadamente configurados deberán ser conectados al sistema. Estos podrían por un lado ser específicos al sistema de variación de velocidad (VSD) o sistemas comunes conectados a los switchboard de distribución. En el caso específico de los filtros, estos podrían ser más costosos e intensivos en cuanto a cantidad de equipos. Los sistemas comunes, por otro lado, presentan retos en relación a la correcta conexión y cambios de los filtros, cuando el sistema de variación de velocidad (VSD) se encuentra en periodos de arranque y parada.

El voltaje de operación de estos filtros es también un punto importante. Manteniendo el voltaje por debajo de 15 Kv habilita el uso de componentes solidamente aislados, por encima de este valor, componentes aislados con aire necesitaran ser utilizados, lo cual requiere de mucho más grandes espacios. Para unidades VSD muy grandes, los componentes usando aislamiento por aire se convierte en una opción inevitable.

El diseño de los filtros de corrientes armónicas será determinado por estudios para determinar la penetración de estas corrientes armónicas, los cuales deberán ser llevados a cabo como parte del desarrollo temprano del sistema de distribución eléctrica. la solución correcta podrá solamente ser determinada en consulta con el suplidor del sistema de de variación de velocidad en conjunto con cualquier estudio a ser realizar por consultores externos de los sistemas eléctricos.

Con múltiples unidades operando con sistemas de variación de velocidad (VSD), es posible minimizar la distorsión desde las corrientes armónicas al desplazar las fases en la configuración individual de los embobinados utilizados en

los transformadores convertidores. Para *Karachaganak*, se espera tener al menos siete sistemas de variación de velocidad (uno por tren de compresión). Esto debería asistir en la minimización de los sistemas de filtración de corrientes armónicas requeridos, a pesa de que esto dependerá también de los niveles aceptables de distribución igual de carga utilizados en los trenes de compresión. Es importante anotar que los filtros de corrientes armónicas necesitaran de un mantenimiento mínimo y podrían ser instalados a un alto nivel.

1.1.6 Consideraciones de operación y mantenimiento

En turbinas a gas de ciclo abierto, los dos primeros años de inspección rutinaria y mantenimiento por maquina es llevado a cabo a un costo aproximado de US\$400000 por año. Durante el tercer año de operación deberá realizarse una inspección de 25000 horas, por un costo adicional de US\$100000. Para los años 4 y 5 solo se requeriría operación y mantenimiento y para el sexto año una reparación mayor sería requerida, incluyendo re-emplazo del generador de gas a un costo estimado de US\$1600000, resultando en un costo promedio de US\$600000 por año. Basado en esta cifra y para el propósito de este trabajo de investigación se asumirá que el costo total debido a operación y mantenimiento (OPEX), de cada turbina a gas de aproximadamente 25 MW, durante su vida útil, es de US\$10000000.

Para turbina a gas de aplicación industrial, todas las actividades de inspección y mantenimiento deben ser llevadas a cabo en el sitio donde estas operan. Esto resulta en elevados costo de mano de obra, pero puede al mismo tiempo representar una reducción en los costos que resultaría de un re-emplazo selectivo de partes en lugar de del re-emplazo total de generador de gas o rotor.

En comparación, los motores eléctricos con sistemas de variación de velocidad, requieren de una rutina de mantenimiento muy reducida. Dependiendo del área donde estos operen, los motores eléctricos solo requieren de una inspección general cada 6 años.

Lo que es realmente significativo en este punto de comparación, es que la reparación mayor de una turbina a gas podría envolver hasta 16 personas por un periodo de hasta 18 días, por su parte la inspección general requerida para los motores eléctricos solo requerirían de 3 a 4 personas durante solo 1 semana; por lo

tanto en promedio, la diferencia en mantenimiento total horas hombre/maquina es grande y esto es significativamente importante en áreas donde las condiciones ambientales son extremas y de alta peligrosidad (toxica), debido a la presencia de sulfuro de hidrogeno (H₂S).

1.1.7 Consideraciones de seguridad en integridad del personal (HSE)

1.1.7.1 Mantenimiento

Basado en una alta concentración de sulfuro de hidrógeno (H₂S ~14%) asociado al gas de proceso, los trabajos de mantenimiento sobre el compresor, tendrían que ser llevados a cabo solamente bajo ambiente seguro, es decir; con el equipo fuera de servicio y debidamente despresurizado y ventilado. adicionalmente, es asumido que las personas relacionadas a esta actividad, deberán llevar consigo, una protección completa y aparatos de respiración mientras se encuentren realizado cualquier tarea dentro del edificio donde estos compresores se encuentren instalados, cumpliendo así con las obligaciones de seguridad actualmente seguidas para los equipos actualmente existentes y en operación en el campo *Karachaganak*. Los trabajos de mantenimiento deberán por lo tanto considerarse, como actividades extremadamente peligrosas y de intervención reducida al mínimo practicable.

Ya que las turbinas a gas requieren de mucha más intervención debido a un incrementado requerimiento de mantenimiento cuando es comparado con los motores eléctricos, se puede determinar que existe una gran ventaja en términos de reducción de riesgos al personal, al usar motores eléctricos como elementos conductores de los nuevos compresores de re-inyección,

1.1.7.2 Emisiones

En condiciones ISO una turbina a gas en ciclo abierto posee una eficiencia promedia de 28%, pero en ciclo combinado en aplicación de cogeneración de potencia su eficiencia se incrementa hasta 71%, tomando en consideración, la generación de energía eléctrica desde la planta de potencia y la producción de vapor para propósitos de calefacción requerido por las plantas de producción. Tomando en cuenta la eficiencia del sistema de variación de velocidad (VSD) y las perdidas debido a la transmisión de la energía desde la planta de potencia hasta el sitio donde los compresores serian instalados, luce aparente que las emisiones netas a la

atmósfera equivalentes a la misma tasa de consumo de energía, sería 10% menor cuando se utilizan motores eléctricos como conductores de los nuevos compresores de re-inyección.

HSE y emisiones a la atmósfera son elementos claves para el éxito del proyecto *FASE III* y se puede deducir que existen ventajas en este respecto, al usar turbinas a gas en ciclo combinado para la generación de potencia (co-generación) y motores eléctricos como conductores de los compresores de re-inyección, sin embargo, si las turbinas a gas a utilizar para la generación de potencia eléctrica, son de ciclo abierto y sin co-generación, las emisiones debido a los motores con sistemas de variación de velocidad sería casi igual a si se usaran turbinas a gas para conducir los compresores de re-inyección, debido a la reducción en las eficiencias de los sistemas con velocidad variable (VSD), los motores y el sistema de transmisión de potencia eléctrica desde la estación para la generación de corriente eléctrica hacia las estaciones de re-inyección de gas.

1.1.7.3 Fuentes de fuga

En adición al extra mantenimiento requerido por las turbinas gas y el incremento del riesgo asociado debido a la exposición a altos niveles de H₂S en los compresores, el uso de turbinas a gas incrementaría el número de fugas de hidrocarburos en la estación de compresión. Para determinar como estas fuentes de fugas se incrementarían el riesgo general, se requeriría tomar en consideración las diferencias entre la planta de generación de potencia eléctrica como una consecuencia de los motores con sistemas de velocidad variable versus el uso de turbinas a gas como conductoras de los compresores de re-inyección. Esto podría por ejemplo ser evaluado en un futuro como parte del desarrollo del análisis de riesgo del proyecto. Sin embargo, es probable que un análisis cuantitativo con argumentos tipo *ALARP* favorecería la selección de motores eléctricos (VSD) sobre el uso de turbinas a gas basado en la reducción de las fuentes básicas de fuga en el sitio donde los compresores estarían instalados.

1.2 Propuesta 2: -Modificación del Sistema de Sellado-

1.2.1 Introducción

Previamente en el *capítulo 4*, la mayoría de las preguntas realizadas al personal de operación y mantenimiento, estaban relacionadas al sistema de sellado de los compresores. El sistema de sellado utilizados en los compresores existentes han mostrado modos de fallas repetitivas, las cuales han impactado importantemente sobre la baja disponibilidad que los compresores existentes han presentado desde su puesta en marcha inicial.

Al final de un proceso intensivo de investigación realizado por el tesista con la ayuda del personal especializado laborando en el campo *Karachaganak*, así como también, disponiendo del soporte técnico de los suplidores de los compresores y otros sistemas, se han identificado los elementos claves de estas fallas, siendo la solución de estas, desarrolladas a continuación.

La propuesta para modificar el sistema de sellado de los compresores de re-inyección envuelve varias sub-propuestas, cada una de ellas busca identificar y solucionar elementos específicos del sistema general, estos elementos son:

- Sub-propuesta 1: Cambiar la tecnología de Sellos Secos Triples, utilizada hasta ahora en compresores de re-inyección de gas agrio, por la tecnología de Sellos Secos Tándem.
- Sub-propuesta 2: Utilizar gas agrio de proceso como gas de sellado primario de los Sellos Secos Tándem, con un sistema, el cual garantice la disponibilidad del gas de sellado primario en todo momento, con la calidad requerida por los sellos.

1.2.2 Histórico de fallas de los sellos secos

Con la ayuda del grupo de mantenimiento de la empresa *KPO* y la empresa suplidora de los sellos secos(John Crane), los cuales han sido instalados en los compresores de re-inyección del campo *Karachaganak*, el tesista ha desarrollado una investigación extensiva para catalogar los datos e historia de las fallas de todos sellos secos durante los últimos dos años.

1.2.3 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #1 (figuras 42 hasta 49)

- Falla ocurrida el 6 de Octubre del 2006.

- El sello pertenecía al segunda etapa (MP) del tren A de compresión, del lado opuesto al acople.
- Los datos de registro de operación del compresor no estaban disponible, ya que esta fue borrada del sistema de monitoreo.
- El sello dañado era un sello seco con tecnología triple.
- El sello interno mostró un ligero contacto pero este estaba en muy buenas condiciones.
- La etapa intermedia se observó dañada en el asiento debido a contacto dinámico (fracturas múltiples) y hubo evidencia de contaminación.
- No se observó daños en el sello externo, sin embargo este estaba contaminado con aceite de lubricación.



Las ranuras son hidrodinámicas: Solo se requiere una presión baja para lograr la separación (sin contacto)

Figura 42 Asiento de la cara rotativa



Antimonio fundido y migrando a través de la superficie, esto es indicativo de haberse alcanzado muy altas temperaturas

Figura 46 Cara de carbon no partida



Las caras son inclinadas para permitir la separación

Figura 43 Cara Estacionaria



Caras de sellado mostrando contaminación con fluidos hidrocarburos pesados

Figura 47 Cara intermedia, mostrando contaminación con aceite lubricante



Area de contacto

Áreas Partidas en más de 10 piezas. Una serie de grietas radiales es indicativo de contacto a altas velocidades

Figura 44 Asiento intermedio mostrando una banda de contacto y grietas



Manchas de líquido

Figura 48 Parte trasera del reten



Grieta Perfecta y extrusión del polímero a través de la grieta

Figura 45 Parte trasera de la cara del sello intermedio, mostrando daños a los sellos polímeros



Todo el sello mojado, posiblemente aceite desde los cojinetes del compresor

Figura 49 Sello externo mojado en toda su superficie

La investigación detallada dentro de la estructura química de todos los contaminantes presentes en este sello, muestra las siguientes conclusiones:

- La etapa o sello interno (sello primario) mostró un contacto ligero, pero se encontró aun en aparente buenas condiciones.
- El asiento de la etapa intermedia o sello secundario, se observo fracturado, probablemente causado por un contacto dinámico a altas velocidades, se observa evidencia sobre ambas, la cara (cara rotativa) y el asiento (cara estática).
- Daños a los sellos polímeros que se encuentran localizados en la parte trasera de las caras de sellado del sello intermedio, causado por una liberación de presión al fracturarse los asientos – el daño de los sellos polímeros es un resultado y no la causa de la fractura del asiento.
- Claros signos de contaminación en el área del sello intermedio; líquidos, manchas de líquidos y posiblemente sólidos.
- El sello externo o terciario aparentemente sin daño pero muy mojado con aceite de lubricación – indica que el sello de barrera no fue muy efectivo-
- La causa de la falla mas probable desde las evidencias fotográficas es el colgado del área del sello que se encarga permitir el movimiento de del sello estacionario del sello de la etapa intermedia, al estar contaminado con sólidos o líquidos.

1.2.4 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #2 (figuras 50 hasta 52)

El segundo asiento o sello dañado que fue revisado, no fue un sello que produjo una falla del compresor, este fue un sello removido durante un mantenimiento no planeado practicado sobre el compresor debido a la falla de otro componente.

Como una practica general, cuando los asientos del compresor son expuestos a elementos externos cuando se le practica mantenimiento a cualquiera de los compresores, los sellos son automáticamente re-emplazados por sellos nuevos, para evitar fallas inmediatas de los mismos, al poner el compresor nuevamente en servicio.

El segundo sello revisado, fue un sello que se encontraba en servicio, el cual fue re-emplazado siguiendo la práctica mencionada.

Los detalles para la revisión de este segundo ejemplo son como se describen a continuación:

- El sello fue removido el 16 de Octubre del 2006.
- El sello pertenecía a la tercera etapa (HP) del tren A de compresión.
- El sello no fallo, pero mostró signos de danos tempranos.
- El sello primario o interno no mostró ruptura pero si, claras evidencias de contactos con el calor de contracción o expansión.
- Sello primario se observo aparentemente seco.
- El sello secundario mostró una película fina de depósitos mojados.
- El sello secundario también tenía marcas profundas debido a contacto dinámico.
- Depósitos fueron encontrados sobre la base del sello secundario (diámetro de balanceo)
- Sello terciario se observo mojado con aceite.

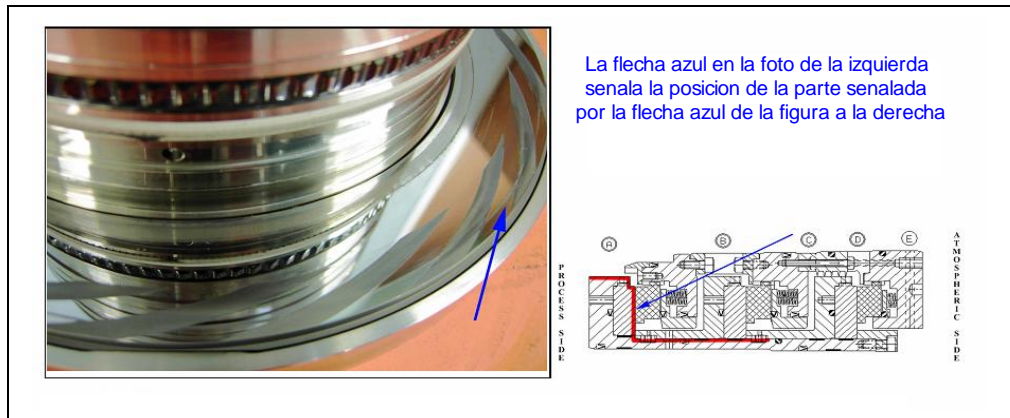


Figura 50

La foto muestra el asiento del sello primario aun ensamblado en la camisa principal del sello. Marcas de contacto son visibles sobre la superficie pulida en la dirección de diámetro externo. el calor generado por este contacto es también observado sobre el área entre las ranuras en forma de espiral.

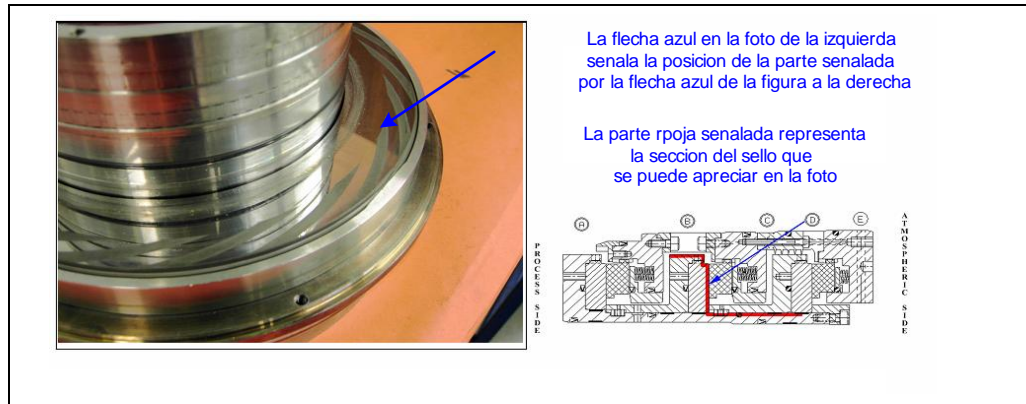


Figura 51

La foto muestra el sello secundario ensamblado. Marcas de contacto mientras este estaba rodando son visibles sobre la superficie pulida hacia la parte externa. Una película de contaminantes húmedos y de color trasluciente es también visible sobre algunas superficies de esta etapa.

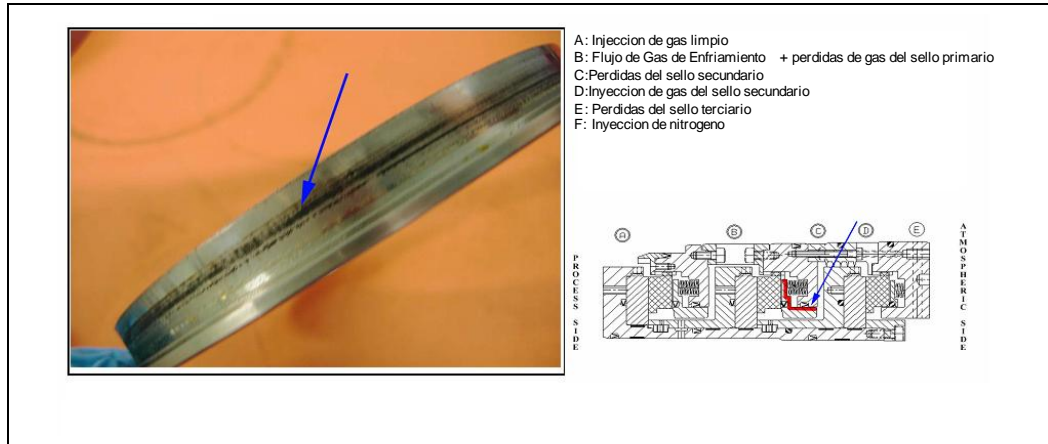


Figura 52

La foto muestra el anillo portador del sello secundario, el cual es recubierto con un material duro. en este anillo son visibles manchas oscuras que indican deposito de contaminantes sobre su superficie. Una banda ligera indicando marcas de desgaste es visible sobre la superficie pulida.

A pesar de que este sello no hubo aun fallado, los contaminantes y la película de líquido presentes, son indicativos de un escenario operativo donde la falla era inminente. La condición de este sello soporta mas aun la practica de *KPO* de reemplazar sellos durante la intervencion por mantenimiento de los compresores.

1.2.5 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #3 (Figuras 53 y 54)

El tercer sello revisado fallo en un modo diferente que los dos primeros. Este sello, sin embargo, no fallo el mismo día en que este fue removido.

Los detalles para revisar la falla de de este sello son como a continuación se describe:

- La falla ocurrió el 16 de Octubre del 2006.
- El sello tenía una grieta recta en el asiento del sello primario.
- Este asiento tuvo contacto hacia el extremo exterior en el área de las ranuras mostrando señales de excesivo calor de agrietamiento.
- Depósitos de contaminantes fueron encontrados en el anillo portador de los sellos primarios e intermedios.
- La etapa intermedia o sello secundario fue encontrada mas mojada que el sello terciario (solamente trazas de aceite lubricante desde los cojinetes fue encontrado en el sello terciario).

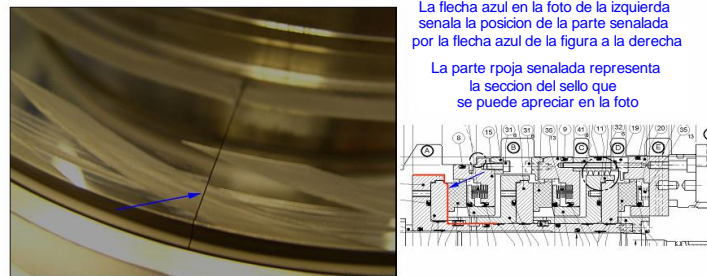
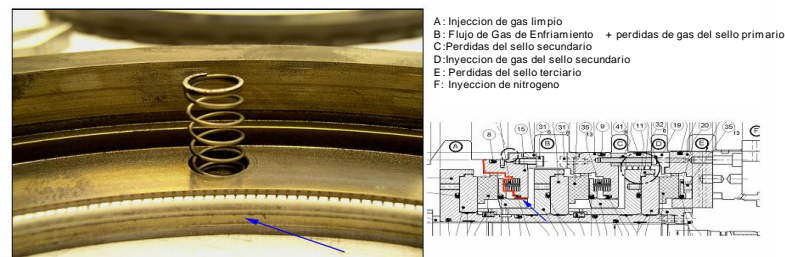


Figura 53

La foto muestra el asiento del sello primario aun ensamblado en la camisa principal. se puede ver claramente una grieta perfectamente recta y radial a través de la sección del asiento como se indica.



Esta foto muestra el diámetro exterior del reten del sello primario. se puede observar una acumulación de un producto amarillento en justo en la esquina angular como se indica.

La observación general y conclusiones alcanzadas con respecto a esta falla de sello, son similares a las previas fallas (por ejemplo: generación de calor excesivo es observado sobre este sello, lo cual sugiere que ha habido contacto entre superficies a muy altas velocidades de rotación y la contaminación con líquidos fue evidente).

Sin embargo, la forma específica de la grieta fue diferente a aquella vista en la primera falla revisada (simple y recta vs. múltiple no rectas). Adicionalmente, el tipo, cantidad y ubicación de los contaminantes tampoco fueron los mismos.

1.2.6 Fallas de los sellos secos, Ejemplo #4 (Figura 55)

La última falla de sello revisada fue similar a la tercera antes mencionada.

Los detalles de esta, son como se mencionan a continuación:

- La falla ocurrió el 16 de Octubre del 2006
- El asiento del sello primario mostró una ruptura simple.
- Se observó una banda fina y localizada sobre la superficie indicando que hubo un contacto a altas velocidades hacia el exterior del diámetro con limitada pero distintos signos de excesiva generación de calor.
- La parte externa del retenedor del sello primario se observó con una contaminación grasosa y aceitosa.
- Contaminación con material de color gris y de textura sólida fue evidenciada sobre el exterior del portador y el cuerpo del asiento.
- la etapa intermedia se observó más mojada que el sello terciario o externo – la parte trasera de la cara del sello estaba particularmente muy mojada.
- Una película ligera de aceite contaminante fue encontrada sobre el lado del sello externo o terciario- pero no estaba mojado en el anillo.



Figura 55 Fractura del sello primario

1.2.7 Revisión histórica de reparación y reemplazo de sellos de los compresores de re-inyección de la empresa KPO (hasta Octubre, 2008)

Para realizar este histórico de fallas, se procedió a revisar todos los reportes de inspección de sellos, reportes de visitas e información de campo, correlacionarlos y cruzarlos, para poder establecer una figura clara de la instalación, fallas y mantenimiento planificado de los sellos. La revisión se concentro en sellos que han estado fallando desde el mes de mayo del año 2004. El proceso de evaluación estuvo llamado a encontrar las tendencias referenciadas al tipo de sello, tren de compresión al cual pertenecía el sello, cual etapa de compresión, localización del sello y conclusiones de las inspecciones realizadas.

Como resultado de la revisión histórica, se ha tabulado los totales y estadísticas como sigue:

Un total de 80 sellos han sido reparados desde el mes de mayo del año 2004 hasta el año 2008. 10 sellos actualmente están en proceso de revisión.

Tabla 3 Cuantificación de Fallas		
Año	Removidos debido a fallas	Removidos debido a mantenimiento planificado
2004	2	3
2005	10	13
2006	11	17
2007	7	4
2008	10	3
Total	40	40

40 sellos fueron removidos debido a fallas desde Mayo 2004, 91% fueron sellos con tecnología triple.

- 38 fueron sellos triples modelo John Crane XP
- 2 Fueron sellos Tándem de baja presión modelo John Crane XP

38 sellos Triples:

- 14 sellos pertenecientes al tren A de compresión
 - 2da etapa de compresión: 8 sellos (5 en el lado del acople y 3 en el lado opuesto al acople)
 - 3ra etapa de compresión: 6 sellos (3 en el lado del acople y 3 en el lado opuesto al acople)
- 17 sellos pertenecientes al tren B de compresión
 - 2da etapa de compresión: 10 sellos (6 en el lado del acople y 4 en el lado opuesto al acople)
 - 3ra etapa de compresión: 7 sellos (5 en el lado del acople y 2 en el lado opuesto al acople)
- 7 sellos pertenecientes al tren B de compresión
 - 2da etapa de compresión: 4 sellos (2 en el lado del acople y 2 en el lado opuesto al acople)
 - 3ra etapa de compresión: 3 sellos (1 en el lado del acople y 2 en el lado opuesto al acople)

El modo de los daños de todos los sellos reparados fue también analizado. Para ellos se incluyó tanto los sellos que fallaron como aquellos que fueron re-emplazados debido a la aplicación de mantenimiento planificado. Las estadísticas de lo encontrado en este análisis muestran lo siguiente:

Tabla 4 Resumen de Fallas

<p>Contaminación:</p> <ul style="list-style-type: none">• <u>82% ilustró una clara evidencia de contaminación con polvo negro.</u>• <u>91% ilustró una clara evidencia de contaminación por líquidos.</u>• <u>36% mostró una clara evidencia de depósitos de azufre formado de color amarillo/banco.</u>	
<p>Contacto:</p> <ul style="list-style-type: none">• <u>89% de los sellos primarios mostró contacto con 5 sellos fracturados.</u>• <u>73% de los sellos secundarios mostró contacto con 6 sellos fracturados.</u>• <u>42% de los sellos terciarios mostró contacto con 1 sello fracturado.</u>	
<p>Otros daños:</p> <ul style="list-style-type: none">• <u>11% mostró visible signos de una corrosión ligera (sobre varios componentes externos).</u>• <u>36% mostró manchas sobre la cara de carbón (predominantemente externamente).</u>• <u>16% mostró un visible desgaste del material (no cuantificado).</u>	

Este análisis finaliza con los siguientes comentarios:

- el problema existe principalmente con los sellos triple en la 2da y 3ra etapa de compresión (MP & HP).
- para las etapas MP y HP, no hay una correlación entre fallas de los sellos y el tren de compresión o la carcasa.
- no se identificó ninguna correlación entre las fallas de los sellos y la ubicación de estos en el compresor (DE o NDE).
- Se encontró un número similar de sellos primarios y secundarios fracturados (más intermedios que primarios).
- Se evidenció una contaminación seca, con al menos un tercio de los sellos teniendo visible depósitos de azufre.
- Un alto porcentaje de los sellos mostró contaminación con líquidos, con al menos un tercio de ellos con evidencias de manchas de carbón.

1.2.8 Análisis matemático de la causa raíz

En esta sección, se muestra el análisis matemático realizado por el tesista para confirmar la hipótesis de que la causa raíz de la fallas de los sellos de los compresores es debido a la contaminación con partículas sólidas del gas utilizado como gas de sellado.

El análisis se concentro en investigar la causa por la cual los sellos de los compresores han estado fallando. Para ello, se ha utilizado la *teoría de crecimiento de grietas*, además de realizar el modelaje de la transferencia de calor dentro del sello. Para lograr tal modelaje, se utilizo a la empresa *ODS Analytical Investigación*, la cual es una empresa realizando consultoría técnica y accesoria al departamento de mantenimiento de la empresa *KPO*.

La investigación ha cubierto los siguientes aspectos:

- El curso posible de los eventos
- Propiedades de los materiales y geometría
- Falla de los asientos de sellado
- Fatiga por crecimiento de grietas
- Trituración de partículas
- Choque térmico/iniciación de grietas.

1.2.8.1 Curso de los eventos

La teoría actual para el curso de los eventos que dan lugar a las fallas es como sigue:

- a) Las partículas son ingresadas en la película delgada (7micrones) y el subsecuentemente efecto de molido de las partículas entre la cara y el asiento de un sello en particular.
- b) La fricción generada en este proceso calienta las superficies del material usado en las caras de sellado en este caso Carburo de Tungsteno más Cobalto (WC-Co).
- c) La fatiga térmica en el material carburo de tungsteno (WC-Co) inicia la grieta.
- d) La grieta cuando alcanza dimensiones suficientemente grandes causa fallas en la dirección radial debido a los esfuerzos tangenciales en la cara rotativa.

1.2.8.2 Propiedades de los materiales y su geometría

La siguiente tabla lista las propiedades del Carburo de Tungsteno (WC-Co), obtenido desde literaturas públicamente disponible. Estos valores fueron usados para el cálculo correspondiente a resistencia, fatiga e impacto sobre el material.

Tabla 5 Propiedades del Carburo de Tungsteno		
Propiedad del Material	Unidad	Carburo de Tungsteno (WC-Co 10%)
Modulo de Young	GPa	600
Relación de Poinson		0.26
Densidad	Kg/m ³	17324
Conductividad térmica	W/m/K	95
Capacidad calorífica	J/Kg/K	166
Coef. de dilatación térmica lineal	μ/K	5.0
Resistencia a la tensión	Mpa (Megapascal)	1400-2500
Dureza de fractura	MPam ^{1/2}	8-12
Punto de fusión	K	3143-1768

La figura 56, muestra la geometría del asiento o cara de sellado usada para el análisis:

Radio interno $R_i = 80\text{mm}$

Radio externo $R_o = 110\text{mm}$

Velocidad de operación = 11500 rpm

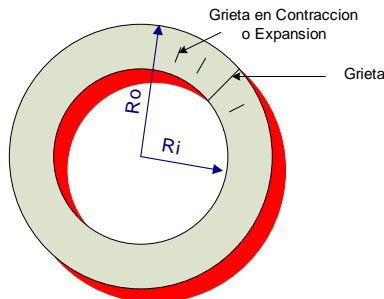


Figura 56 Geometría básica del anillo de asiento de los sellos

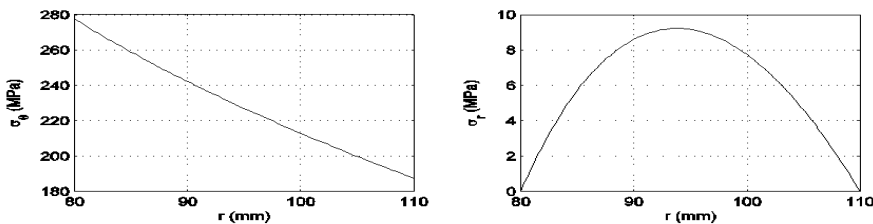


Figura 57 Diagrama para el cálculo del estrés radial y tangencial (θ)

El estrés tangencial es mucho más grande que el radial. En el punto donde la grieta comienza ($r=100\text{mm}$), el estrés tangencial es de aproximadamente 213 Mpa. De esta forma se debe concluir que el análisis de falla debe por lo tanto ser hecho,

basado en el estrés tangencial sobre las caras de sellado (grietas generadas por el impacto normal de partículas a la superficie)

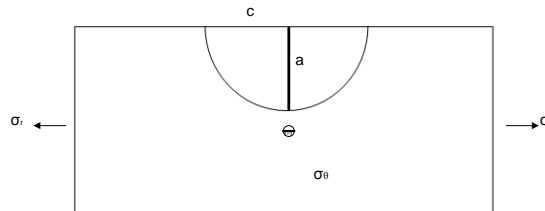


Figura 58 Modelo geométrico de la grieta

La intensidad del factor de stress para una grieta elíptica, usada para cálculo es:

$$K = 1.12 \sigma_0 (\pi a)^{1/2} / \Phi$$

Donde: $\Phi = 3\pi/8 + \pi a^2/8c^2$

a = profundidad de la grieta

c = ancho de la grieta

Criterio de falla: $K=K_c$ donde K_c define la dureza crítica de fractura.

La figura 59 muestra en factor de intensidad de stress para diferentes profundidades de grietas. el diagrama lineal muestra sobre una escala logarítmica, cuales son aplicables a grietas completas ($c/a=30$) y cuales son para grietas esféricas ($c/a=1$).

Esta grafica también muestra que el factor de stress se incrementa con el incremento en profundidad de la grieta. Variando la profundidad de la grieta a un ancho específico de grieta, se genera un incremento substancial en la intensidad de factor de stress. Sin embargo, por medidas conservativas, el escenario mas critico es el que se ha usado para realizar los cálculos ($c \gg a$), por ejemplo, el valor mas alto del factor de intensidad de stress. El largo crítico de la grieta para $c \gg a$ es aproximadamente entre 0.5 y 1.5mm.

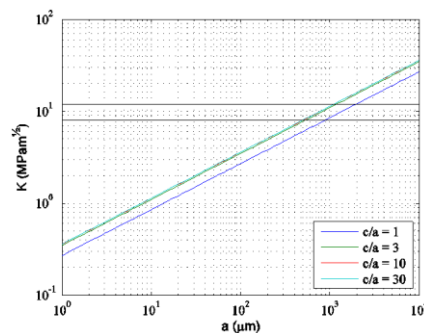


Figura 59 Diagrama de factor de intensidad de stress vs. profundidad de la grieta

La *figura 60*, muestra un ejemplo magnificado sobre la falla de un asiento. Esta grieta específica muestra un alineamiento con los cálculos realizados para determinar el mecanismo de la fractura, como un ejemplo, se puede demostrar que la grieta creció de 1.5 a 2mm antes de que ocurriese la falla total del sello.

Para este análisis en particular, en el área de la falla, fueron encontrados Cr, Fe, S y Al (materiales comúnmente encontrados en el proceso aguas arriba de los compresores)

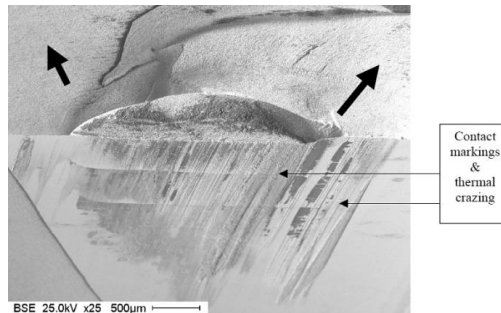


Figura 60 Micrografía de una falla en el asiento del sello

El resumen del análisis mecánico de la falla en el asiento del sello analizado, es como sigue:

- Grietas relativamente grandes son necesarias para que ocurra un falla completa del sello (0.5 – 1.5mm)
- Los resultados obtenidos concuerdan con la inspección visual realizada sobre el sello
- el tamaño crítico de la grieta es grande comparada con las dimensiones de las partículas sólidas encontradas.

1.2.8.3 Fatiga por crecimiento de la grietas

La *figura 61*, ilustra el comportamiento de la intensidad del stress para aplicaciones de estreses cíclicos sobre una grieta.

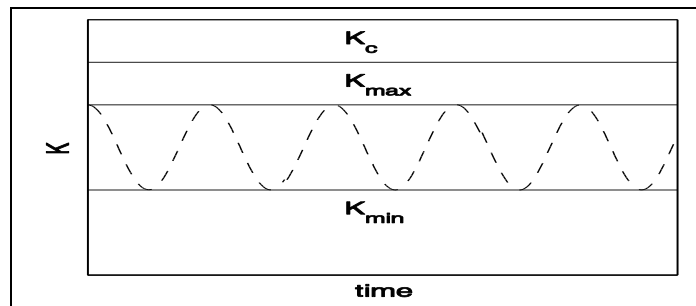


Figura 61 Diagrama de la oscilación del stress del material vs tiempo

El factor de intensidad del stress oscilativo viene definido como:

$$\Delta K = 0.95 \Delta \sigma \theta (\pi a)^{1/2}$$

Donde:

ΔK = diferencia min/máx del factor de intensidad de stress

$\sigma \theta$ = diferencia entre el min/max stress

a = profundidad de la grieta

Para aplicaciones de stress de fatiga, la grieta que crece como resultado del stress cíclico, esta gobernado por la ley de Paris;

$$da/dN = C(\Delta K)^m$$

Donde:

da = Cambio instantáneo en la profundidad de la grieta

dN = Cambio instantáneo en el ciclo de fatiga

C = intercepción entre la ordenada ‘y’ y la línea mostrada en la figura 62

m = inclinación de la línea mostrada en la figura 62

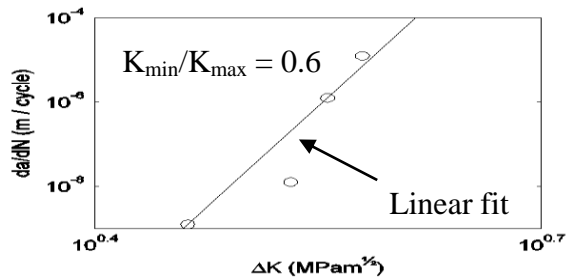


Figura 62 Parámetros para estimar la ecuación de la ley de Paris

Siguiendo la bibliografía técnica –Fry & Garrett (1988)- los parámetros en la ecuación de la ley de Paris, pueden ser estimados desde la línea derivada de una data experimental que se muestra en la figura 62

La correlación lineal de la data referenciada arriba provee los valores de ‘C y m’ usados para el análisis.

La figura 63 muestra un diagrama derivado teóricamente del largo de la grieta (a) versus el número de ciclos de stress (N). Los cálculos previos determinaron que el largo de la grieta de al menos 0.5mm es requerida para que ocurra una falla total.

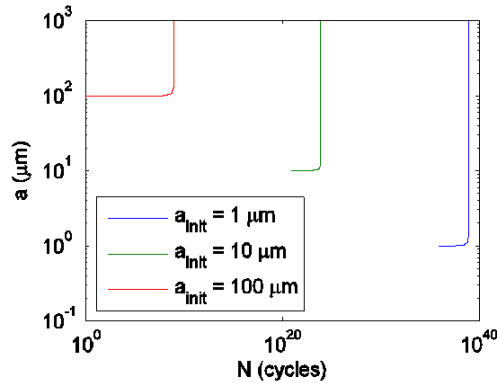


Figura 63 Diagrama del profundidad de la grieta vs. el numero de ciclos de fatiga

Este diagrama indica, que aun para un largo numero de ciclos, es requerido un largo inicial de grieta de 0.1mm.

Para una grieta de 1 μm , las fallas ocurrirían después de 10^{40} ciclos.

Para grietas de 100 μm , las fallas ocurrirían a alcanzar 10^{10} ciclos.

Asumiendo que los estreses de oscilación tangencial ocurren dentro del asiento agrietado, un número significativamente altos de ciclos de estreses son requeridos antes de que una grieta inicial se propague hasta una falla total del sello.

El resumen del análisis mecánico sobre el crecimiento de la fatiga en las grietas producida por los estreses tangenciales oscilantes, es como se describe a continuación:

- Los altos valores del exponente m en la ley de Paris indican que el material es muy quebradizo
- El crecimiento sub-crítico de las grietas, será muy limitado
- El crecimiento de la fatiga en la grieta no es preocupante para el problema

Como resultado de este análisis, se puede indiferenciar el crecimiento de la fatiga en una grieta como un mecanismo de falla total de la grieta sobre el asiento del sello.

1.2.8.4 Trituración de las partículas

El diagrama superior de la *figura 64*, modela el comportamiento de la película entre las caras de sellado, cuando una partícula rectangular es introducida de forma forzada.

El diagrama intermedio de la *figura 64*, muestra las fuerzas aplicada sobre las caras de sellado desde la misma partícula rectangular. Este mecanismo crea una fuerza normal, la cual genera energía debido a la fuerza de fricción.

Finalmente el diagrama inferior de la *figura 64*, muestra las dimensiones de la partícula.

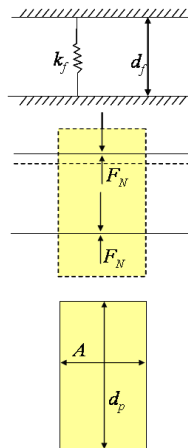


Figura 64 Vista del modelo

Bajo este modelo, se asume que la película posee una rigidez lineal con un rango de valores entre 10 y 1000 MN/m.

Cuando la partícula contacta la cara rotativa del sello, la calienta, se funde y se adhiere a la superficie del asiento.

La siguiente tabla muestra las propiedades mecánicas de la Pirita y las partículas de hierro.

Tabla 6 Propiedades de los materiales de las partículas			
Propiedad del Material	Unidad	Pirita	Hierro
Modulo de Young	GPa	~77	211
Coeficiente de fricción		~0.8	0.8
Densidad	Kg/m ³	5000	7860
Capacidad calorífica	J/Kg/K	183	450
Punto de Fusión	K	1456	1811
Calor de fusión	KJ/Kg	~250	247

Asumiendo una separación entre caras de $d_f = 7\mu\text{m}$, partículas cúbicas y una rigidez de la película de 10MN/m, el diagrama de la *figura 65* muestra que la rigidez de la película no representa una preocupación para este análisis.

Las partículas pueden tender a abrir mas esta separación entre caras, pero esto probablemente, no afecta al modo de falla.

El siguiente diagrama fue realizado usando una rata de energía para las partículas de pirita.

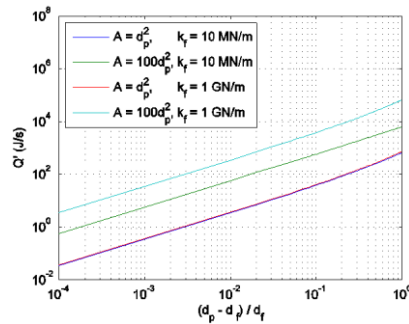


Figura 65 Diagrama de calor generado versus tamaño la partícula

La figura 66, muestra que con una separación entre caras de $7\mu\text{m}$, las partículas de hierro se comportan igual que las partículas de pirita.

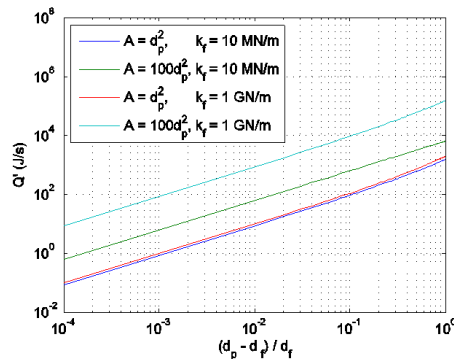


Figura 66, Diagrama de generación de calor versus tamaño la partícula

La figura 67, ilustra el tiempo requerido para que la partícula que entra entre las caras, para que se fragmente en varias partículas más pequeñas.

Para realizar los cálculos se debe asumir lo siguiente:

- Dureza de la película=100MN/m
- Separación entre las caras= $7\mu\text{m}$
- Energía de impacto transferido a la partícula=10%

Bajo trasferencia de fricción y energía, 10% de la energía es absorbida por la partícula de pirita, mientras el resto se introduce dentro del asiento del sello, el cual es de Carburo de Tungsteno (WC-Co). Para partículas pequeñas ($\ll 1\mu\text{m}$), el tiempo de fraccionamiento se encuentra en el rango del microsegundo.

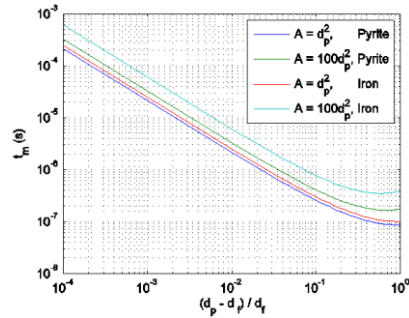


Figura 67, tiempo de fraccionamiento de una partícula

El resumen del análisis mecánico aplicado a la trituración de partículas entre las caras de sellado es el siguiente:

- la dureza de la película formada por las caras de sellado es mucho mayor que la dureza de las partículas introducidas.
- las partículas se trituraran en una fracción de segundo
- partículas substancialmente más grandes que la separación entre las caras serán probablemente aplastadas
- el tiempo de trituración de las partículas introducidas en la película de separación, para el rango y parámetros considerados es de alrededor 0.1 a 0.6 μ s.
- en este intervalo de tiempo las partículas viajaran un máximo de 72mm relativos al asiento del sello
- solo las partículas que son ligeramente mas grandes que la película de separación tendrán larga vida, estas partículas se asumen partículas raras
- muchas de las partículas que son mas grandes que la separación entre las caras de sellado se desintegraran de una u otra manera y de forma instantánea.

1.2.8.5 Choque térmico e iniciación de grietas

El análisis de choque térmico busca investigar, las posibilidades de fallas como un resultado de la sensibilidad inherente de los materiales cerámicos sujetos a calentamiento y enfriamiento después del impacto de las partículas.

Para calcular el decrecimiento de la temperatura sobre la superficie de capa delgada requerida para iniciar una grieta en la cerámica, se usa la siguiente ecuación:

$$\Delta T = (\sigma_F - \sigma_\theta)(1 - \nu) / E \alpha \quad 293 \text{ K} < \Delta T < 564 \text{ K}$$

Donde: $\sigma_\theta = \text{Estrés Tangencial (213 MPa)}$

$\sigma_F = \text{Estrés de tensión (1.4 – 2.5 GPa)}$

$E = \text{Modulo elástico}$

$\nu = \text{Relación de Poisson}$

$\alpha = \text{Coeficiente de dilatación térmica lineal}$

En el presente caso, la superficie es calentada desigualmente y la distribución de la temperatura, generalmente será más compleja. Para el siguiente cálculo, un modelo de distribución de temperatura simplificada será asumido.

La *figura 68*, ilustra la baja penetración del calor frente a la matriz cerámica para una capa delgada de la partícula de piritita fragmentada.

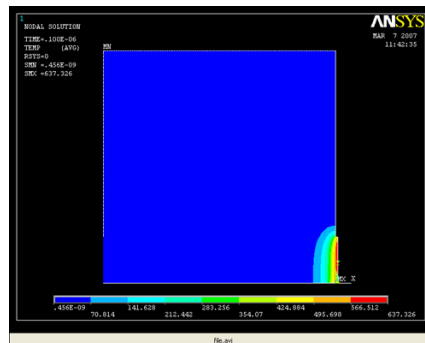


Figura 68 Modelo bidimensional de conducción de calor en la matriz cerámica desde un punto fuente

Con la finalidad de modelar el flujo de calor dentro de la matriz cerámica, se asume lo siguiente:

- toda la energía producida por una partícula triturada e introducida de forma forzada dentro de la película de separación, es distribuida en una región y manifestada al incrementarse la temperatura de forma homogénea.
- esta región es asumida ser semi-elíptica
- la temperatura permanece invariable fuera de esta región

La *figura 69*, ilustra el efecto del impacto de una partícula de hierro de $10 \times 100 \times 100 \mu\text{m}$ sobre el asiento de carburo de tungsteno (WC-Co).

- La energía es distribuida sobre un perfil semi-esférico de la superficie de carburo de tungsteno (WC-Co), con un radio de $80 \mu\text{m}$.
- El dibujo muestra el primer estrés principal.

- El estrés debido a los esfuerzos de tensión a lo largo del área de interfase, es de aproximadamente 0.4 Gpa.
- El estrés requerido para una falla global del sello es de 1.3 a 1.4 Gpa, por lo tanto, el impacto producido por la partícula de hierro no causara la falla del sello.

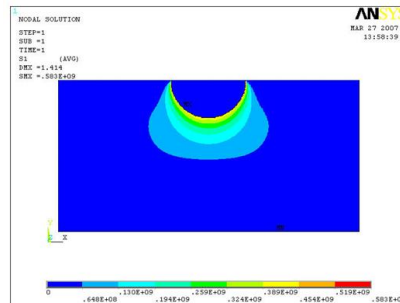


Figura 69 Distribución de la energía después del impacto de una partícula de hierro de $10 \times 100 \times 100 \mu\text{m}$

La figura 70, ilustra el efecto del impacto de una partícula de hierro de $10 \times 100 \times 100 \mu\text{m}$ sobre el asiento de carburo de tungsteno (WC-Co).

- La energía para este modelo es distribuida como una semi-elipsoide sobre la superficie de carburo de tungsteno (WC-Co) con semi-axiales de $80 \times 80 \times 40 \mu\text{m}$.
- El estrés debido a los esfuerzos tensión a lo largo del área de interfase, es de aproximadamente 0.5 Gpa, lo cual es menor que lo requerido para que ocurra una falla total del sello (de 1.3 a 1.4 Gpa.)
- El impacto producido por la partícula de hierro no causara la falla del sello.

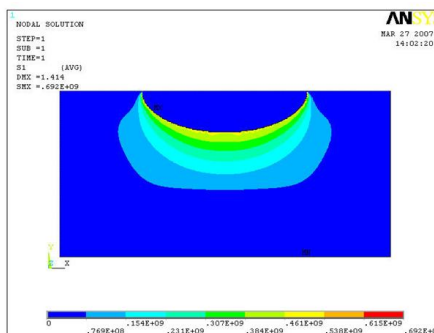


Figura 70, Distribución de la energía después del impacto de una partícula de hierro de $10 \times 100 \times 100 \mu\text{m}$

La figura 71, muestra la masa crítica requerida por una partícula para que provoque la ruptura total del sello.

La masa de de una partícula de hierro con un volumen de 0.5mm^3 podría ser una partícula simple o el resultado de la aglomeración de múltiples partículas. Físicamente, es más probable que sea una aglomeración de partículas más pequeñas.

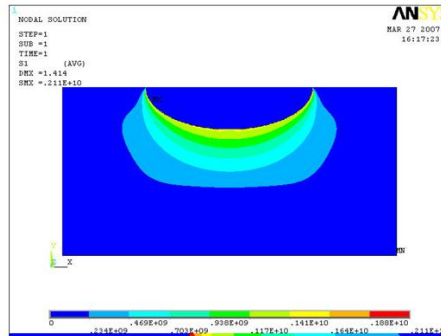


Figura 71, Masa (volumen) requerido por una partícula para iniciar la falla total del sello después del impacto

La figura 72, es una imagen incrementada de la figura anterior, mostrando que un significativo estrés localizado, es observado cuando la diferencia de temperatura excede los 1100°K . Esto se corresponde con lo descrito en una de las literaturas técnicas consultadas, la cual muestra que una significativa reducción en la capacidad de la cerámica carburo de tungsteno (WC-Co), cuando es expuesta a un choque térmico que excede los 1100°K .

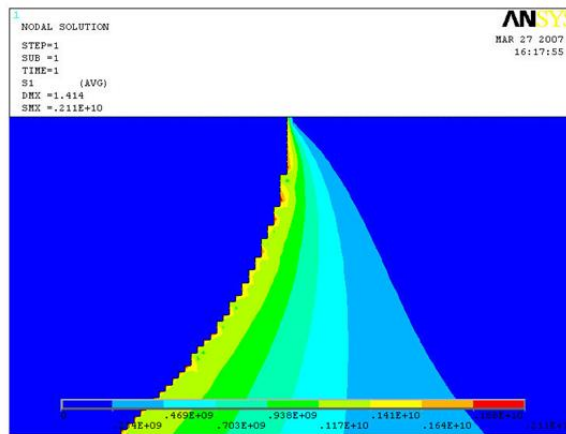


Figura 72 Visión Grafica de la diferencia de temperatura generada después del impacto

1.2.8.6 Resumen:

Lo siguiente puede ser resumido desde los cálculos desarrollados sobre los materiales:

- una partícula grande ($100 \times 100 \times 10 \mu\text{m}$), no contiene la energía suficiente para generar una grietas por choque térmico de tamaño significate.

- Cambios de temperatura en el rango de los 1200 °K, producen un estrés de tensión que se acerca al límite de resistencia a la tensión.
- La energía que posee una partícula de hierro de 0.5mm³ debido a la trituración entre las caras de sellado, produce un estrés que podría generar una grieta de dimensiones críticas en un espécimen relativamente débil.
- El hecho de que el análisis sobre-estime los estreses al asumir un salto de temperatura, sugiere que lo arriba mencionado no sea muy plausible.
- El tamaño crítico de una grieta, para que ocurra una falla total del sello, es de 0.5 a 1.5mm
- Crecimiento de la grieta por fatiga no es un problema
- Las partículas se funden o desintegran casi instantáneamente, si estas hacen contacto con ambas caras de sellado. El tiempo de vida de una partícula que se introduce dentro de estas caras es medido en μs (microsegundos)
- Una partícula simple no contiene suficiente energía para generar una grieta térmica
- La expansión térmica de una región localizada, ofrece una posibilidad pero no una explicación muy probable.

1.3 Sub-propuesta 1: Usar sellos con tecnología tándem

Sellos secos con tecnología tándem de baja presión pueden operar dinámicamente a aproximadamente 80 Baresa y han estado disponible desde los años 1980's, usando sellos o-ring como elementos flexible secundarios de sellado. Estos sellos funcionan, bajo el principio de caída de presión a través de una sola etapa de sellado, siendo el sello secundario capaz de soportar la presión total de sellado, en caso de que la etapa principal sufra fallas.

Los únicos tipos de sellos secos con experiencia relevante en el campo de aplicación para los nuevos compresores de re-inyección del campo *Karachaganak*, son los sellos instalados en los compresores de re-inyección que se encuentran en operación en el campo *Karachaganak*, los cuales usan sellos con tecnología triples.

Actualmente, el diseño estándar para sellar altas presiones, está representado por los sellos con tecnología tándem, debido al mejoramiento que los suplidores han desarrollado y las pruebas en fabrica a presiones elevadas.

Físicamente, los sellos secos en un compresor son instalados a ambos lados de la carcasa (*figura 73*) y para cumplir su función apropiadamente, requieren de una inyección de gas en contra flujo y de forma controlada, para evitar que el gas desde el interior del compresor, salga a la atmosfera. Esta inyección externa de gas deberá estar disponible en todo momento, a una presión mayor que la presión de succión de dicho compresor.

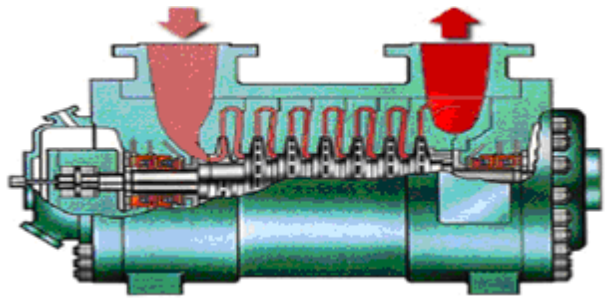


Figura 73 Localización de los sellos secos en un compresor centrífugo

1.3.1 Sellos secos triples

Como se ha mencionado anteriormente, los sellos secos triples han sido hasta ahora la única tecnología usada para sellar compresores operando a altas presiones y evitar así, las fugas de gases entre la carcasa de un compresor y el eje del rotor. La tecnología tándem no había sido desarrollada para soportar altas presiones diferenciales, por la cantidad de distorsión producida en las caras estacionarias del sello, causando el contacto con la cara rotatoria a bajas velocidades debido a la escasa rigidez de las mismas, básicamente fabricadas en carburo de tungsteno (WC-Co). Con cada parada y arranque de los compresores, el contacto entre las caras conllevó a un desgaste prematuro de las caras de sellado convirtiendo este problema en uno mayor, cuando las velocidades se incrementaban, causando finalmente fallas por sobrecalentamiento y ruptura de caras.

Los sellos triples constan de tres partes o etapas de sellado;

- los sellos primarios (interno)
- los sellos secundarios (intermedio) y

- los sellos terciarios (externo)

Los sellos primarios o internos, se encuentran localizados muy cerca de la sección donde el gas es comprimido, de tal forma que estos, son quienes realizan la tarea principal de sellado. Están compuesto de un cartucho, en donde están dispuestas dos elementos (caras paralelas), una estacionaria sujeta al cartucho estático y otra rotatoria sujeta al eje en rotación, en medio de estas dos caras es introducido un flujo de gas desde una fuente externa, la mayor cantidad del gas (~80%), inyectado en este punto, es conducido dentro del gas de proceso a través de una tubería que lo lleva a través de una sección laberíntica y finalmente a una zona contigua o de balance con la succión del compresor. La otra cantidad de este gas (20%), pasa a través de las caras de sellado desde una presión alta, antes de las caras, a una presión mas baja del otro lado. Luego este gas es introducido en el sello secundario en un arreglo similar al anterior (dos caras), en donde experimenta una caída de presión (generalmente hasta la atmosférica) y luego venteado o quemado a la atmosfera, no sin antes combinarse con otro flujo de gas proveniente de los sellos terciarias. Los sellos terciarios son a su vez de un arreglo similar a los anteriores (dos caras), en donde es introducido gas inerte (generalmente nitrógeno), el cual a su vez, es dividido internamente en dos flujos, uno se mezcla directamente con el flujo de gas quemado a la atmosfera y la otra cantidad pasa entre las caras de sellado y venteado a la atmosfera como una gas 100% seguro, *figura 74*.

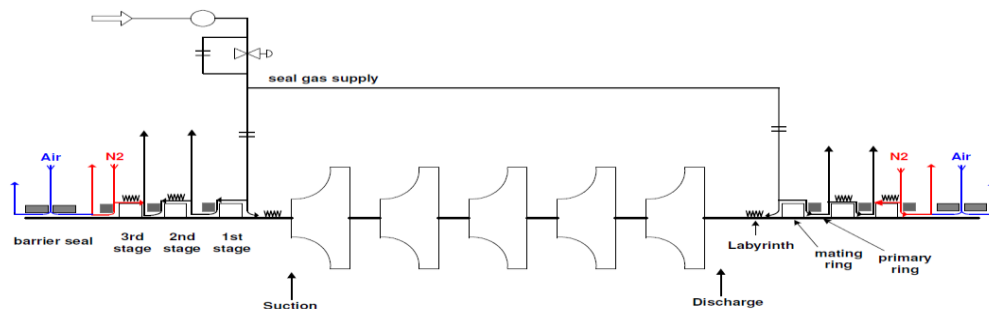


Figura 74 Sellos Triples

Para la fecha en que los compresores que se encuentra actualmente en operación en el campo *Karachaganak* fueron diseñados, los únicos sellos capaces de sellar presiones de hasta 450 Baresa, eran aquellos de tecnología triple. La operación de estos sellos ha resultado en complicaciones debido a la cantidad de instrumentación

asociada, además, de lagos flujos de gases requeridos desde la fuente externa. Hoy en día la tecnología de sellado ha evolucionado, dando lugar a otra tecnología (tándem), la cual es capaz de sellar altas presiones (hasta 450 Baresa), en una sola etapa de sellado. Para lograrlo, los suplidores de sellos secos se han visto obligados a mejorar la tanto calidad de los materiales empleados, como el diseño de otros elementos claves.

1.3.2 Sellos secos tándem

Sellos con tecnología tándem, son capaces de manejar y soportar una extensas variedad de aplicaciones en la industria del petróleo/gas, transmisión, refinerías, químicas y petroquímicas.

Durante los últimos cuatro años, los suplidores de sellos secos, han desarrollado un extenso plan de pruebas sobre sus productos con tecnología tándem, con presiones diferenciales de hasta 450 baresa sobre el sello primario, con la finalidad de calificar estos sellos para su aplicación en compresores de re-inyección de gases.

Burgmann, Flowserve y John Crane, quienes son empresas fabricantes de estos elementos, han tenido éxito y han logrado cumplir con los criterios de validación.

Existen diferencias menores en el diseño de estos sellos desde un suplidor a otro, particularmente, vale la pena resaltar los materiales usados para el diseño de los sellos secundarios del cartucho estacionario, siendo importante señalar que los sellos diseñados por Burgmann muestran algunas ventajas

La siguiente tabla, muestra una comparación de los materiales usados por cada suplidor:

Tabla 7 Materiales de las Caras Estacionarias y Rotatorias		
Burgmann	Flowserve	John Crane
Carburo de silicio con DLC sobre las caras	Carburo de silicio con nitrito de silicio	Carburo de silicio con DLC sobre las caras

Burgmann usa carburo de silicio para ambas caras de sellado con un recubrimiento que le proporciona una dureza adicional y resistencia al desgaste superior al material base, conocido como *DLC (Diamond Like Coating)*. El carburo de silicio es mucho más fuerte que el carburo de tungsteno y mucho menos sensible a las distorsiones. El carburo de silicio también muestra mejores propiedades térmicas, al conducir significativamente mejor el calor, haciéndolo menos susceptible a los

danos debido a contactos. Flowserve, usa carburo de silicio para las caras rotativas y nitrito de silicio para la estacionaria, los cuales poseen propiedades similares.

Durante el año 2000, debido a consideraciones económicas y de eficiencias, fue requerido un desarrollo para la tecnología tándem, para que pudiesen operar con presiones de sellado de hasta 450 baresa. El diseño y desarrollo de los sellos tándem convertirían a los complejos sellos triples en diseños obsoletos para proyectos futuros. Esta tecnología de sellado fue desarrollada y ha sido hasta ahora usada en el campo industrial en aplicaciones de alta presión.

Los sellos secos tándem funcionan de forma similar a los sellos triples con la diferencia de que cuenta solo con una sección interna (sellos primarios) y otra externa (sello secundario). (*Figura 75*), al igual que los sellos triples, una fuente externa de gas es inyectada a la sección interna, la cual consta de dos caras de sellado, una estacionaria sujeta al cartucho y otra rotatoria sujeta al eje en rotación, un mayor porcentaje de este gas, es entonces ingresado al interior del compresor a través de sección laberíntica que conecta el sello con la succión del compresor y la otra cantidad pasa a través de las caras de sellado donde el gas sufriría una caída de presión hasta la atmosférica. En el otro extremo del cartucho, una corriente de gas nitrógeno es inyectado al sello secundario, dividiéndose en dos flujos, uno que se mezclaría a la corriente proveniente de las caras de sellado primario para ser luego venteada y quemada a través del flare, mientras que el otro flujo de nitrógeno es pasado por las caras antes mencionadas, para ser luego venteado a la atmosfera como una gas 100% seguro.

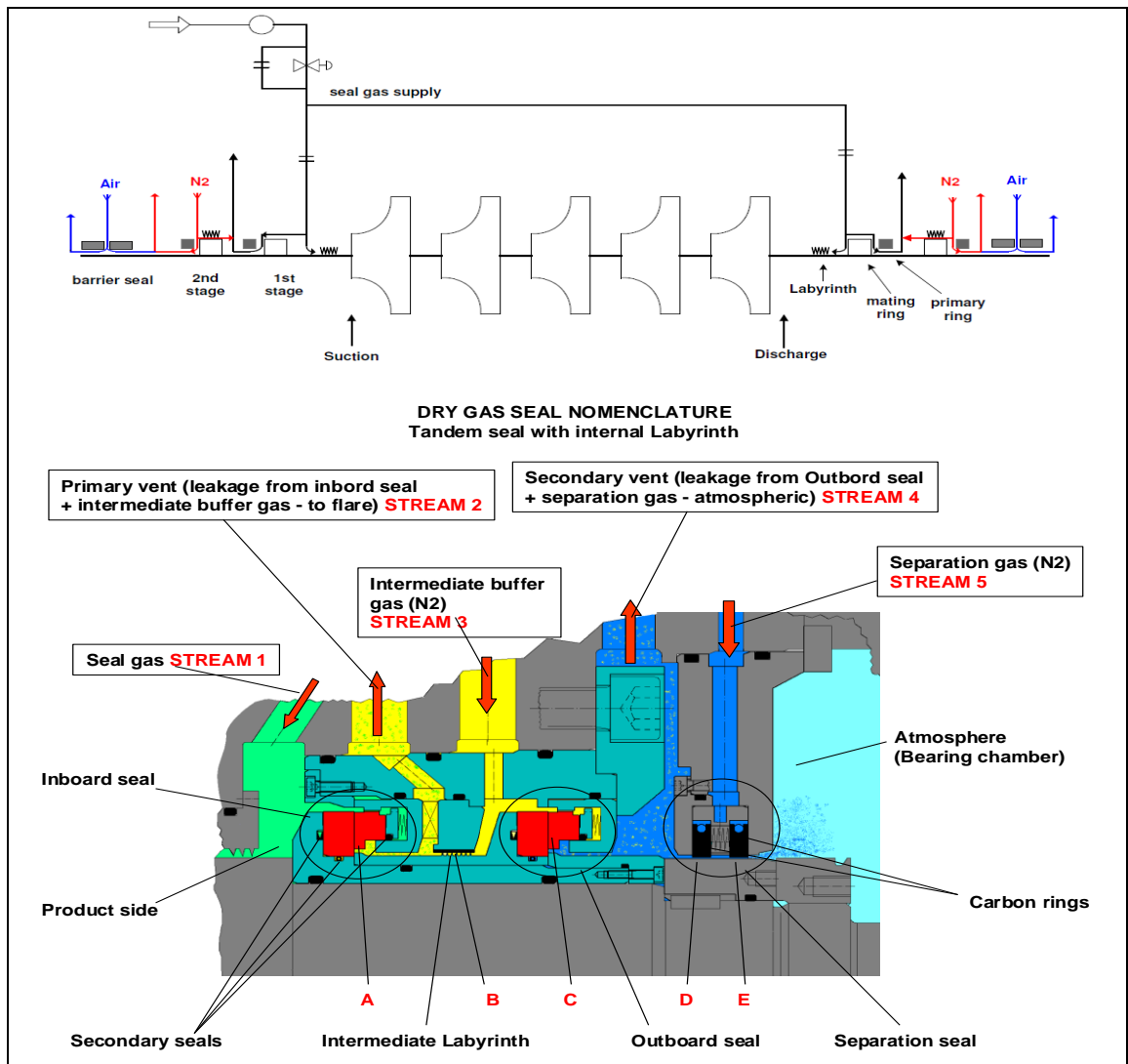


Figura 75 Sellos Tándem

1.3.3 Comparación entre sellos triples versus sellos tándem

La diferencia esencial entre los sellos tándem y los triples es que la presión de sellado es dividida en dos etapas en los sellos triple y solo una etapa en los sellos tándem. En los sellos tándem, el sello secundario actúa como un sello de respaldo, el cual es capaz de manejar la presión total en el caso de que ocurriese una falla del sello principal. En los sellos triples, el sello secundario actúa como un respaldo del sello primario o del sello intermedio en el evento de falla de uno u otro.

Los sellos de tecnología tándem, representa lo ultimo en desarrollo de la tecnología de sellado, de una forma mas simple y confiable que los sellos triple. Las cantidades de gases requeridos desde la fuente externa son minimizados y las áreas

requeridas en los compresores para su instalación son menores, beneficiando los efectos rotor-dinámicos en el diseño y desempeño de los compresores.

Para los nuevos compresores bajo diseño se propone el uso de la tecnología tándem, como una acción para disminuir las complicaciones y complejidades que los sellos con tecnología triple presentan.

La tecnología tándem es considerada superior a la de los triples en términos de seguridad, peso y cantidades de gases manejados. Este diseño superior, beneficiaría el desempeño de los compresores nuevos si se adoptase. Sellos con tecnología tándem es de facto, la tecnología que sería utilizada sobre cualquier compresor de inyección de gas agrio a ser instalados en el futuro cercano.

Tabla 8 Comparación General entre Tecnologías de Sellado	
Sellos Triple	Sellos Tándem
<p style="text-align: center;"><u>Ventajas</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Tecnología conocida y probada • Record histórico en desempeño y características del sistema de sellado conocido <p style="text-align: center;"><u>Desventajas</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Tecnología y selección materiales para los sellos de alta presión no recomendados por suplidores • Tecnología obsoleta, pero sin embargo podrían ser obtenidos a través de ordenes especiales • Limitada presión diferencial de operación, requiriendo facilidades de control del balanceo a través de tuberías de balanceo de presión • Requiere un sistema de sellado complejo • La potencia absorbida por el compresor se ve incrementada (~4%) debido a la recirculación del gas de proceso. • Incremento en la potencia requerida debido a la línea de balanceo de presión (~3%). 	<p style="text-align: center;"><u>Ventajas</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Materiales mas fuertes probados, con presión de diseño de hasta 450 Baresa • Sellos nuevos con tecnología innovativa, ventajas en los materiales usados, bajas perdidas debido cargas mecánicas, mas eficiente y mas alta presión de sellado • Diseño mas simple para altas presiones, mínimos componentes • sistema de control mucho mas simple, no se requiere línea de balanceo de presión, por lo tanto produce menos perdidas de flujo de gas • Costos por ciclo de vida más bajos debido a reducida numero de etapas de sellado y componentes • Mejora las rotor-dinámicos del compresor <p style="text-align: center;"><u>Desventajas</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Las fugas de gas hacia el flare se ven incrementadas. • Muy pocas referencias bajo ambientes de gases agrios

1.3.4 Eficiencia

No hay una diferencia significativa sobre la eficiencia mecánica en el diseño de los sellos triples o los sellos tándem, la única excepción esta en que los sellos triples requieren de una recirculación de gases desde la descarga del sello principal del compresor de alta presión (HP) hacia la succión de del compresor de baja presión (LP), resultando en un incremento en la potencia total absorbida por el compresor de aproximadamente 4%.

1.3.5 Ventajas de los sellos con tecnología tándem

Esencialmente, los sellos triples corrientemente, representan una tecnología obsoleta para los nuevos proyectos de la industria del petróleo y del gas, al tener los sellos con tecnología tándem, bajo promoción y constante mejoramiento tecnológico desde los suplidores.

- Para los sellos tándem, el sistema de control y monitoreo del gas de sellado seria mucho mas simple, ya que la etapa intermedia de gas no es requerida, por lo tanto, la necesidad de mantener y controlar un flujo cruzado durante todos los modos de operación, incluyendo arranque y parada, seria eliminada debido a que no hay necesidad de un flujo cruzado en la etapa intermedia, se incrementaría la eficiencia operacional porque no hay necesidad de re-comprimir este gas.
- Los sellos tándem son capaces de manejar la presión total del un compresor de alta presión a través de solo una cara de sellado, por lo tanto, se elimina la necesidad de introducir una línea de balanceo la presión desde al compresor de alta presión hacia el compresor de baja presión, como la utilizada en los compresores que actualmente se encuentran en operación en el campo *Karachaganak*. Esto resultará en un incremento importante en la eficiencia de los nuevos compresores, ya que este flujo de gas a través de los laberintos, será mucho mas grande, debido al diferencial de presión pasando por la caras de sellado.
- Los costos debido al ciclo de vida serian reducidos, ya que las tareas rutinarias de reparación de los sellos tándem se reducirían

importantemente, ya que solo tienen dos etapas de sellado en lugar de tres.

- Los compresores que actualmente están en operación en el campo *Karachaganak* usan sellos triples en los compresores de media y alta presión. Para los nuevos compresores solo dos etapas de compresión se han especificado, de tal forma que los mismos sellos, puedan ser utilizados en todas las carcasas de compresión (intercambiabilidad).
- La longitud axial de los sellos tándem y la masa rotativa, se ven reducidas con el uso de los sellos tándem por lo tanto, los efectos rotor-dinámicos se ven también reducidos.

1.4 Sub-Propuesta 2: -Utilizar gas agrio como gas de sellado-

1.4.1 Introducción

Otro de los problemas encontrados durante la investigación realizada al tratar de cambiar la tecnología triple por la tándem para los sellos secos, fue la falta de referencia de estos usando gas agrio como gas de sellado. Este hecho ha producido dificultades en la propuesta por contradecir directamente una de las reglas generales de la empresa *KPO*, de no utilizar prototipos o experimentar en las nuevas facilidades con equipos o accesorios que nunca antes hayan sido utilizados en la industria. Claramente, es especificado que todo equipo a ser utilizado en las plantas de producción debe poseer referencias probadas de al menos dos años bajo condiciones operacionales y ambientales similares.

Durante la investigación se encontró, que alrededor del mundo solo había una aplicación semejante, esta referencia se encontró en una planta localizada en *Irán* conocida con el nombre de *Dorood Plant*. Esta planta ha sido operada por la empresa *Total* en conjunto con la empresa estatal *Iraní* para la producción de petróleo y gas.

Con el fin de obtener más información al respecto, durante el mes de Octubre, se arreglo una reunión con los líderes de equipos rotativos de la empresa *Total* en *Paris, Francia*. Los resultados de esta reunión fueron satisfactorio; ya que efectivamente, los sellos utilizados en el mencionado compresor de re-inyección de gas agrio, fueron diseñados y se encuentran actualmente en operación desde hace dos años y medio utilizando sellos con tecnología tándem y gas agrio como gas de sellado.

Las condiciones operativas de estos sellos son similares a las propuestas para los nuevos compresores de re-inyección de gas agrio del campo *Karachaganak* en cuanto a presión, flujos, temperaturas y otras importantes variables como por ejemplo, composición del gas y peso molecular.

Ha sido importante señalar este punto, como una introducción para entender los modos de fallas mencionados anteriormente y que han sido producidos en su mayoría por problemas inducidos en los sellos, sin haber realizado una debida evaluación de todos los elementos involucrados en el proceso de usar el mismo gas agrio de compresión, como gas de sellado.

El gas asociado a la producción de hidrocarburos líquidos y condensados (petróleo) del campo *Karachaganak*, es un gas húmedo, con alto contenido de sulfuro de hidrogeno (H_2S) y un alto porcentaje adicional de dióxido de carbono (CO_2), lo cual lo convierte en una mezcla agria y de efectos muy corrosivo sobre los materiales. Las tuberías de producción (*pipe-line*), son generalmente fabricadas en acero al carbono. El contacto del gas agrio y húmedo con las paredes internas de estas tuberías da lugar a una reacción química, la cual libera sulfuro de hierro (FeS) que se adhiere sobre la superficie interna de las mismas y la cual típicamente se conoce con el nombre de polvo negro.

Este polvo negro, esta formado por partículas sub-micrónicas, generadas como subproducto de un proceso de corrosión, consistiendo de muchas formas de sulfuro de hierro y oxido de hierro, mezclado con contaminantes tales como agua, hidrocarburos líquidos, sales, cloruros, arenas y otros contaminantes sólidos. Este producto tiene una apariencia parecida al alquitrán mojado y pegajoso o un polvo fino y seco de alta densidad, el cual puede ser difícil de remover usando métodos convencionales de filtración. Este, es generado durante la producción de gas o en tuberías de gas húmedo con alto contenido de sulfuro de hidrogeno (H_2S), dióxido de carbono o oxigeno que podrían venir con el gas, lo cual produce una corrosión bacteriana del acero. El polvo negro que se encuentra típicamente en tuberías y equipos, es transportado a través de las líneas de tubería con el flujo de gas, causando problemas operacionales aguas abajo, en las plantas de procesamiento de estos hidrocarburos.

Este producto, es también peligroso bajo ciertas condiciones debido a su naturaleza pirofórica, particularmente cuando el material esta seco y en forma de polvo.

La forma mas común e histórica de lidiar con este producto, es filtrando el gas justo antes de entrar en los equipos tales como los compresores, estaciones y plantas de proceso. Existe variadas tecnologías de filtración y nombres que son usualmente especificadas y suministradas como una parte del sistema de los compresores o diseño de paquetes de deshidratación cuando la unidad o tuberías son instaladas.

Las fallas reportadas sobre los sellos de los compresores instalados en los compresores existentes en el campo *Karachaganak*, han sido investigadas a profundidad utilizando herramientas de análisis causa raíz y los modos de falla han sido identificados como sigue:

- Fallas causadas por presencia de partículas sólidas (polvo negro) contaminantes en el gas de sellado (gas agrio).
- Fallas debido a la formación de líquidos en la zona de baja presión de los sellos.

1.4.2 Contaminación del gas por partículas sólidas (polvo negro)

Sobre los compresores de re-inyección, en operación sobre el campo *Karachaganak*, han surgido muchísimas fallas desde que éstos se pusieron en servicio en el año 2004, especialmente en los sellos secos instalados en las etapas de compresión de media (MP) y alta presión (HP). El factor más significativo que ha contribuido a las fallas de estos sellos, ha sido atribuido a la presencia de polvo negro en la corriente de gas. Como fuente de los sólidos que entra a los trenes de compresión, han sido identificadas, las facilidades de producción y procesamiento de hidrocarburos que se localizan aguas arriba de las estaciones de compresión.

El polvo negro se localiza dentro de las tuberías que alimentan la estación de compresión y que proviene desde las unidades de proceso (*KPC* y *Unit 2*), la cuales procesan un gas que en la practica, es húmedo y agrio. Los contaminantes que se han encontrado dentro de estas, son primariamente hidrocarburos livianos y polvo negro, consistiendo de una mezcla de hidrocarburos, sulfuro de hierro y otros productos inorgánicos.

El proceso de corrosión se da aguas arriba y dentro la unidad de deshidratación (TEG). El tamaño de distribución de las partículas de polvo negro es desconocida, sin embargo, análisis desarrollados por otros operadores con sistemas similares, muestran que el tamaño de las partículas son generalmente mas pequeñas que 0.5 micrones.

Dado que las investigaciones realizadas, han concluido que la contaminación del gas con partículas sólidas, principalmente FeS, (sulfuro de hierro) y líquidos, son la causa raíz de las fallas de los sellos secos, el mejoramiento del procesos aguas arriba, es visto como un elemento esencial para maximizar la disponibilidad de los compresores de re-inyección de gas agrio del complejo *Karachaganak*.

Lo especificado por los fabricantes de los sellos secos, estipula que el gas de sellado tiene que estar Siempre Disponible, Seco y Limpio (SDSL) o en ingles *Always Be Cleand and Dry (ABCD)*, donde:

- Siempre Disponible (Always), significa sin excepción, que el gas debe estar presente en los sellos incluyendo, arranque, parada, despresurizado, presurizado y en cualquier condición transitorias de operación de los compresores.
- Limpio (Clean), significa la eliminación de sólidos suficientemente largos para quedarse atrapados entre las caras de sellado, así como también, sólidos más pequeños que puedan acumularse en las zonas de baja presión.
- Seco (Dry), significa que ningún líquido deberá estar presente en ningún momento, cuando los sellos esten rodando, al igual que ningún líquido pesado producto de la condensación debido a la expansión al bajar la temperatura (*efecto Joule Thonsom*), cuando el gas pasa de una presión muy alta a una muy baja.

Es muy importante hacer un esfuerzo en diseñar un sistema libre de sólidos y líquidos siendo un tanto complicado, determinar a través de los cálculos, cual debería ser el máximo tamaño de partículas que podrían pasar por las caras de sellado, sin descartar daños en las mismas.

Debido a que la causa del problema es imposible de eliminar totalmente y que sus efectos sobre la disponibilidad de los compresores no pueden ser calculada con

exactitud, la investigación se ha concentrado, en obtener resultados que conlleven a una minimización de los contaminantes, usando un sistema, el cual proteja a los sellos de estos contaminantes.

Un sistema de barreras múltiples para la prevención de la contaminación, son requeridas por las siguientes razones:

- Partículas de FeS (sulfuro de hierro) son sub-micrónicas.
- Partículas de FeS (sulfuro de hierro), fácilmente se divide en partículas mucho mas pequeñas
- partículas muy finas no pueden ser removidas completamente por ninguna tecnología
- El Glicol en la torre de deshidratación (aguas arriba), absorbe las partículas de FeS y los transporta hasta los compresores
- Partículas sub-micrónicas que se aglomeran en el sistema de sellado, se convierten en partículas mas grandes, cuando estas son expuestas a oxígeno y se convierten en un material con una estructura cristalina mucho mas dura.

Al aplicar la mayor parte de las acciones mencionadas, la empresa *KPO* podría reducir el riesgo de entrada de materiales a los sellos causando los daños antes mencionados. A pesar de que las medidas de mitigación en las áreas principales no garantizaran una remoción total de los contaminantes, la implementación del sistema propuesto, ofrecerá una reducción significativa del riesgo de falla, a través de un mejoramiento en el calidad del gas que alimenta a los compresores de re-inyección.

Con la finalidad de asegurar que el gas de sellado cumpla con tres requisitos básicos de estar siempre presente bajo cualquier condición operativa de los compresores, de ser un gas sin partículas sólidas contaminantes y que cumpla con las condiciones ideales para evitar la condensación de hidrocarburos en el interior de los sellos, se deberá analizar el sistema y añadir un proceso para el condicionamiento del mismo.

1.4.3 Formación de líquidos en el interior de los sellos

La calidad del gas del campo *Karachaganak*, ha tenido un impacto significativo en el bajo desempeño y comprometida disponibilidad de los compresores de re-inyección.

Siguiendo un número importante de reuniones sostenidas con el personal de mantenimiento/operaciones y al realizar una revisión de los históricos de fallas, han sido confirmado que las fuentes probables de las fallas ha sido la contaminación de gas de sellado con sólidos y líquidos.

El siguiente párrafo explicara las diferencias potenciales entre la composición del gas y los parámetros operativos utilizados para el diseño de los compresores versus los valores reales experimentados en la actualidad en este campo, que como conclusión preliminar, se puede establecer que estas no son iguales.

1.4.4 Hidrocarburos pesados

Durante una operación estable, en la corriente de gas que alimenta a los compresores, se presentan hidrocarburos pesados hasta C_{12+} , *figura 76*.

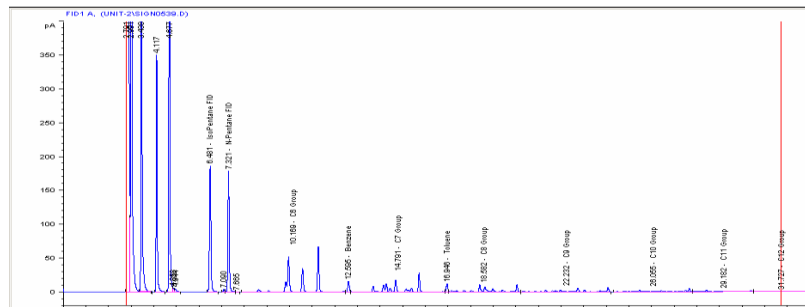


Figura 76 KPO Análisis de Laboratorio de los componentes hidrocarburos en la corriente de gas

La empresa *KPO* cuenta con laboratorios capaces de realizar análisis y mediciones para cuantificar en la corriente de gas componentes hidrocarburos hasta C_{12+} . Hidrocarburos pesados por encima de estos, pueden ser medidos, pero no se puede determinar sus cantidades de forma precisa. La incertidumbre producidas por esta incapacidad de medición de hidrocarburos pesados por encima de C_{12+} , dan como resultado un impreciso diagrama de fases desde el modelo para la simulación del comportamiento del gas y sus componentes. Esta imprecisión, también genera una predicción equivocada en los procesos de condensación de los componentes del gas.

La *figura 77*, representa un acercamiento del lado derecho de la *figura 76*. Esta ilustración muestra cuales picos ocurren mas allá de de los C_{12+} , sin embargo las

cantidades son pequeñas y no pueden ser medidas en el laboratorio de *KPO*. Estos picos indican que los componentes hasta C_{24+} y C_{36+} existen en el gas. Estos componentes imponen riesgos en la operación de los compresores de re-inyección.

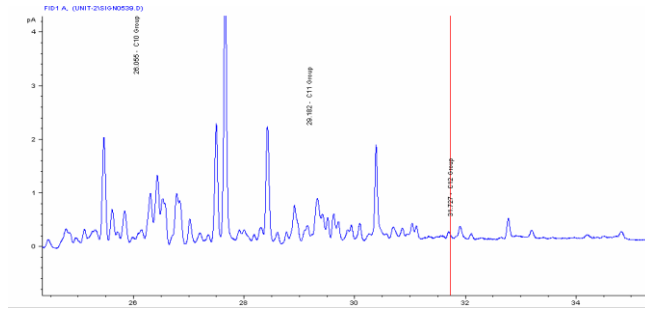


figura 77 Formación de líquidos por encima de C_{12+}

1.4.5 Condiciones inestables de operación

Los compresores de re-inyección operando en condiciones inestables, pueden generar inestabilidad en los componentes hidrocarburos pesados presentes en el gas, dando lugar a un alto nivel de condensación dentro del sistema de los sellos secos de los compresores, produciendo daños y fallas prematuras en los mismos.

Estas condiciones inestables son producidas por:

- Trastornos del proceso aguas arriba
- Cambios en los pozos de producción
- Cambios en flujos desde las facilidades
- Cambio en la velocidad del flujo
- Operación inestable de las unidades de deshidratación.

La *figura 78*, ilustra el efecto modelado, al incrementar el gas de baja presión. Esta grafica muestra como los líquidos se incrementan en el gas al aumentar el flujo de gas con hidrocarburos pesados desde las facilidades principales de producción.

Para lograr comprender mejor este proceso, es importante señalar que la estación de compresión localizada en el campo *Karachaganak*, es alimentada por dos corrientes de gas agrio, una proviene de una unidad de conocida como la *Unidad 2*, la cual está localizada adyacente a la estación de compresión. La otra corriente proviene desde las facilidades principales conocidas como *KPC (FASE II)*, desde donde, a través de una tubería de aproximadamente 20km de longitud y 24 pulgadas de diámetro, se envía el gas agrio de baja presión previamente mencionado. Este gas de baja presión proviene del proceso de separación y tratamiento de la corriente de

petróleo, por lo que su contenido de hidrocarburos pesados es muy alto y al combinarse con el gas desde la Unidad 2, convierte la corriente de gas que alimenta a los compresores de re-inyección, en un flujo de gas rico en hidrocarburos pesados, los cuales tienden a aumentar el riesgo de condensación en los sellos de los compresores.

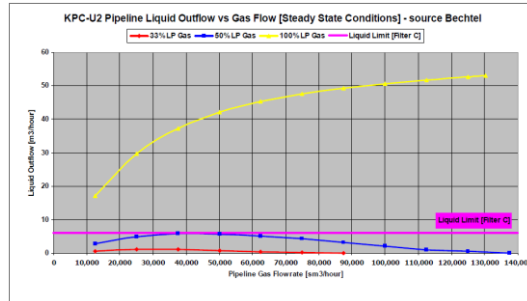


Figura 78 Efecto modelado debido al incremento de Gas de baja presión

1.4.6 Diagramas de fase del gas

Los siguientes diagramas representan las simulaciones de fases del gas elaborados para mostrar los efectos del incremento en la concentración de de hidrocarburos pesados del gas de proceso.

En la *figura 79*, la temperatura crítica ocurre a aproximadamente 25 °C, a la presión de 50 Baresg, esta es la representación del gas utilizado para el diseño de los compresores de re-inyección en operacion.

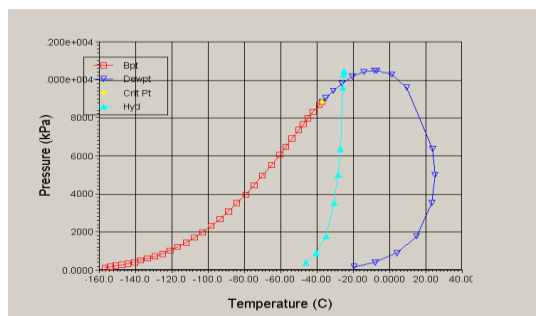


Figura 79 Diagrama de fase utilizado para el diseño de los compresores en operación

En la *figura 80*, la temperatura crítica ocurre a aproximadamente 5 °C a la presión de 50 baresg. Esto indica que el gas desde KPC se encuentra normalmente en buenas condiciones de calidad (debido a la baja temperatura crítica).

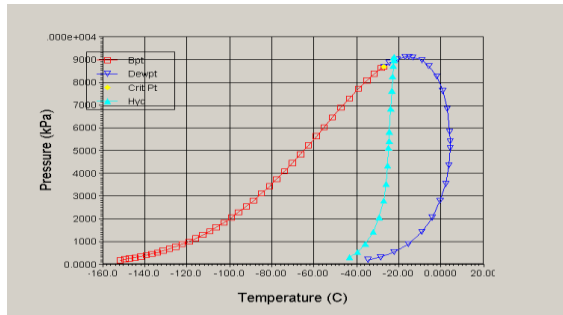


Figura 80 Diagrama de fase del gas proveniente de las facilidades principales KPC

En la figura 81, la temperatura crítica ocurre a 45 °C a la presión de 30barg. Este es el gas desde la *Unidad 2*, el cual es mas pobre en calidad cuando se compara con el gas de *KPC* debido a la incrementada presión y temperatura a la que el punto de temperatura crítica ocurre.

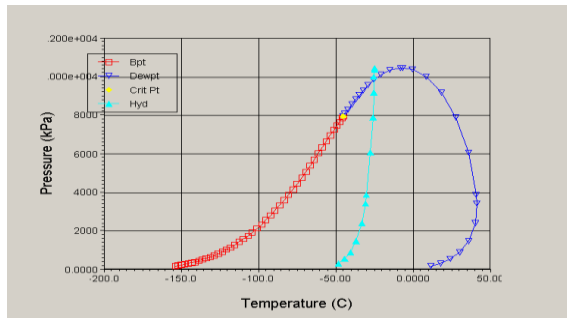


Figura 81 Diagrama de fase para el gas desde la *Unidad 2*

En la figura 82, el punto de temperatura crítica ocurre at la temperatura de 55 °C y a la presión de 30baresg.

Dado que la corriente combinada es de pobre calidad, es importante que ambas corrientes de forma individual sean suministradas a su más alto valor cualitativo para lograr una alta calidad del gas mezclado.

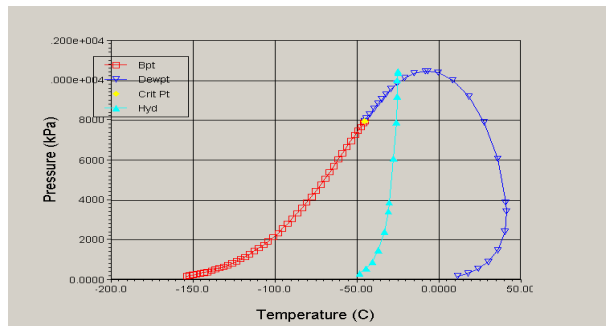


Figura 82 Diagrama de fase para el gas combinado (*Unit 2 + KPC*)

1.4.7 Consideraciones para el diagrama de fase del gas de re-inyección del proyecto FASE III

El dibujo mostrado en la *figura 83*, muestra el diagrama de fase del gas de re-inyección, considerado para el diseño de las nuevas facilidades del campo *Karachaganak*.

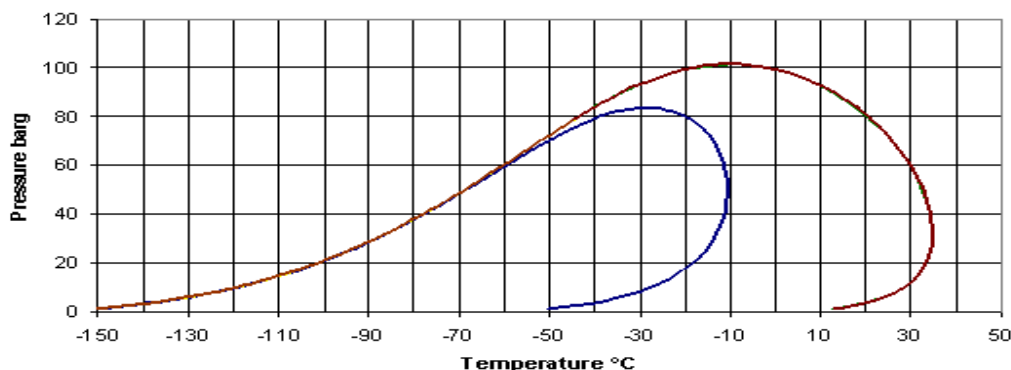


Figura 83 Diagrama de Fase del gas de re-inyeccion

Basado en la composición de estos fluidos, la temperatura de gas para las condiciones de operación y de parada de los compresores, es como se muestra en la *tabla 09*

Tabla 09 Temperatura del Gas de sellado	
Temperatura Critica	35 °C
Temperatura minima de salida del calentador para evitar formación de	113 °C
Temperatura de salida del calentador incluyendo el margen de seguridad (20 C)	133 °C
Temperatura de ingreso del gas a los sellos de alta presión (HP)	110 °C
Temperatura del gas a los sellos de alta presión durante la parada de los compresores.	120-125 °C

El resultado arrojado por este análisis muestra que para evitar la formación de líquidos en el área de baja presión de los sellos debido al efecto Joule-Thomson, en los sellos de alta presión, será necesario calentar el gas de sellado hasta 120 °C. Para ellos será necesario introducir un calentador el la línea de gas que alimenta a los sellos.

**CAPÍTULO VI
CONCLUSIONES**

En este capítulo se presentan las conclusiones de este estudio, las cuales han surgido del análisis de los resultados desprendidos de la investigación realizada y que a su vez, han arrojado un conjunto de recomendaciones para los responsables de la toma de decisiones.

Conclusiones

Las siguientes conclusiones están llamadas a exponer los resultados de los objetivos planteados en este trabajo de investigación.

Objetivo Específico: Describir el sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones ubicados en la FASE II de la Empresa KPO.

Después de haber realizado una minuciosa investigación de las facilidades existentes se puede concluir que:

1. Se ha obtenido un extenso conocimiento y entendimiento de las facilidades de producción y de los sistemas de re-inyección de gases agrios del campo *Karachaganak*.
2. Se pudo cuantificar los equipos involucrados en la investigación.
3. Ha sido posible conocer al personal involucrado en la operación y el mantenimiento de los equipos de producción y compresión de gases.
4. A través del conocimiento obtenido, fue posible tener una idea clara sobre la magnitud de la investigación y los resultados esperados.

Objetivo Específico: Estudiar las especificaciones técnicas de los componentes del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones ubicados en la FASE II de la Empresa KPO.

El estudio de las especificaciones técnicas de los equipos involucrados en esta investigación resultaron en:

1. Una comprensión profunda de la forma como los trenes de compresión equipos fueron diseñados.
2. La obtención de información sobre los materiales utilizados para la fabricación de los mismos.
3. Un entendimiento de los parámetros operacionales actuales y de aquellos para lo cual fueron diseñados.

4. Comprender los componentes de los sistemas primarios y secundarios de los trenes de re-inyección de gases agrios, para evaluar su desempeño actual.
5. Conocer las recomendaciones desde los suplidores de los equipos.
6. Conocer la frecuencia y cantidad de mantenimiento sugerido por el fabricante y compararlo con lo realizado.

Objetivo Específico: Evaluar las fallas del sistema de re-inyección de gases agrios a muy altas presiones, ubicados en la FASE II de la Empresa KPO.

Del análisis realizado sobre las fallas se ha concluido que:

1. Desde el año 2004 hasta el presente, el 70% de las fallas del sistema de compresión de gases agrios, ha sido debido a fallas en el sistema de sellado de los ejes de los compresores.
2. La tecnología triple, utilizada por los sellos secos de gas, es obsoleta e inadecuada para esta aplicación.
3. El sistema de gas sellado para los sellos triples es complejo desde el punto de vista operacional.
4. La tecnología de sellado para compresores ha evolucionado en los últimos años, dando lugar a sistemas, tecnológicamente muchos mas simples y eficientes.
5. Las fallas son producidas por la presencia de partículas sólidas en la corriente de gas utilizado como gas de sellado, al mismo tiempo este gas no ha sido apropiadamente tratado para evitar la condensación de líquidos hidrocarburos dentro de los sellos, debido al efecto *Joule Thomson*.
6. El 30% de las fallas se ha debido a problemas en la instrumentación de las turbinas a gas y a su incapacidad de manejar los cambios experimentados por las variables que definen las condiciones del gas de re-inyección, además de su incapacidad de generar la potencia requerida, bajo condiciones ambientales extremas.

Objetivo Específico: Proponer mejoras para los trenes de compresión instalados en el campo Karachaganak y que ayuden a optimizar el diseño del nuevo sistema de

re-inyección de gases agrios a muy altas presiones del proyecto FASE III de la Empresa KPO.

Una vez culminado el proceso de investigación, se ha concluido que implementado las propuestas desprendidas de esta investigación se alcanzaría:

1. Una disminución potencialmente significativa, por no decir, una eliminación total de las fallas sobre el sistema de sellado, sufridas por los compresores de re-inyección que se encuentran en operación.
2. Un diseño suficientemente robusto y optimizado para los nuevos compresores a ser instalado en el futuro.
3. La eliminación total de las paradas e ineficiencias, que al sistema, introducen las turbinas a gas.

Objetivo General:

Estudiar y evaluar los compresores de re-inyección de gas agrio del campo *Karachaganak* que actualmente se encuentran en operación con la finalidad de determinar las razones de sus constantes fallas y proponer soluciones que conlleven a mejorar su disponibilidad y ser implementadas en el diseño de los nuevos sistemas de re-inyección incluidos en el alcance de trabajo del proyecto *FASE III* del mismo campo.

El análisis de la información obtenida y los resultados de la investigación permitieron al autor, identificar las razones de las fallas de los compresores que se encuentran en operación en el campo *Karachaganak*, luego ha permitido un análisis mas detallado que han finalizado en propuestas concretas y soluciones que permitirán que estos compresores, puedan operar con un disminuido numero de fallas persistentes, lo cual incrementara su disponibilidad para la re-inyección del gas, además de permitir a las otras facilidades, cumplir su función principal de producir las cantidades de hidrocarburos, para lo cual fueron originalmente diseñadas.

CAPÍTULO VII
RECOMENDACIONES

- Para conducir los nuevos compresores de re-inyección de gas agrio para el proyecto *FASE III* de la empresa *KPO*, se recomienda el uso de motores eléctricos con sistema de variación de velocidad (VSD). Esto permitiría, utilizar sistemas tecnológicamente robustos los cuales han sido utilizados por muchos años en la industria de los hidrocarburos y representan una tecnología menos compleja, mas practica y menos problemática que las hasta ahora usadas, turbinas a gas. Los motores eléctricos con sistema de velocidad variable (VSD), han sido utilizados en aplicaciones con rango de potencia requerida entre 2 y 100MW y están disponible, para aplicaciones de conducción directa con velocidades de hasta aproximadamente 9000rpm (para bajas potencias). Por encima de 30MW, existe una limitada experiencia de motores funcionando a velocidades súper-síncronas, de allí que 3600rpm, es probablemente la máxima velocidad a ser considerada para los nuevos compresores de re-inyección por lo que para lograr transmitir la velocidad requerida por los compresores sería necesario la instalación de cajas de transmisión para incrementar su velocidad.
- Los sellos con tecnología tándem es la recomendación para todos los sistemas de compresión de gases agrios, basado en que los suplidores de estos accesorios de sellado han manifestado que los sellos triple representan una tecnología obsoleta y que los sellos con tecnología de sellado tándem han sido suficientemente aplicados para el rango de presión manejado por los compresores del campo *Karachaganak*. Es importante señalar que aspectos tan importantes como la eficiencia, mantenibilidad y operabilidad del sistema de compresión en general se vería mejorada, al utilizar tales sellos. El diseño de los sellos podría también dar lugar a la posibilidad de disminuir los costos relacionados al manejo y administración de partes de repuestos, ya que el mismo modelo y tipo de sello, podrían ser utilizados tanto en lado del acople

como en el lado opuesto al acople, mejorando notablemente la intercambiabilidad entre carcasas de compresión.

Esta recomendación aplica, tanto para los nuevos compresores de reinyección a ser instalados en los proyectos de expansión del campo *Karachaganak*, como para aquellos compresores que actualmente se encuentran en operación y los cuales han venido sufriendo de muy bajo rendimiento.

- La figura mostrada en el *anexo 1*, muestra el tipo de filtración requerida para eliminar tanto como sea posible la cantidad de partículas sólidas en la corriente de gas usado como gas de sellado. Estos filtros tienen la capacidad de filtrar partículas sólidas de hasta 0.5 micrones. La recomendación incluye el uso de una configuración doble, de tal forma que, cuando uno de ellos sufre taponamiento, se pueda cambiar a otro.

La figura mostrada en el *anexo 2*, muestra el filtro coalescente propuesto para retener y eliminar cualquier líquido libre que pueda venir junto a la corriente de gas usada como gas de sellado, este elemento ha sido utilizado en aplicaciones similares, mostrando una alta eficiencia operativa.

El figura mostrada en el *anexo 3*, muestra un compresor reciprocante de respaldo del gas de sellado. Este compresor es actuado con aire (neumático) y a su vez, el pistón de compresión es movido a través de elementos magnéticos, los cuales permiten que el mismo se encuentre totalmente aislado dentro del cilindro que lo contiene. Este compresor permitirá que los sellos estén siempre alimentados y eliminaría la posibilidad de que el gas dentro de los compresores, entre en contraflujo a los sellos.

El esquema mostrado en el *anexo 4*, muestra el sistema que se recomienda, para cumplir con todos los elementos básicos con los que el sistema de sellado debe contar, para que el gas agrio pueda realizar su función de una forma adecuada, eficiente, sin partículas sólidas, sin riesgos de formación de líquidos y estar siempre presente, bajo cualquier

condición operacional de cualquier compresor centrífugo de reinyección, donde sea usado gas agrio como gas de sellado.

Adicionalmente a estas recomendaciones será necesaria la instalación de calentadores de gas en las líneas de ingreso de gas a los sellos (*Anexo 4*), de tal forma que la temperatura de ingreso del gas a los sellos, sea de aproximadamente 120 C y evitar así, la formación de líquidos en las zonas de baja presión de los sellos por el efecto *Joule Thomson*.

BIBLIOGRAFIA

- Arias, Fidia. (1997). *El Proyecto de Investigación (5ta Edición) Epitesme*
- Baldassarre, L., De Lucia, M., Ferrara, G., Ferrari, L., and Mengoni, C.P., 2002, "Experimental Investigation and Characterization of the Rotating Stall in a High Pressure Centrifugal Compressor: Part I: Influence of Diffuser Geometry on Stall Inception," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands.*
- Baldassarre, L., Cellai, A., Ferrara, G., Ferrari, L., and Mengoni, C.P., 2003, "Experimental Investigation and Characterization of the Rotating Stall in a High Pressure Centrifugal Compressor: Part III: Influence of Diffuser Geometry on Stall Inception and Performance (2nd Impeller Tested)," *Proceedings of 2003 ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air, Atlanta, Georgia.*
- Baldassarre, L., Fulton, J.W., 2007, "Rotor Bearing Loads with Honeycomb Seals and Volute Forces in Reinjection Compressors," *Proceedings of the Thirty Sixth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 11-20.*
- Camatti, M., Fulton, J.W., Hopenwasser, F., and Vannini, G., 2003, "Instability of a High Pressure Compressor Equipped with Honeycomb Seals," *Proceedings of the Thirty Second Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 39- 49.*
- Fulton, J. W., 1984, "Full Load Testing in the Platform Module Prior to Tow Out: A Case History of Subsynchronous Instability," *Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, NASA Conference Publication 2338, Texas A&M University, pp. 1-16.* Fulton, J.W., and Blair, W.G., 1995, "Experience with Empirical Criteria for Rotating Stall in Radial Vaneless Diffusers," *Proceedings of the Twenty Fourth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 97-106.*
- Méndez, Carlos. (2001). *Metodología*. (2da Edición) Bogotá.
- Sabino, Carlos. (1995). *Metodología de la Investigación*. Caracas -Venezuela
- Merrow, E. W., McDonnell, L., and Arguden, R. Y., 1988, "Understanding the Outcomes of Megaprojects, A Quantitative Analysis of Very Large Civilian Projects," *Rand Corporation.*

ANEXOS

1. Anexo 1, Filtro de partículas sólidas

Data Sheet 1682-7C



DUO-FINE® 1401 Series Filter Cartridges

High Surface Area Pleated Filter Cartridges For Critical Applications

- Available In Retention Ratings of 0.45 to 50 microns (μm)
- Lifting Ball Provides Quick and Easy Cartridge Change Outs
- High Surface Area Provides Long Service Life
- Internal O-ring Seal Minimizes Contaminant Bypass
- Tin and Stainless Steel Hardware Provides Increased Mechanical Strength
- Manufactured Under ISO 9001 Quality System

Performance Specifications

Filter Grades:

0.45, 3, 10, 30, or 50 μm

Recommended Change Out Differential Pressure¹:

35 psid (2.4 bard)

Maximum Differential Pressure:

40 psid (2.8 bard) @ 200°F (93°C)

Maximum Operating Temperature:

250°F (121°C)

Product Specifications

Materials of Construction:

Filter Media:

50 μm : Polyester

All Other Grades: Borosilicate Microfiberglass with
Acrylic Binder

Support Material: Polyester

Core: Tin Plated Steel

End Caps: Stainless Steel

Outer Netting: Polypropylene

Sealing: Epoxy Bond

O-ring: Buna N

Dimensions (nominal):

Outside Diameter: 3 $\frac{3}{8}$ " (9.5 cm)

Inside Diameter: 2 $\frac{1}{8}$ " (5.4 cm)

Length: 38 $\frac{3}{8}$ " (98.4 cm)



¹ - Provided that the maximum differential pressure is not exceeded based on temperature limits defined above.

Filtration. Separation. Solution.™

2. Anexo 2, Filtro coalescente

The advertisement features a blue industrial coalescing filter with a cutaway view showing internal components. The background is a light grey with faint technical drawings and a large circular logo that reads 'PEACH' and 'APPLIED CONICAL HELIX'. The right side of the image has a dark purple vertical band with white text.

Oil & Gas Vessels

PECO PERRY EQUIPMENT CORPORATION

ISO 9001 **PEACH® Gemini PuraSep®**

PECO Innovative Technology for Gas Coalescing & Filtration

PECO'S NEWEST INNOVATION IN COALESCING

ENGINEERED FILTRATION TECHNOLOGIES
Protected by USA Patent No. 5,919,284

3. Anexo 3, Compresor reciprocante de respaldo

Get more from your
Centrifugal Compressors

GE
Oil & Gas

Seal Gas Booster System

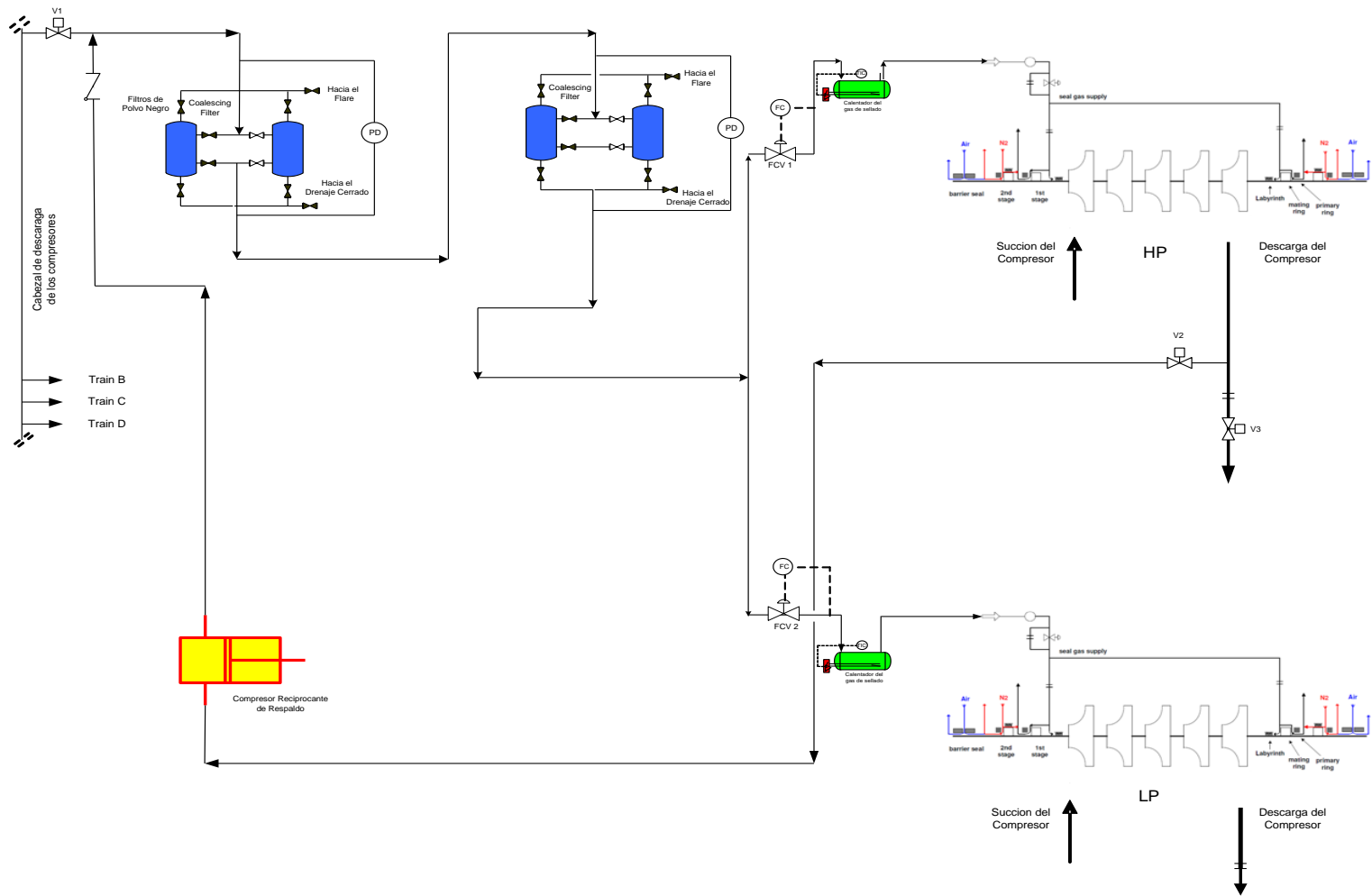
Benefits

- Increased production
- Higher efficiency
- Compliance with environmental regulations
- ■ ■ Availability and Reliability
- ■ ■ Life extension

Centrifugal Compressors equipped with Dry Gas Seals (DGS) use process gas as the seal gas. During normal operation, the compressor pressure and temperature ratio maintain a positive flow to the DGS and avoid contamination and condensation. However, during standstill conditions, this auto-buffering is not possible and the DGS is at risk from contamination especially by heavy hydrocarbon condensate. To mitigate this risk, depressurizing the compressor after trip is recommended, but flaring of process gas impacts revenues and the environment. In fact, in many countries, a pollution tax is applied on released process gas. The installation of a Seal Gas Booster allows the compressor to be kept pressurized after a trip, while the DGS remains correctly buffered and ready to be restarted.



4. Anexo 4 Sistema de sellado propuesto



4.1 Descripción del sistema

Nótese, que para entender las explicaciones dadas a continuación será necesario visualizar el diagrama del *anexo 4*.

Parte del gas desde el cabezal de descarga es introducido como gas de sellado al sistema de sellos de los compresores. Puesto que todos los compresores estarán conectados a la descarga con este cabezal, el gas siempre estará disponible en condiciones normales de operación, cumpliendo así, con el primer requisito referido a la disponibilidad del gas de sellado en todo momento y con suficiente presión. Este cabezal, estará siempre presurizado a la presión de 450 Baresa.

Las condiciones operacionales de los compresores de re-inyección se pueden resumir como sigue:

- Condición de arranque:

Es cuando se encuentra despresurizado y en condiciones de arranque. Para este caso se supone que el cabezal de descarga esta presurizado a 450baresa,

- El gas es introducido al sistema a través de la válvula V1, pasando posteriormente a los filtro de partículas sólidas (ver anexo 1), donde partículas sólidas mayores a 0.3 micrones serán removidas.
- Una vez filtrado, el gas se mueve en la dirección de los filtros coalescentes (*anexo 2*), donde se espera que el gas sea liberado de cualquier liquido libre que se haya podido formar durante su recorrido, se espera que 99.99% de los líquidos sean removidos.
- El gas a 450 baresa es entonces dividido en dos corrientes, una es introducida en los sellos del compresor de baja presión (LP) a una presión dinámica de aproximada de 80 baresa y la otra al compresor de alta presión (HP) a aproximadamente 200 baresa, el cambio y control de estas presiones será realizado a través de las válvulas de control de flujo FCV 1 y FCV 2, para mantener un flujo adecuado a estas presiones.
- Luego las corrientes de gas es calentada hasta la temperatura de 120°C. Esta temperatura ha sido determinada, como la temperatura a la cual se garantiza que el gas, debido al efecto *Joule-Thomson*, no generara la

formación de ningún líquido (hidrocarburos pesados como por ejemplo Butano, Propano, C5+, etc.), cuando la presión cambia bruscamente desde 450 baresa hasta la presión atmosférica. Esta temperatura pudo ser determinada a través del modelaje de diagrama de fase para la composición del gas.

- Estas dos corrientes de gas son entonces introducidas a los sellos de los compresores, donde realizarán su función de sellado antes de que el compresor se encuentre en servicio, continuando durante la puesta en marcha y se mantendrá estable para los periodos de operación normal.
- Condición de parada de los compresores:

La filosofía operacional de los compresores de re-inyección establece que si los compresores sufriesen algún problema o falla que no sea, incendio o fugas de gases a la atmosfera, estos se pararan y permanecerán presurizados y listos para un re-arranque. Para estos casos de parada “normal”, el gas es introducido y procesado como se ha mencionado anteriormente, con la diferencia de que en este momento todo el sistema del tren de compresión, incluyendo los dos compresores (LP y HP) y sus respectivos sellos, estarán presurizados a la misma presión estática (aproximadamente 300bares), por lo tanto el gas de sellado deberá estar disponible a esta presión. Vale la pena señalar que para esta condición operativa el sistema propuesto garantizará el suministro de gas a los sellos

- Condición de parada debido a una emergencia:

La filosofía operacional de la estación de re-inyección establece que cuando se hayan activado las alarmas de incendio o se detecten fugas de gas a la atmosfera, entonces la estación entrara en emergencia y todos los equipos automáticamente deberán parar y ventear al mechero o chimenea, todo el gas contenido dentro de todos los equipos y tuberías. El sistema para esta condición operara de la siguiente forma:

- Cuando los compresores se paren debido a emergencias, entonces la válvula V1 y V3 se cerraran para aislar el tren de compresión y así

evitar la introducción adicional de gas desde el cabezal de descarga o de succión.

- En este momento la fuente del gas de sellado cambia y los sellos recibirán gas desde dentro del compresor a la presión a la cual estos se encuentren, a través de la válvula V2. Debido a que el valor de esta presión es menor al del cabezal de descarga, será necesario recomprimir el gas hasta un valor de por lo menos 1 Bara por encima de la presión de entrada, usando para ello el compresor recíprocante de respaldo mostrado en el diagrama (ver anexo 3). De esta forma el gas siempre estará disponible, en la medida que la presión dentro del compresor tienda a reducirse, debido a la despresurización del sistema.
- El gas es entonces introducido al sistema de la misma forma como se ha descrito anteriormente.

Este sistema garantizará el gas siempre disponible, limpio de partículas sólidas y libres de líquidos, para cualquier condición operacional de los compresores de re-inyección de gases agrios del Campo *Karachaganak*.