



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**

**UNIDAD DE POSGRADOS**

**TESIS EN OPCIÓN AL GRADO ACADÉMICO DE  
MAGISTER EN GESTIÓN DE ENERGÍAS**

**TÍTULO:**

DIAGNÓSTICO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ANTI-SURGE EN EL TURBOCOMPRESOR GC1102 DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA DE GAS DEL COMPLEJO INDUSTRIAL SHUSHUFINDI, 2015. DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONTROL PARA PREVENIR EL FENOMENO SURGE.

**Autor: Ing. Arcos Porras Walter Napoleón**

**Tutor: MSc. Xavier Alfonso Proaño Maldonado**

**LATACUNGA – ECUADOR**

**Marzo – 2016**



# UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI

UNIDAD DE POSGRADO

Latacunga – Ecuador

---

## APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

En calidad de Miembros del Tribunal de Grado aprueban el presente Informe en consideración de posgrados de la Universidad Técnica de Cotopaxi; por cuanto, el maestrante: Arcos Porras Walter Napoleón, con el título de tesis: **“Diagnóstico de Operación del Sistema Anti-surge en el Turbocompresor GC1102 del Sistema de Refrigeración de la Planta de Gas del Complejo Industrial Shushufindi, 2015. Diseño de un Sistema de Control para Prevenir el Fenómeno Surge”**, ha considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Defensa de Tesis.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, marzo 2016

Para constancia firman:

.....

Msc. Ángel León

PRESIDENTE

.....

PhD. Juan Mato

MIEMBRO

.....

PhD. Enrique Torres

MIEMBRO

.....

PhD. Secundino Marrero

OPONENTE

## **AVAL DEL TUTOR DE TESIS**

Latacunga, marzo del 2016

En mi calidad de Director de Tesis presentada por el Ing. Arcos Porras Walter Napoleón, Egresado de la Maestría en Gestión de Energías, previa a la obtención del mencionado grado académico, cuyo título es **“Diagnóstico de Operación del Sistema Anti-surge en el Turbocompresor GC1102 del Sistema de Refrigeración de la Planta de Gas del Complejo Industrial Shushufindi, 2015. Diseño de un Sistema de Control para Prevenir el Fenómeno Surge”**.

Considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del tribunal examinador.

Atentamente

MSc. Xavier Alfonso Proaño Maldonado

**TUTOR DE TESIS**

## **AUTORÍA**

El contenido de la presente Tesis de Grado, es original y de mi exclusiva responsabilidad.

Atentamente

Walter Napoleón Arcos Porras

C. I. 0502338304

## **AGRADECIMIENTO**

El presente trabajo de tesis primeramente me gustaría agradecerle a ti Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado, porque hiciste realidad este sueño anhelado, a mis padres Olmedo y Blanca, a mi esposa Carolina, que es mi complemento, a mis hijos Renato y Brenda, por cederme el tiempo que a ellos les pertenecía, además por compartir conmigo los momentos más felices de mi vida y los más tristes.

## **DEDICATORIA**

Este trabajo en opción al título de, Máster en Gestión de Energías, está dedicado a mis dos hijos Renato y Brenda.

A tu paciencia y comprensión, preferiste sacrificar tu tiempo para que yo pudiera cumplir con el mío. Por tu bondad y sacrificio me inspiraste a ser mejor para ti, ahora puedo decir que esta tesis lleva mucho de ti, gracias por estar siempre a mi lado, Diana Carolina.

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**

**UNIDAD DE POSGRADO**

**PROGRAMA: “MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS”**

“DIAGNÓSTICO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA ANTI-SURGE EN EL TURBOCOMPRESOR GC1102 DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA DE GAS DEL COMPLEJO INDUSTRIAL SHUSHUFINDI, 2015. DISEÑO DE UN SISTEMA DE CONTROL PARA PREVENIR EL FENOMENO SURGE”

Autor: Walter Napoleón Arcos Porras

Fecha: marzo 2016

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**

**UNIDAD DE POSGRADOS**

**MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS**

**TÍTULO:** Diagnóstico de Operación del Sistema Anti-surge en el Turbocompresor GC1102 del Sistema de Refrigeración de la Planta de Gas del Complejo Industrial Shushufindi, 2015. Diseño de un Sistema de Control para Prevenir el Fenómeno Surge.

**AUTOR:** ARCOS PORRAS Walter Napoleón

**TUTOR:** MSc. PROAÑO MALDONADO Xavier Alfonso

**RESUMEN**

En el presente trabajo se realiza un estudio para determinar un óptimo funcionamiento del sistema anti surge, del compresor GC1102 de la Planta de gas del Complejo Industrial Shushufindi (CIS), para disminuir las fluctuaciones y ahogamiento del compresor. Esto se evitará asegurándose de que pase suficientes vapores de propano a través del compresor.

Se realizó la recopilación de información mediante un trabajo en campo, tanto de parámetros de operación del compresor como la toma de muestras de gas propano. Se efectuaron pruebas en Laboratorio para determinar los diversos componentes de mezclas de hidrocarburos gaseosos y gases licuados de petróleo del propano.

Por medio del software Hysys V7.1, se realiza la simulación de sistemas de compresión continua para estimar la energía requerida para comprimir en fluidos gaseosos, con los cuales debe trabajar en los rangos de variación de flujo del propano de acuerdo a datos del fabricante debe estar en 4.5 y 6.5 MMSCFD y en operación actual se encuentra el rango de 4.8 a 6.5 MMSCFD estable.

Se realizó una descripción del algoritmo que se emplea para el control del “surge” en compresores centrífugos, en la que se muestra la manera en que el controlador de “surge” calcula la señal de control hacia la válvula de reciclo la cual aleja al compresor de “surge”

**Palabras Claves:** Controladores Programables, Instrumentos de Campo, Redes de Comunicación, entre otros.

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI**

**UNIDAD DE POSGRADOS**

**MAESTRÍA EN GESTIÓN DE ENERGÍAS**

**TÍTULO:** Diagnóstico de Operación del Sistema Anti-surge en el Turbocompresor GC1102 del Sistema de Refrigeración de la Planta de Gas del Complejo Industrial Shushufindi, 2015. Diseño de un Sistema de Control para Prevenir el fenómeno Surge.

**AUTOR:** ARCOS PORRAS Walter Napoleón

**TUTOR:** MSc. PROAÑO MALDONADO Xavier Alfonso

**ABSTRACT**

## ÍNDICE

Contenido .....	Página
PORTADA.....	i
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	ii
AVAL DEL TUTOR DE TESIS.....	iii
AUTORÍA.....	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
DEDICATORIA .....	vi
RESUMEN.....	viii
ABSTRACT .....	x
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO I. EL PROBLEMA .....	2
1.1 Antecedentes del problema .....	2
1.2 Formulación del problema .....	3
1.3 Objeto de estudio.....	3
1.4 Justificación de la Investigación .....	3
1.5 Objetivos .....	4
1.5.1 Objetivo General .....	4
1.5.2 Campo de acción.....	5
1.5.3 Objetivos Específicos.....	5
1.6 Hipótesis.....	5
1.7 Conclusión del capítulo.....	5

CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO .....	6
2.1 Antecedentes de la Investigación .....	6
2.2 Fundamentación Teórica .....	7
2.2.1 Compresión del gas natural .....	7
2.2.2 Proceso de Refrigeración .....	8
2.2.3 Expansión con Turbina .....	12
2.2.4 Generalidades de un Compresor .....	13
2.2.5 Compresores Centrífugos .....	15
2.2.6 Principio de Funcionamiento del Compresor Centrífugo .....	16
2.2.7 Eficiencia de los Compresores Centrífugos .....	16
2.2.8 Límites de Estabilidad de un Compresor Centrífugo .....	17
2.2.9 Fenómeno de “Surge” en un Compresor Centrífugo .....	18
2.2.10 Factores que afecta el fenomeno “surge” en el compresor .....	20
2.2.11 El Control del Compresor .....	21
2.2.12 Instrumentos de Medición .....	23
2.2.13 Sistemas de control para la prevención del fenómeno de surge en Compresores Centrífugos .....	23
2.2.14 Línea de Control Surge .....	24
2.2.15 Control de Flujo Mínimo .....	25
2.2.16 Control Máximo de Presión .....	26

2.3 Marco legal vigente.....	27
2.3.1 Requisitos del Propano.....	27
2.3.2 Ley de Gestión Ambiental .....	28
2.3.3 Ley de Prevención y Control de Contaminación Ambiental .....	29
2.4 Conclusión del capítulo.....	29
<b>CAPÍTULO III. METODOLOGÍA .....</b>	<b>30</b>
3.1 Diseño de la Investigación .....	30
3.1.1 Modalidad de la Investigación .....	30
3.1.2 Tipos de Investigación .....	30
3.1.3 Metodología .....	31
3.2 Operacionalización de las variables .....	31
3.3 Delimitación de la zona de estudio .....	32
3.4 Técnicas de investigación y análisis .....	32
3.5 Equipos, materiales y herramientas.....	34
3.6 Caracterización del propano.....	39
3.7 Sistema de Refrigeración .....	41
3.9 Método de análisis económico .....	45
3.10 Conclusiones del Capítulo.....	46
<b>CAPÍTULO IV. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....</b>	<b>47</b>
4.1 Condiciones de entrada y salida del Compresor GC1102.....	47

4.2 Características de la válvula reciclo .....	50
4.3 Curvas de Desempeño .....	51
4.4 Eficiencia del Compresor GC1102 .....	54
4.5 Simulación de Equipos en HYSYS .....	54
4.6 Control Anti-Surge .....	56
4.7 Algoritmos ANTI-SURGE .....	57
4.8 Análisis de pérdidas de Producción .....	58
4.13 Conclusiones del Capítulo .....	63
<b>CAPÍTULO V. PROPUESTA .....</b>	<b>65</b>
5.1 Título la propuesta .....	65
5.2 Justificación de la propuesta .....	65
5.3 Objetivo de la propuesta .....	65
5.4 Estructura de la propuesta .....	65
5.5 Simulación del compresor en condiciones normales de Operación .....	65
5.6 Propuesta del Sistema de Control para el Fenómeno “SURGE” .....	67
5.7 Arquitectura del Sistema para el Control “ANTI-SURGE” en el Compresor GC1102 .....	68
5.8 Descripción del Algoritmo para el Control del Fenómeno “Surge” en el Compresor GC1102 .....	70
5.9 Calculo de la línea límite de “SURGE” .....	71
5.10 Parámetros de Respuesta de Control .....	84

5.11	Instrumentos Para Algoritmo “ANTI-SURGE” .....	85
5.11.1	Selección Del Controlador “ANTI-SURGE” .....	85
5.11.2	Características de Hardware Y Software del Controlador Trisen TS16086	
5.12	Válvula ANTI-SURGE .....	92
5.13	Fugas durante posición cerrada de las válvulas.....	94
5.14	Actuador .....	95
5.15	Tamaños / selección de válvulas ANTI-SURGE .....	96
5.16	Estudio Económico de la propuesta .....	97
5.17	Evaluación económica y de la eficiencia de la propuesta .....	98
5.17.1	Resultados de la valoración económica de la propuesta de un sistema de control antisurge .....	98
5.18	Conclusiones del capítulo.....	101
	CONCLUSIONES GENERALES .....	102
	RECOMENDACIONES .....	103
	LINKOGRAFÍA .....	104

## ÍNDICE DE FIGURAS

Contenido	Página
Figura 1. Sistema de una Sola Etapa de Refrigeración .....	10
Figura 2. Sistema de dos etapas de refrigeración.....	11
Figura 3. Sistema de tres etapas de Refrigeración .....	11
Figura 4. Expansión con Turbina.....	13
Figura 5. Clasificación de los Compresores.....	14
Figura 6. Impulsor del compresor centrífugo.....	15
Figura 7. Partes de un Compresor Centrífugo.....	16
Figura 8. Curva de desarrollo del compresor centrífugo.....	17
Figura 9. Curva de operación de una etapa de un compresor centrífugo .....	18
Figura 10. Se muestra el ciclo típico de “surge” .....	20
Figura 11. Enfoques de control del Compresor .....	22
Figura 12. Límite Surge y Línea de Control Surge .....	24
Figura 13. Punto de ajuste del control de flujo .....	25
Figura 14. Setpoint del controlador.....	26
Figura 15. Cámara Termográfica Flir T360.....	36
Figura 16. Termómetro de Alcohol.....	36
Figura 17. Campana de extracción de gas ESCO, Frontier Acela.....	37

Figura 18. Cilindro de muestreo.....	37
Figura 19. Cromatógrafo Perkin Elmer Arnel.....	38
Figura 20. Software TotalChrom. ....	38
Figura 21. Toma de muestra de gas propano. ....	39
Figura 22. Medición de volatilidad del gas.....	40
Figura 23. a) Equipo para Cromatografía ejecutando, b) PC con software Total Chrom presentando resultados. ....	41
Figura 24. Diagrama de Flujo del Sistema de Enfriamiento con Propano en la Planta de Gas.....	43
Figura 25. Diagrama de Flujo de Operación de Propano del Sistema de Enfriamiento en la Planta de Gas .....	43
Figura 26. Compresor GC1102.....	47
Figura 27. Medidores analógicos del compresor York .....	49
Figura 28. Válvula de Reciclo.....	51
Figura 29. Ejemplo de líneas de desempeño para un compresor general, nótese la Línea de Surge al lado izquierdo de la gráfica, donde se generan las inestabilidades.....	53
Figura 30. Compresor de simulación en Hysys. ....	54
Figura 31. Simulación en software Hysys del Compresor GC-11.02 en condiciones de surge. ....	56
Figura 32. Simulación en software Hysys del Compresor GC-11.02 en condiciones normales de operación. ....	67

Figura 33. Esquema Básico para el control de surge .....	69
Figura 34. Diagrama de bloques del control surge .....	71
Figura 35. Línea límite de surge .....	71
Figura 36. Línea límite de “SURGE” .....	83
Figura 37. TS160 Apariencia General .....	85
Figura 38. Diagrama de Bloques.....	87
Figura 39. Descripción de los botones del panel frontal.....	87
Figura 40. Software de configuración del controlador TS160.....	89
Figura 41. Ventana para la configuración del mapa de operación del compresor	90
Figura 42. HMI para operación del compresor .....	91

## ÍNDICE DE TABLAS

Contenido	Página
Tabla 1 Requisitos del Gas licuado de Petróleo.....	28
Tabla 2 Operacionalización de la variable independiente.....	31
Tabla 3 Operacionalización de la variable dependiente.....	32
Tabla 4 Resumen de Condiciones de Operación de Diseño del Compresor.....	48
Tabla 5 Datos de la válvula de reciclo .....	50
Tabla 6 Resumen paradas del compresor GC1102 ocasionadas por el efecto surge en el año 2015 .....	59
Tabla 7 Producción mensual de la Planta de Gas en Barriles .....	60
Tabla 8 Cálculo de pérdidas de producción por día de la Planta de Gas .....	60
Tabla 9 Calculo de pérdidas de producción mensual y anual de la Planta de Gas .....	61
Tabla 10 Valor diario de producción en condiciones normales de operación del compresor.....	62
Tabla 11 Valor estimado mensual de pérdidas de producción cuando el compresor opera en surge.....	62
Tabla 12 Valor anual de producción cuando el compresor opera en surge .....	62
Tabla 13 Valores de diseño de operación del compresor.....	77
Tabla 14 Puntos de operación del compresor proporcionada en la hoja de datos del fabricante.....	77

Tabla 15 Puntos calculados con datos del compresor en la hoja de datos del fabricante.....	82
Tabla 16 Recomendación para Especificaciones de Rendimiento de Válvulas Anti-Surge.....	88
Tabla 17 Calculo de perdida de producción por hora .....	92
Tabla 18 Recomendación para Especificaciones de Rendimiento de Válvulas Anti-Surge.....	94
Tabla 19 Costos estimados de equipos y su instalación.....	97
Tabla 20 Determinación del VAN Y TIR .....	101

## INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como propósito estudiar los procesos de optimización del fenómeno “Surge” (fluctuaciones) en los compresores centrífugos, condición operativa que tiene que evitarse pues daña los componentes internos del compresor. El surge, se produce cuando el compresor no tiene la capacidad de vencer la resistencia impuesta y por escasez de flujo disponible en la máquina. Para evitar esta condición, por diseño en toda planta industrial de procesos químicos, se utiliza un sistema de control automático anti-surge.

En cuanto a la estructura de la tesis, los capítulos, están estructurados de la siguiente manera:

En el capítulo 1, Problematización, se analiza el Problema de la Investigación, la formulación del problema, la justificación y se enuncian los objetivos tanto general y específicos

En el capítulo 2, Marco Teórico, se presentan los antecedentes de la investigación, luego se enfoca en el compresor centrífugo, mapa del compresor, surge, control del compresor, control del surge y sistemas de control.

En el capítulo 3, Metodología, se enfoca en la Modalidad de la Investigación, los tipos de investigación a usar en este trabajo, Población, Muestra, los Métodos y técnicas a ser empleadas y la operacionalización de las variables.

En el capítulo 4, Análisis e Interpretación de Resultados, se presenta los resultados obtenidos por medio de tablas y figuras.

En el capítulo 5, Propuesta, se plantea la propuesta de la investigación: Sistema de control automático para mejorar el sistema antisurge, aumentando la temperatura del gas de proceso de la Planta de Gas, en el compresor GC1102; verificación de la hipótesis, determinación del VAN y TIR. Para finalmente establecer las conclusiones y recomendaciones.

## CAPÍTULO I. EL PROBLEMA

### 1.1 Antecedentes del problema

El diseño de la planta de gas es de 2 Turbocompresores (GC1101 y GC1102) para operar de forma simultánea, mientras que un tercer Turbocompresor (GC1103) se encuentra en modo standby. Las tres turbinas tienen un sistema electro-neumático y utilizan el gas como combustible.

El compresor GC1102, es de especial interés, ya que se consideró para este trabajo, una gran cantidad de información acerca de sus parámetros operativos.

Cuando se construyó la planta de gas en el año de 1979, se instalaron dos turbocompresores que no fueron diseñados con sistema para el control del fenómeno “surge”,

En la actualidad el negocio del gas natural se ha convertido en uno de los más importantes a nivel mundial, su uso se ha hecho tan indispensable que cada año las industrias invierten miles de millones de dólares para procesarlo y así distribuirlo bajo especificaciones. Como es sabido, la compresión incrementa el nivel energético del gas, dicho aumento en los niveles de energía se logra mediante el trabajo que ejerce el compresor sobre el fluido; la variación en estos valores se manifiesta con incrementos de presión y en la mayoría de los casos por aumentos de temperatura. Entre los principales factores que se deben tomar en consideración, dispuestos hasta cierto punto en orden de importancia, se encuentran la velocidad de flujo, la carga o presión, las limitaciones de temperatura, el consumo de potencia, posibilidades de mantenimiento y el costo.

Los compresores son piezas muy complejas, por tanto, el personal asignado a su manipulación debe estar muy bien capacitado, sin olvidar que el manejo debe estar dentro de unas normas de seguridades establecidas.

Pero por más estrictas que sean estas normas, el compresor no se escapa de presentar problemas operacionales ocasionados por algún error o falla que pudiese ocurrir en el sistema. Uno de los problemas que en determinado momento afectaría el buen funcionamiento del compresor es el fenómeno de Surge, esta es una condición de flujo inverso causado básicamente por la disminución del caudal, es tan notable esta fluctuación que produce un errático funcionamiento del sistema

En el proyecto de estudio presentado a continuación, se analizará este fenómeno de manera tal que se entienda su real efecto en el compresor GC1102, cómo afecta tanto interna como externamente, sus límites de operación, características, y sobre todo los sistemas de control aplicados para su prevención.

## **1.2 Formulación del problema**

La operación manual del sistema antisurge y su incidencia en la eficiencia de operación del compresor GC1102 de la Planta de Gas de EP Petroecuador, 2015.

## **1.3 Objeto de estudio**

Sistema antisurge del compresor GC1102 de la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi.

## **1.4 Justificación de la Investigación**

El presente estudio aportará información importante sobre el sistema de control, para el sistema antisurge de los turbocompresores de la planta de Gas del CIS, concentrándose específicamente en el compresor GC1102, por lo que se obtendrá un modelo característico de estos sistemas, los cuales son parte imprescindible del proceso de compresión de gas en la actualidad. Por lo tanto, se pretende llenar el vacío de información existente sobre este tipo de sistemas lo que permitiría aumentar la eficiencia y claridad en el diseño e implantación de éstos en la práctica.

Asimismo, este estudio servirá como herramienta de apoyo en la toma de decisiones para la selección y especificación, tanto para el sistema de control, como de los elementos que lo conforman, como es el caso de controladores programables, instrumentos de campo, redes de comunicación, entre otros.

De la misma forma, la metodología empleada para ejecutar este proyecto, podrá servir de base y sustento para extender u orientar modelos similares al resto de los sistemas no contemplados en este proyecto como el sistema de control de la turbina.

Desde el punto de vista teórico, el estudio permitirá el desarrollo de aplicaciones de sistemas de control ya conocidos e integrarlos a las estrategias y necesidades de control y protección específicas para este tipo de sistemas antisurge, de la mano con el estudio y aplicación de las normas nacionales e internacionales que rigen el manejo de sistemas de control y el proceso de compresión de gas natural como tal.

El proyecto permitirá conocer el beneficio económico del mejoramiento de la eficiencia del sistema antisurge, que es de sumo interés por parte de las autoridades que impulsan este objetivo con recursos económico y de mano de obra.

## **1.5 Objetivos**

### **1.5.1 Objetivo General**

Analizar el funcionamiento del Sistema de operación Anti-surge en el compresor GC1102, mediante la simulación en el Software Hysys, Para diseño de un Sistema de Control y Prevenir el Fenómeno Surge.

### **1.5.2 Campo de acción**

Automatización del sistema antisurge del compresor GC1102 de la Planta de Gas del Complejo Industrial Shushufindi.

### **1.5.3 Objetivos Específicos**

1. Analizar el marco teórico relacionado con el mejoramiento del sistema antisurge del compresor GC1102.
2. Realizar un balance de operación que permita definir la situación actual del compresor GC1102.
3. Determinar el flujo tolerable del gas de proceso de la Planta de Gas y su incidencia de operación del Sistema Anti-surge actual.
4. Proponer una solución para el incremento de la eficiencia de funcionamiento del Sistema Anti-surge del compresor GC1102, sobre la base del rediseño de la misma y obtener la valoración económica.

### **1.6 Hipótesis**

Al determinar las causas que provocan el efecto surge y controlando las variables de flujo y presiones del gas de proceso de la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi, se mejoraría la eficiencia de operación del compresor GC1102.

### **1.7 Conclusión del capítulo**

- Se determinaron los principales elementos estructurales del diseño de la investigación, para de esta forma enfocarse en las principales líneas de trabajo para el desarrollo de la tesis.

## CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO

### 2.1 Antecedentes de la Investigación

El diseño de la planta de gas es de dos Turbocompresores (GC1101y GC1102) para operar de forma simultánea, mientras que un tercer Turbocompresor (GC1103) se encuentra en modo stand by. Las tres turbinas tienen un sistema electro-neumático y utilizan el gas residual como combustible.

El compresor GC1102, es de especial interés, ya que se consideró para éste trabajo, una gran cantidad de información acerca de sus parámetros operativos.

Cuando se construyó la planta gas en el año de 1979, se instalaron dos turbocompresores que no fueron diseñados con sistema para el control del efecto “surge”,

En la actualidad el negocio del gas natural se ha convertido en uno de los más importantes a nivel mundial, su uso se ha hecho tan indispensable que cada año las industrias invierten miles de millones de dólares para procesarlo y así distribuirlo bajo especificaciones. Uno de los procesos más valiosos es la compresión del gas natural, este proceso se utiliza cuando se requiere su almacenamiento, transporte, reinyección del fluido en yacimientos con el fin de mantener la presión, incrementar el recobro de petróleo, procesos de refrigeración, procesos petroquímicos, consumo industrial o doméstico; en forma de materia prima o combustible, etc. Como es sabido, la compresión incrementa el nivel energético del gas, dicho aumento en los niveles de energía se logra mediante el trabajo que ejerce el compresor sobre el fluido; la variación en estos valores se manifiesta con incrementos de presión y en la mayoría de los casos por aumentos de temperatura. Para obtener un buen proceso de compresión es vital la selección de un adecuado y óptimo tipo de compresor, ésta se debe realizar considerando la gran variedad de estos en el mercado; cada uno de los cuales tiene ventajas peculiares para aplicaciones dadas. Entre los principales factores que se deben

tomar en consideración, dispuestos hasta cierto punto en orden de importancia, se encuentran la velocidad de flujo, la carga o presión, las limitaciones de temperatura, el consumo de potencia, posibilidades de mantenimiento y el costo.

Los compresores son piezas muy complejas, por tanto, el personal asignado a su manipulación debe estar muy bien capacitado, sin olvidar que el manejo debe estar dentro de normas de seguridades establecidas.

Pero por más estrictas que sean estas normas, el compresor no se escapa de presentar problemas operacionales ocasionados por algún error o falla que pudiese ocurrir en el sistema. Uno de los problemas que en determinado momento afectaría el buen funcionamiento del compresor es el fenómeno de Surge, esta es una condición de flujo inverso causado básicamente por la disminución del caudal, es tan notable esta fluctuación que produce un errático funcionamiento del sistema

En el proyecto de estudio presentado a continuación, más que estudiar, analizaremos este fenómeno de manera tal que se entienda su real efecto en los compresores, como los afecta tanto interna como externamente, sus límites de operación, características, y sobre todo los sistemas de control aplicados para su prevención. (Petroindustrial, 1978)

## **2.2 Fundamentación Teórica**

### **2.2.1 Compresión del gas natural**

La compresión se refiere al aumento de energía que se logra en un fluido gaseoso por medio de un trabajo que se efectúa sobre él, los fluidos que más comúnmente se comprimen son: el aire, gas natural, componentes separados del gas natural y gases comerciales con propósitos industriales. En el proceso de compresión del gas natural, los compresores tienen como función principal aumentar la presión del fluido gaseoso, con el aumento de la presión son comprimidos y por ende pueden ser almacenados o confinados en recipientes de determinados volúmenes.

La compresión es una parte integral de los ciclos para refrigeración y las turbinas de gas, los compresores son máquinas que disminuyen el volumen de una determinada cantidad de gas y aumentan su presión, todo esto ocurre a través de procedimientos mecánicos. Luego el gas comprimido posee una gran energía potencial. (Pino Morales, 2001)

### **2.2.2 Proceso de Refrigeración**

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Refrigerar una corriente de gas natural, es fundamentalmente reducir notablemente su temperatura para condensar como líquido en mayor o menor porcentaje los diversos componentes que constituyen la mezcla, de acuerdo al nivel de temperatura alcanzado.

Específicamente en el caso de las plantas de fraccionamiento de gas, el sistema de refrigeración permite producir hidrocarburos líquidos por enfriamiento de las corrientes de productos destilados.

La refrigeración del gas puede ser llevada a cabo desde un proceso relativamente simple de Joule Thomson (J.T.) o plantas de choque, de plantas de refrigeración mecánica, hasta procesos muy sofisticados como lo es la turboexpansión, en donde se recupera 90% de propano y fracciones pesadas. (Pino Morales, 2001)

Con el fin de seleccionar el proceso adecuado, es necesario conocer el valor de cada corriente de producto (incluyendo la corriente de gas) y los costos de servicios (incluyendo gas combustible). Si los costos son aceptables se puede recomendar un diseño óptimo basado en el costo de capital, costos de operación y el valor del dinero en el tiempo. Todos estos procesos incluyen la deshidratación de la corriente de gas (y en algunos casos de corrientes de hidrocarburos líquidos)

En un sistema de refrigeración mecánica el gas se enfría a una temperatura suficientemente baja para condensar la fracción deseada de gas licuado del

petróleo (GLP) o líquidos del gas natural (LGN). Este proceso ocurre en un equipo intercambiador denominado chiller.

El chiller es un enfriador que generalmente es un intercambiador tipo kettle, el cual puede utilizar refrigerantes tales como: el freón o el propano. El freón es capaz de enfriar el gas hasta aproximadamente  $-15\text{ }^{\circ}\text{F}$ , mientras que el propano puede enfriarse hasta  $-45\text{ }^{\circ}\text{F}$ . El propano se utiliza algunas veces si se requieren temperaturas inferiores del gas y eficiencias de recuperación más altas.

Con el fin de alcanzar temperaturas de procesamiento mucho más bajas, se han desarrollado tecnologías de refrigeración en cascada, de refrigerantes mixtos y turboexpansión. Con estas tecnologías, la recuperación de líquidos puede incrementarse significativamente para alcanzar mayor recuperación de hidrocarburos líquidos.

A continuación se describirán tres métodos generales de refrigeración los cuales pueden ser utilizados para alcanzar las condiciones necesarias para lograr altos niveles de recuperación de líquidos: (Pino Morales, 2001)

- Expansión isentálpica (efecto Joule-Thomson).
- Refrigeración externa (ciclo de propano)
- Expansión con turbina.

### **Etapas de Refrigeración**

Los sistemas de refrigeración usan una, dos, tres o cuatro etapas de compresión las cuales han sido operadas exitosamente en muchas aplicaciones. El número de etapas de refrigeración generalmente depende del número de etapas de compresión requeridas, de la carga inter-etapas, de la economía y del tipo de compresión.

Sistemas de una sola etapa de refrigeración. Un sistema típico de refrigeración se muestra en la Figura 1, donde los datos se aplican para un sistema con propano

puro como refrigerante, con un evaporador de una sola etapa y su curva de enfriamiento asociada. (Pino Morales, 2001)

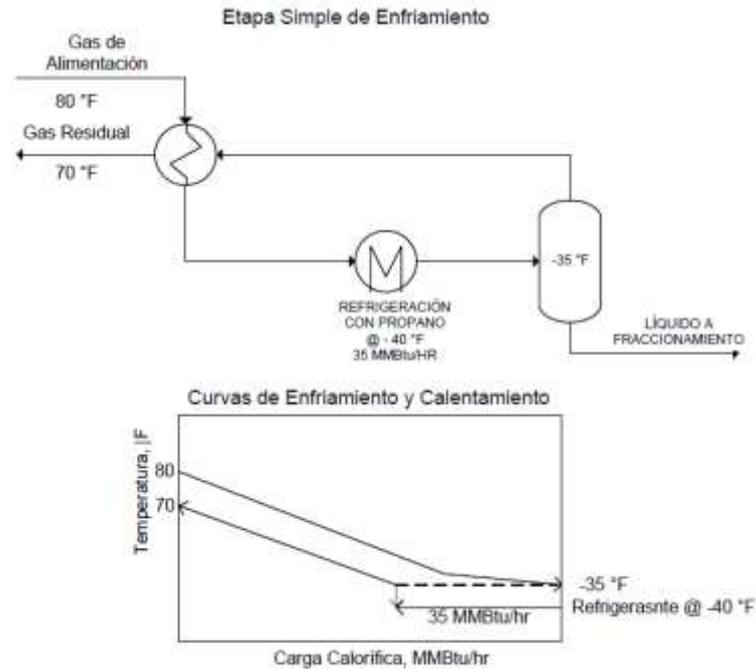


Figura 1. Sistema de una Sola Etapa de Refrigeración

**Sistemas de dos etapas de refrigeración.** Se pueden obtener ahorros hasta del 20 % con sistemas de refrigeración de dos etapas y un economizador flash interetapa. Pueden alcanzarse ahorros adicionales removiendo calor del proceso a nivel de la inter-etapa que en la etapa de baja presión. Un sistema típico de dos etapas con una carga intermedia se muestra en la Figura 2, con los datos para propano puro como refrigerante. (Pino Morales, 2001)

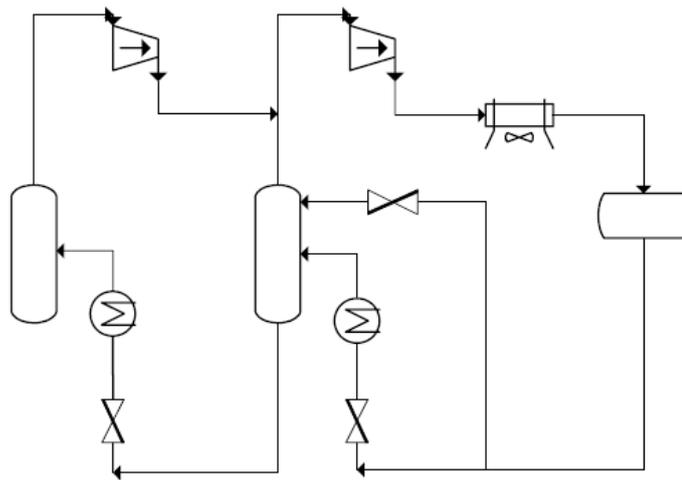


Figura 2. Sistema de dos etapas de refrigeración

Fuente: (Pino Morales, 2001)

**Sistemas de tres etapas de refrigeración.** En estos sistemas pueden lograrse ahorros adicionales de potencia, utilizando un sistema de compresión de tres etapas. Como en los sistemas de dos etapas, pueden utilizarse economizadores flash y/o cargas intermedias. Los ahorros que aunque no son tan dramáticos como en el caso de dos etapas versus el de una etapa, pueden ser significativos para justificar el equipo adicional. Un sistema típico de tres etapas con propano se muestra en la Figura 3. (Pino Morales, 2001)

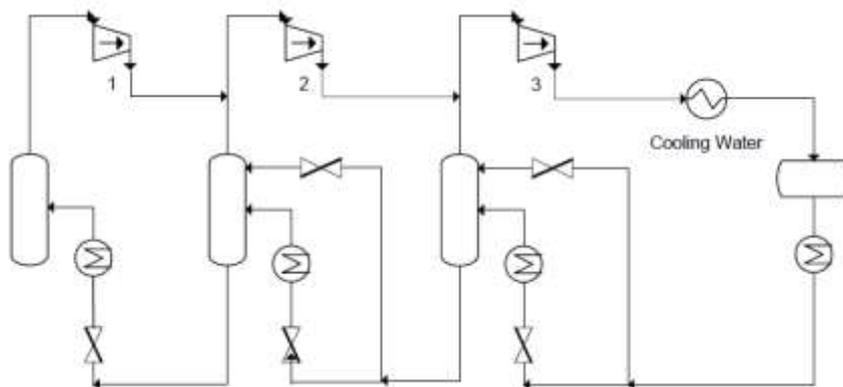


Figura 3. Sistema de tres etapas de Refrigeración

### 2.2.3 Expansión con Turbina

Este se ha convertido en el proceso de refrigeración más utilizado debido a su simplicidad. En este proceso el gas se expande a través de un turboexpansor y luego se separa por destilación a temperaturas criogénicas.

Los ciclos expansores corresponden a los bien conocidos principios de autorefrigeración, en éstos se expande un gas comprimido isentrópicamente a través de una turbina o máquina para extraer trabajo, y al mismo tiempo se baja la temperatura del fluido de operación.

Existen muchas variaciones que incluyen ciclos abiertos, cerrados, y combinaciones, dependiendo del criterio particular que se utilice y de la capacidad inventiva del diseñador del proceso, para aproximar a la máxima reversibilidad, dentro de la disponibilidad de maquinaria, y consideraciones de las variables económicas aplicables al caso.

El uso de los expansores resulta económico cuando se requiere recompresión del gas residual. En los casos en los que sólo se requiere producir propano y fracciones más pesadas, no es necesario llegar a temperaturas tan bajas a pesar que pueden obtenerse, por lo tanto los expansores poseen aplicaciones a mayores temperaturas que las mínimas obtenibles.

Para obtener la temperatura de salida del expansor deseada se deben aplicar procesos iterativos.

El primer paso es asumir un valor de  $T_2$  teórico con dicho valor se procede a realizar un cálculo flash a la presión de salida deseada, a fin de establecer la formación de dos fases a la salida del turboexpansor. Ver Figura 4.

Posteriormente se verifica si la  $T$  asumida cumple con la condición isentrópica de la turbina ( $S_1 = S_2$ ), de ser así se determina el valor de  $H_2$ . (Pino Morales, 2001)

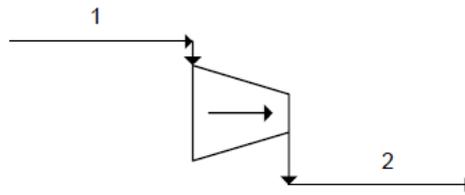


Figura 4. Expansión con Turbina

#### 2.2.4 Generalidades de un Compresor

Un compresor es una máquina de fluidos que está construida para aumentar la presión y desplazar ciertos tipos de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido, en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad, y generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable. (W.Greene, 1992)

#### Usos de los compresores

Los compresores son ampliamente utilizados en la actualidad en campos de la ingeniería y hacen posible nuestro modo de vida, por razones como:

- Son parte importantísima de muchos sistemas de refrigeración y se encuentran en cada refrigerador casero, en infinidad de sistemas de aires acondicionados, y por supuesto en plantas de tratamiento de gas natural.

- Se encuentran en sistemas de generación de energía eléctrica, tal como lo es el Ciclo Brayton.
- Se encuentran en el interior de muchos "motores de avión", como lo son los turborreactores que hacen posible su funcionamiento.
- Generan gases comprimidos para la red de alimentación de sistemas neumáticos, los cuales mueven fábricas completas.
- Para procesos de craqueo catalítico y polimerización.
- Sopladores sencillos en plantas de recuperación de azufre.
- Compresores de refrigeración de baja temperatura en unidades para etileno, polietileno.
- Compresores de alta presión para gas de alimentación, reforzadores y para gas recirculado en plantas de hidrocarburos, amoniaco y síntesis de metanol.

### Clasificación de los compresores

Los compresores más usados en la industria son los de desplazamiento positivo y los dinámicos. Los tipos de desplazamiento positivo son de dos categorías básicas: Reciprocantes y Rotatorios, y para los compresores dinámicos se tienen Axiales y Centrífugos, tal como lo muestra el esquema a continuación (figura 5). (W.Greene, 1992)

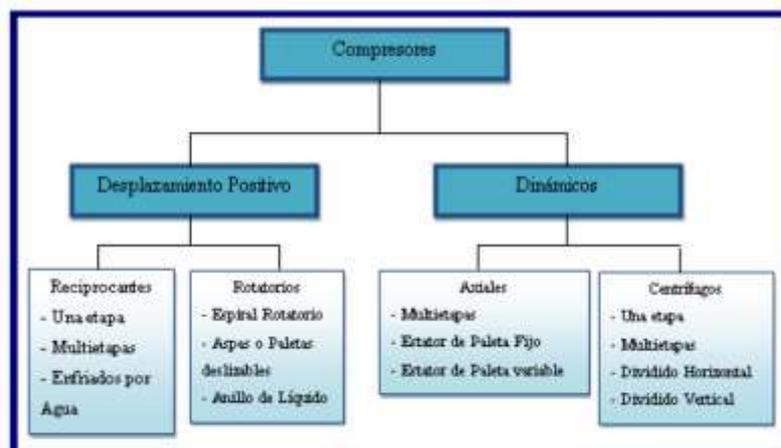


Figura 5. Clasificación de los Compresores

### 2.2.5 Compresores Centrífugos

El compresor centrífugo o de flujo radial, es una máquina que convierte la energía cinética en presión. El aumento de presión tiene lugar por medio de dos tipos de elementos, los elementos rotativos, denominados impulsores que aceleran radialmente el fluido, tal como aparece en la figura 6, y los elementos estáticos denominados difusores dispuestos alrededor de los impulsores, formando parte de la carcasa del compresor. La capacidad de un compresor centrífugo se controla variando la velocidad del motor o reduciendo la presión de succión o descarga. La reducción de la presión de descarga puede causar oleaje, por lo cual también es posible recircular los vapores de la descarga del compresor hacia la succión cuando este se encuentre operando a baja carga; esto con el fin de evitar paro del equipo o también problemas de oleaje. Sin embargo, esta recirculación resulta en potencia desperdiciada y también es una de las principales desventajas de utilizar compresores centrífugos. (W.Greene, 1992)

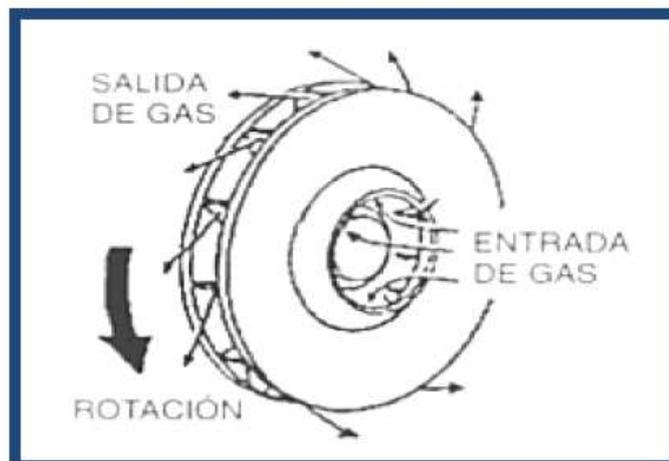


Figura 6. Impulsor del compresor centrífugo

### 2.2.6 Principio de Funcionamiento del Compresor Centrífugo

En un compresor de tipo centrífugo, el aire entra en centro del impulsor que gira a altas vueltas y es acelerado a una gran velocidad a medida que es lanzado hacia la periferia o borde exterior por la fuerza centrífuga. (Figura 7) (America, 1983)

Entonces el aire a alta velocidad fluye dentro del difusor que se ajusta estrechamente alrededor de la periferia del impulsor. Allí fluye a través de conductos divergentes donde parte de la energía en forma de velocidad se transforma en energía de presión. El aire con su velocidad reducida y su presión aumentada, fluye dentro del colector a través de una serie de álabes fijos curvos.

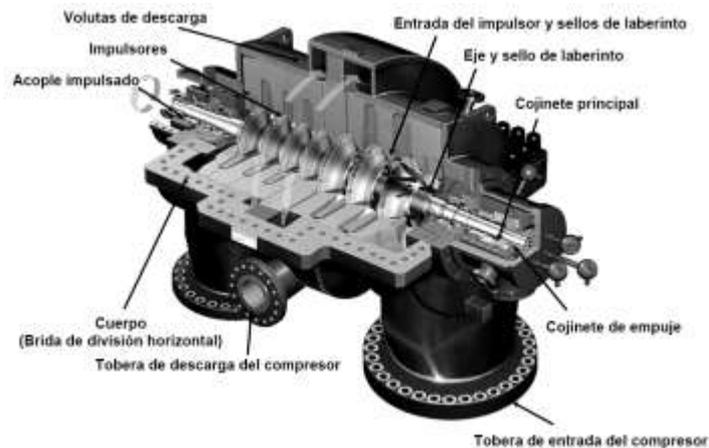


Figura 7. Partes de un Compresor Centrífugo

Fuente: Manual European Gas Turbine

### 2.2.7 Eficiencia de los Compresores Centrífugos

A pesar que su eficiencia no es óptima son muy utilizados en la industria petrolera. Los compresores centrífugos, por lo general son de menor peso y tamaño que los reciprocantes. En los últimos años se ha incrementado el uso de

estos compresores, en vista que no presentan fuerzas inerciales que inducen a vibraciones. Como se explicó anteriormente, el propósito de un compresor centrífugo es incrementar la presión del gas y esto se efectúa en dos etapas.

Los compresores dinámicos, grupo al que pertenecen los compresores centrífugos, se basan en el principio de impartir velocidad a una corriente de gas y luego convertir esta energía en presión. Con frecuencia a estos compresores se les denomina turbocompresores; y los cilindros centrífugos comprenden, tal vez el 80% o más de los compresores dinámicos. Los compresores centrífugos tienen relativamente pocos problemas y son confiables para mover gas. (International, 1996)

### 2.2.8 Límites de Estabilidad de un Compresor Centrífugo

“La relación entre el cabezal politrópico y el flujo volumétrico para un compresor dado se suministra por el fabricante a través de curvas que se obtienen por medio de regresiones que se desarrollan a partir de los datos reales de operación.

En la figura 8 se muestra más a detalle el mapa de operación de un compresor centrífugo, el cual expone todas las zonas de operación. (www.tri-sen.com, 2012)

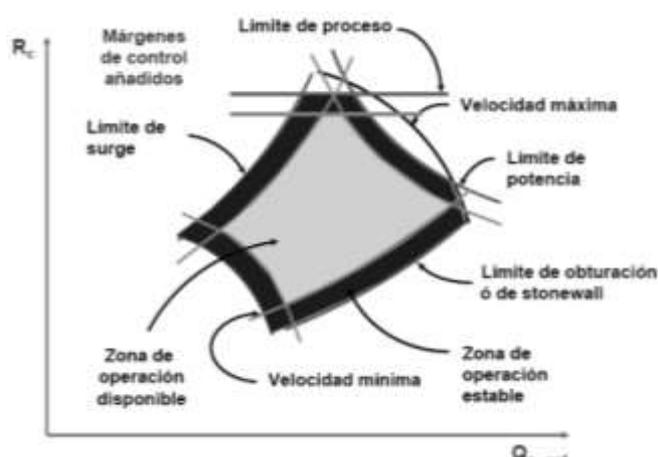


Figura 8. Curva de desarrollo del compresor centrífugo

La Figura 9 muestra una curva típica de operación de un compresor centrífugo (o una etapa en un equipo multietapa) de velocidad constante, expresada en términos de la presión de descarga contra el flujo volumétrico medido en la succión ( $Q_s$ ); en la figura 11 el punto "A" se encuentra en la región de operación normal, pero limitado por dos fenómenos particulares, el "surge" y el "estrangulamiento", los cuales se detallan a continuación.

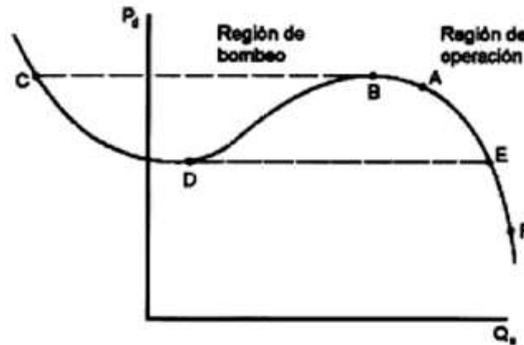


Figura 9. Curva de operación de una etapa de un compresor centrífugo

### 2.2.9 Fenómeno de “Surge” en un Compresor Centrífugo

En condiciones normales de operación, la diferencia de presión que existe entre la periferia y el “ojo” del impulsor de cada etapa de un compresor hace que un pequeño volumen del gas, ya comprimido, fluya en sentido inverso a través de los intersticios existentes entre dicho impelente y la carcasa.

Si se disminuye la carga, el punto de operación se va desplazando desde “A” hacia la izquierda, a partir del punto “B”, la presión diferencial tiene una magnitud suficiente para incrementar de manera abrupta el flujo inverso antes mencionado con respecto al directo, este fenómeno también se le conoce como “bloqueo” (stall, en inglés), por lo que una reducción adicional de la carga desencadena una disminución progresiva de la presión de descarga, en lugar de un natural incremento (el proceso de compresión presenta ganancia positiva), disminuyendo

al mismo tiempo el flujo neto más aún, lo cual redundaría en la incapacidad del compresor (o etapa) para suplir el flujo requerido por el proceso (o la etapa siguiente); este efecto continúa hasta que eventualmente el flujo neto se invierte y la pérdida interna de presión por fricción hace que la presión de descarga empiece de nuevo a crecer, hasta volver a igualar a la del proceso; como consecuencia de todo esto, el punto de operación se ubica muy rápidamente en el punto “C”.

Ahora bien, las condiciones de operación en “C” no son estables ya que con un flujo negativo la presión del proceso a la descarga disminuye, disminuyendo con ello el flujo inverso, y, en consecuencia, el punto de operación vuelve a moverse, esta vez hacia la derecha, hasta alcanzar el “D”; a partir de allí, el proceso comienza a represurizarse, con lo que la presión de descarga empieza a aumentar de nuevo, lo cual conlleva un aumento del flujo directo; este efecto regenerativo hace que el punto de operación llegue rápidamente a “E”, condiciones en las cuales el flujo se hace excesivo, y la presión empieza a subir, moviendo así el punto de operación hacia “B”, con lo cual se reinicia el ciclo a menos que se tome alguna acción externa.

Este fenómeno cíclico es conocido como “BOMBEO” (“SURGE”, en inglés).

Típicamente, la inversión del flujo se produce en un lapso muy pequeño de tiempo, que oscila entre 20 y 40 ms, lo que da lugar a oscilaciones de una frecuencia entre los 0.5 y 2 Hz en la presión y el flujo. Estas oscilaciones producen vibraciones radiales y axiales de gran intensidad, que provocan los siguientes efectos:

1. El flujo invierte su dirección en 20 a 50 milisegundos.
2. La frecuencia de “surge” se producen a razón de 0.3 a 3 segundos por Ciclo.
3. El compresor vibra.
4. La temperatura aumenta.

5. Se producen ruidos molestos en el compresor.
6. Pueden ocurrir disparos del compresor.
7. Tanto los instrumentos convencionales como los Operadores pueden fallar en reconocer el "surge". (Hernandez Francisco, 2009)

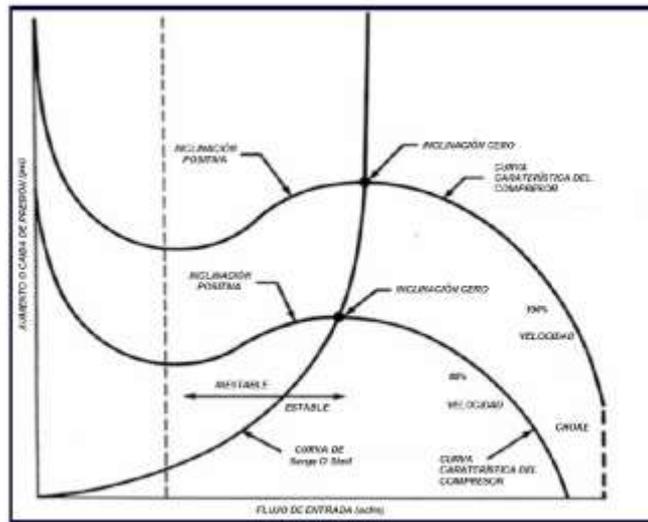


Figura 10. Se muestra el ciclo típico de "surge"

En la figura 10 se muestra el ciclo típico de "surge" y los efectos que este provoca sobre la temperatura, presión y flujo que provoca.

### 2.2.10 Factores que afectan el fenómeno "surge" en el compresor

#### Flujo:

Afectada por:

1. Oscilaciones rápidas de flujo
2. Reversión de empuje
3. Daños potenciales.

**Presión:**

Oscilaciones rápidas de presión con inestabilidad en el proceso.

**Temperatura:**

Aumento de la temperatura dentro del compresor

**2.2.11 El Control del Compresor**

Los compresores se diseñan de forma natural sobre la base de sus condiciones de funcionamiento.

Sin embargo, las condiciones de operación cambiarán tanto a corto como a largo plazo, que requiere la introducción de controladores. Al operar un compresor, hay esencialmente dos objetivos de control posiblemente contradictorias: Protección y rendimiento. Protección refiere en proteger al compresor de ingresar en condiciones perjudicial para la máquina. Por rendimiento se entiende el acto de la entrega de aumento de la presión deseada y el flujo al tiempo que maximiza la eficiencia energética. Hay varios medios para el control del compresor usados para alcanzar el control deseado. En la figura 11, la colocación de diversos enfoques en relación con el compresor se ilustra. Los enfoques no son necesariamente todos presentes en el mismo sistema de compresión y algunos también tienen resultados similares de actuación. La válvula de mariposa se utiliza principalmente para el control de rendimiento, asegurando que al fluir a través del compresor y / o la presión aguas arriba está dentro de los límites deseado. Lo mismo se aplica a las paletas de guía de entrada y paletas de difusor. Ajuste estas paletas cambian el flujo frente a la relación de compresión tal que una se abre la válvula, de tal manera que el flujo hacia adelante se restablece rápidamente. Válvulas de reciclaje son por lo general instalado donde el propio gas es valioso, no sólo el aumento de presión, tales como sistemas de compresión de gas natural. Válvulas de venteo se utilizan en la compresión del aire, el aire puede ser liberados directamente a la atmósfera. A pesar de que los medios de control de

precedentes han sido clasificados por su razón inicial para la entrega, que también son capaces de influir en su control de oponerse. Control de velocidad, por ejemplo, puede ser utilizado para ayudar al controlador de la válvula de reciclo contra los efectos destructoras de aumento. El control coordinado tienen el potencial de ambos aumentar el rendimiento del compresor al tiempo que garantiza un funcionamiento seguro aumento de la presión dada puede llevarse a cabo para flujos más pequeños sin aumentar la velocidad del compresor. Sin embargo, los controladores de velocidad del compresor son también ampliamente utilizados con resultados similares, pero permitiendo que la velocidad de cambio. Reciclo, blow-off y válvulas de retención suelen instalarse con la intención de proteger el compresor contra el funcionamiento potencialmente perjudicial. Reciclo y las válvulas de venteo permitirán un mayor flujo de fluido a través del compresor a través del sistema de compresión total. El fluido que se recicla o arrancado representa un desperdicio de energía, como el fluido comprimido nunca llega a la salida del sistema de compresión. Válvulas de check están instalados de tal manera que el fluido no es capaz de fluir en la dirección inversa. Además, si la válvula check se cierra, la presión aguas abajo del compresor disminuye rápidamente si el reciclaje o de expulsión. (GMRC, 2008)

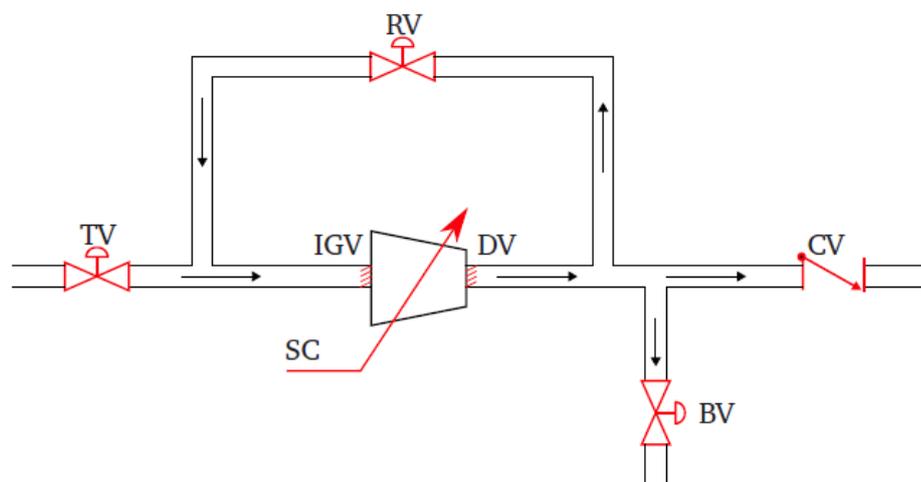


Figura 11. Enfoques de control del Compresor

Fuente: Control theoretic analysis of existing anti-surge control strategies

### **2.2.12 Instrumentos de Medición**

Un buen control anti-surge se puede lograr si los instrumentos ofrecen exactitud en la medición, los tiempos de respuesta son acordes a los requerimientos de operación y el acondicionamiento de señales sea precisas.

El correcto cálculo de los dispositivos de medición se debe realizar para los valores máximos de operación del compresor, además se debe tener en cuenta que el valor de la señal de los transmisores para un mínimo operativo del compresor no debe ser inferior al 10% de rango de señal del transmisor. (HERNÁNDEZ MARTÍNEZ & OLGUÍN ISLAS , 2009)

### **2.2.13 Sistemas de control para la prevención del fenómeno de surge en Compresores Centrífugos**

Los compresores, al igual que todo equipo importante para procesos, se deben controlar con la mayor certeza posible para tener un funcionamiento eficiente de la Planta de Gas.

Al idear un sistema de control, se debe tener en cuenta la forma de evitar una condición de funcionamiento inestable llamada Surge. Dicho con sencillez, el Surge ocurre cuando el caudal del compresor se reduce a un punto tan por debajo de las condiciones de diseño que se tiene un funcionamiento errático. Entonces, la función del sistema de control Surge es detectar la alteración potencial y compensarla en forma automática, al mantener un flujo en el compresor mayor que el de la condición Surge.

Los controles de un compresor centrífugo pueden variar a partir de su diversidad de controles manuales para crear un controlador radial. Las características del controlador, respuesta del proceso y los rangos de operación de los compresores deben ser determinados antes de seleccionar el controlador correcto.

La manera o el camino más eficiente para ajustar las características de los compresores a la producción total de energía requerida, es cambiar la velocidad de acuerdo con las normas referentes a su funcionamiento.

En el proceso de compresión se utiliza turbina a gas, donde presenta velocidad variable. Una de las principales ventajas del uso de turbinas de gas como controlador para compresores, es que se ajustan para operaciones de velocidad variable. Con cada controlador, la velocidad puede ser controlada manualmente por un operador ajustando el gobernador de la velocidad sobre la turbina; o alternativamente, la velocidad puede ser ajustada automáticamente por controladores neumáticos o eléctricos que cambian la velocidad en respuesta a una presión dada o una señal de flujo determinada. (NTNU, 2009)

#### 2.2.14 Línea de Control Surge

En la figura 12 se presenta gráficamente la línea de control Surge, esta como se observa es colocada hacia la derecha del límite Surge. Al diseñar la línea de control a la derecha se reduce la posibilidad de llegar a condiciones de oleaje, en el caso de que una disminución rápida en el flujo ocasione un rebase excesivo a la izquierda de la línea de control. Pero si se coloca la línea de control demasiado lejos hacia la derecha, habrá derivación innecesaria del gas y se desperdiciará energía.

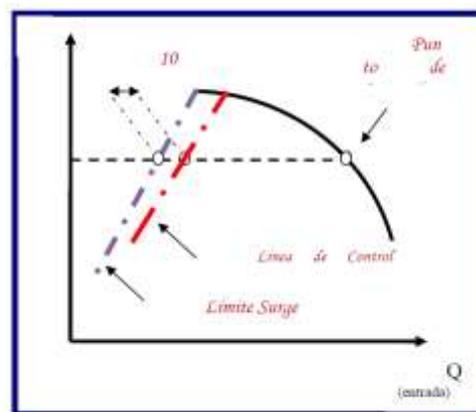


Figura 12. Límite Surge y Línea de Control Surge

Fuente: <http://hdl.handle.net/123456789/2487>

En consecuencia, la ubicación de la línea de control representa un arreglo basado en las condiciones reales de funcionamiento de cada sistema. Básicamente el Surge, se evita al hacer recircular parte del flujo o purgar el exceso.

### 2.2.15 Control de Flujo Mínimo

La figura 13 muestra un flujo mínimo (línea de control) representado por la línea vertical, esta, evita que el punto de funcionamiento se acerque demasiado a la curva del “surge” en altas presiones, evitando también que el punto de funcionamiento pase innecesariamente a un punto lejano de la curva del “surge” en las presiones bajas. (Hernandez Francisco, 2009)

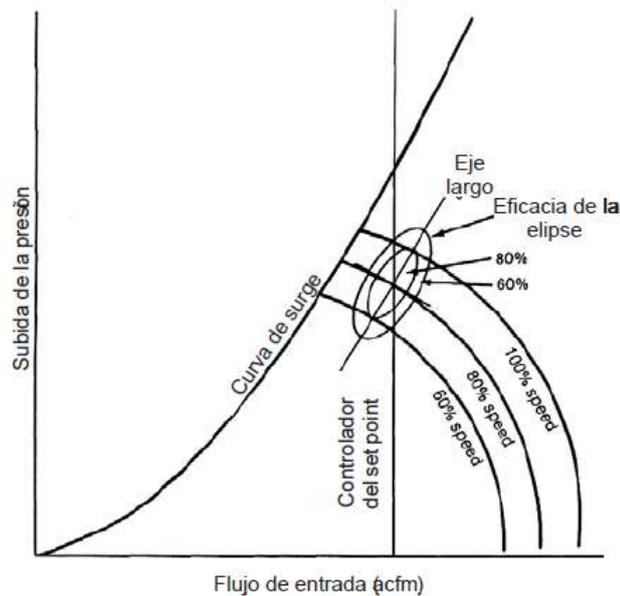


Figura 13. Punto de ajuste del control de flujo

Si el punto de funcionamiento cruza el punto de ajuste del “surge” en las presiones bajas, la válvula de reciclo se abrirá aunque el punto de funcionamiento

puede no estar cercano del “surge”. También, puesto que las elipses de la eficacia tienen típicamente su paralelo al eje largo a la curva del “surge” con la elipse interna que tiene la eficacia máxima (figura 13), el punto de funcionamiento normal se fuerza a las extremidades de bajo rendimiento. Así, la energía es perdida debido a un flujo innecesario de la válvula de reciclo y operación del bajo rendimiento. (Hernandez Francisco, 2009)

### 2.2.16 Control Máximo de Presión

La figura 14 refleja que el punto de ajuste de la presión máxima representado por la línea horizontal no puede evitar que el punto de funcionamiento cruce a la izquierda de la curva del “surge” en las presiones bajas.

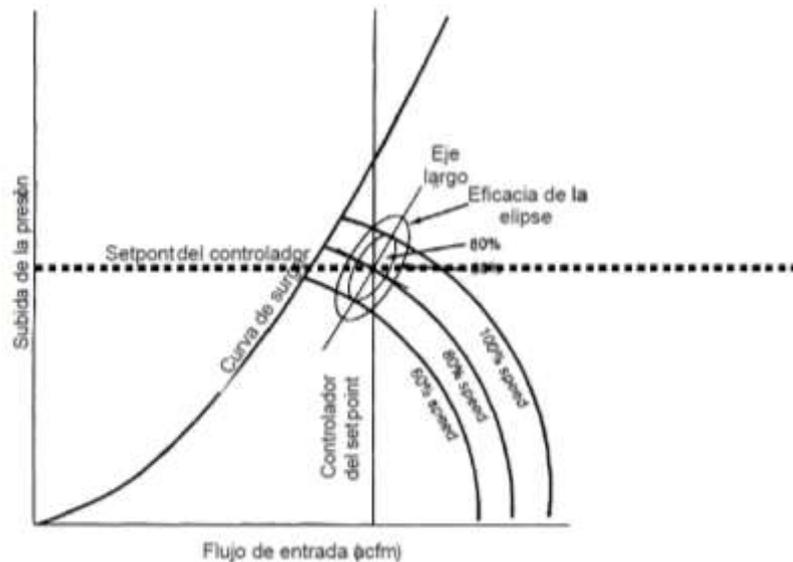


Figura 14. Setpoint del controlador

Si el punto de funcionamiento pasa por encima del punto de ajuste del “surge”, la válvula de reciclo se abrirá aunque el punto de funcionamiento puede ser lejano a la derecha de la curva del “surge”. También, puesto que las elipses de la eficacia

tienen típicamente su paralelo al eje largo a la curva del “surge” con la elipse interna que tiene la eficacia máxima, el punto de funcionamiento normal se fuerza a las extremidades del bajo rendimiento. Así la energía se pierde debido al reciclo del flujo innecesario y la operación del bajo rendimiento.

La ecuación  $h = m \cdot \Delta p + b$  indica la relación lineal entre el diferencial de la cabeza del flujómetro de la succión ( $h$ ) y el incremento de la presión del compresor ( $\Delta P$ ) dicha relación se conoce como el corazón del control del “surge”.

No importa qué eje se utilice como señal de medida hacia el regulador del “surge”, puesto que eso más importante, que el operador lea el flujo del compresor y el incremento de la presión del compresor, por lo que el eje de X se asigna como la señal de la medida y el eje de Y se asigna como la señal del punto de ajuste del regulador del “surge”. (Hernandez Francisco, 2009)

### **2.3 Marco legal vigente**

Para la ejecución de las actividades de industrialización del petróleo, la empresa debe cumplir con normativas y leyes que están establecidas en nuestro país para la obtención de resultados, tanto de productos como ambientales dentro, de los estándares establecidos.

A continuación se detalla el marco legal vigente que se aplica en Ecuador y que está relacionado con la presente investigación.

#### **2.3.1 Requisitos del Propano**

Los requisitos para el propano están definidos por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) en la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 675:1982 esta norma se aplica al propano comercial, mezclas propano y butano comercial

El propano debe cumplir con los requisitos que se establecen en la tabla 2.6.

Tabla 1 Requisitos del Gas licuado de Petróleo

REQUISITO	UNIDAD	PROPANO COMERCIAL		MEZCLA PROPANO-BUTANO		BUTANO COMERCIAL		MÉTODO DE ENSAYO
		Min.	Máx.	Min.	Máx.	Min.	Máx.	
Presión de vapor a 37,8°C (100°F)	Pascal* (Psi)		14,47x10 <sup>5</sup> (210)		13,78x10 <sup>5</sup> (200)		4,82x10 <sup>5</sup> (70)	NTE INEN 676
Temperatura de evaporación del 95% del volumen a 1,0133x10 <sup>5</sup> Pa	°C (°F)		-38,3 (-37)		2,2 (36)		2,2 (36)	NTE INEN 677
Corrosión sobre la lámina de cobre			No.1		No.1		No.1	NTE INEN 678
Contenido de azufre	mg/m <sup>3</sup>		343		343		343	NTE INEN 679
Residuo de evaporación de 100 cm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>		0,05		0,05		0,05	NTE INEN 681
Pentano y pesados (C5+)	%		-		2,0		2,0	NTE INEN 683
Butano y pesados (C4+)			2,5		-		-	

\* 10<sup>5</sup> Pa = 1 kgf/cm<sup>2</sup>

Fuente: NTE INEN 675:1982. Requisitos Gas licuado de Petróleo.

### 2.3.2 Ley de Gestión Ambiental

La Ley de Gestión Ambiental, codificación 19, Registro Oficial Suplemento 418 de 10 de septiembre de 2004, detalla:

Art. 1.- La presente Ley establece los principios y directrices de política ambiental; determina las obligaciones, responsabilidades, niveles de participación de los sectores público y privado en la gestión ambiental y señala que los límites permisibles, controles y sanciones en esta materia.

Art. 2.- La gestión ambiental se sujeta a los principios de solidaridad, corresponsabilidad, cooperación, coordinación, reciclaje y reutilización de desechos, utilización de tecnologías alternativas ambientalmente sustentables y respecto a las culturas y prácticas tradicionales.

Art. 3.-El proceso de Gestión Ambiental, se orientará según los principios universales del Desarrollo sustentable, contenidos en la Declaración de Río de Janeiro de 1992, sobre Medio Ambiente y desarrollo. (p. 1)

### **2.3.3 Ley de Prevención y Control de Contaminación Ambiental**

En nuestro país la Ley de Prevención y Control de la Contaminación Ambiental (PCCA), codificación 20, Registro Oficial Suplemento 418 de septiembre del 2004, indica lo siguiente:

#### **CAPITULO I. De la Prevención y Control de la Contaminación del Aire**

Art. 1.- Queda prohibido expeler hacia la atmósfera o descargar en ella, sin sujetarse a las correspondientes normas técnicas y regulaciones, contaminantes que, a juicio de los Ministerios de Salud y del Ambiente, en sus respectivas áreas de competencia, puedan perjudicar la salud y vida humana, la flora, la fauna y los recursos o bienes del estado o de particulares o constituir una molestia.

Art. 3.- Se sujetarán al estudio y control de los organismos determinados en esta Ley y sus reglamentos, las emanaciones provenientes de fuentes artificiales, móviles o fijas, que produzcan contaminación atmosférica. (p. 1)

### **2.4 Conclusión del capítulo**

Se estableció la base teórica de la investigación. A partir de la bibliografía consultada se pudo constatar los factores que afecta el fenómeno “surge” en el compresor y la importancia de contar con un sistema de control para que el sistema funcione eficazmente. De igual manera, se revisó la forma de calcular el las curvas de rendimiento para evaluar el comportamiento del compresor.

## **CAPÍTULO III. METODOLOGÍA**

### **3.1 Diseño de la Investigación**

Se refiere al diseño de la investigación que se adoptan en la tesis, de lo que se debe realizar para alcanzar los objetivos del estudio.

#### **3.1.1 Modalidad de la Investigación**

Se trata de una modalidad de investigación de campo, se estudiará la problemática del fenómeno surge en el Turbocompresor GC1102 tomando la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi, lugar donde se encuentra instalado el turbocompresor GC1102 en la producción de GLP, con la finalidad de descubrir las causas de la misma.

Se realizará de inspección visual del compresor, además se tomara datos de temperatura, flujo y presión tanto al ingreso como a la salida del compresor. Además se consultará con el personal de operación para obtener información relevante.

La investigación bibliográfica permitirá la recopilación de información literaria del sistema antisurge en el compresor centrífugo, datos de diseño, operación y mantenimiento de los compresores y sistema antisurge de la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi.

#### **3.1.2 Tipos de Investigación**

Será descriptiva porque se analizará la correcta detección del surge, con el monitoreo de las condiciones del flujo en la succión y en la descarga (temperatura, presión, flujo) del compresor así como también la velocidad de este, las vibraciones y el sonido producido.

Será exploratoria ya que nos permite conocer el problema que afecta al funcionamiento del compresor GC1102.

### 3.1.3 Metodología

El método de investigación a usar es la no experimental, pues se va a observar los fenómenos tal y como se dan en su contexto natural, para después analizarlos.

La presente investigación guarda un carácter cuantitativo ya que se analizarán todas las variables que intervienen en el problema, antes de proceder a comparar y cuantificar resultados.

Estas variables serán tabuladas, cuantificadas y analizadas mediante gráficas y registros, por lo tanto los resultados de estos indicadores detallarán todos los parámetros que están influyendo en el control y aseguramiento de la calidad.

El objetivo es explicar, predecir y controlar todos los parámetros que influyen en el desarrollo del proyecto. Se propondrá explicaciones contextualizadas de los métodos que se utilizarán en la investigación, para solucionar el problema mediante el controlador TRISEN 160 (TS-160) de TRICONEX de la empresa INVENSYS.

### 3.2 Operacionalización de las variables

Tabla 2 Operacionalización de la variable independiente

VARIABLE INDEPENDIENTE:		Presión de succión			
Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
Medida de la Presión de succión	Presión	Presión	Kg/cm <sup>2</sup>	Medición	Transmisor
		Flujo	MMSCFD	Medición	Transmisor

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3 Operacionalización de la variable dependiente

**VARIABLE DEPENDIENTE: Eficiencia del Sistema antisurge**

Concepto	Categoría	Indicadores	Ítem	Técnicas	Instrumentos
El buen control ANTI-SURGE se puede lograr si los instrumentos ofrecen exactitud en la medición, si los tiempos de respuesta son acordes a lo requeridos en la operación.	Rendimiento de los Instrumentos de Medición	Transmisor de flujo	MMSCFD	Cálculos	Ecuaciones
		Tiempo de respuesta de la Válvula ANTI-SURGE	ms.	Cálculos	Ecuaciones
		Tiempo de respuesta del Controlador ANTI-SURGE	ms.	Cálculos	Ecuaciones

Fuente: Elaboración propia

### 3.3 Delimitación de la zona de estudio

La presente investigación se enfoca en el control ANTI-SURGE del compresor GC1102 de la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi de EP Petroecuador.

El turbocompresor se encuentra ubicado en las coordenadas  $-0^{\circ} 12' 5.28''$ ,  $-76^{\circ} 39' 22.85''$ , información obtenida gracias a un GPS Garmin modelo Montana 600.

### 3.4 Técnicas de investigación y análisis

La recolección de datos fue realizada mediante diferentes técnicas e instrumentos entre las que sobresalen:

#### **a. Observación directa**

La técnica de observación directa se empleó para conocer el funcionamiento de los equipos que intervienen en la investigación del presente trabajo, de igual manera esta técnica permitió visualizar el estado físico del compresor y su instrumentación. Los cuales sirvieron de base para el diagnóstico de la situación operacional actual.

#### **b. Recolección de datos**

Los datos de mediciones de variables presión, flujo y temperatura del gas se los recolectó en campo, en los instrumentos de medida que existen en cada uno de las tuberías de las etapas. Otros datos se obtuvieron del registro que lleva el personal de operación Turbinas, mediante el sistema de registro y recolección de datos en hojas de datos.

#### **c. Entrevista directa con personal de operación y mantenimiento**

Se realizaron entrevistas en forma verbal con el personal de operación (coordinador, supervisor y operador) de la Planta de Gas que son los que están involucrados directamente con los procesos de la planta y turbocompresores. También, se llevaron a cabo entrevistas con personal técnico (mantenimiento turbinas) que son los encargados de la operación y mantenimiento del turbocompresor.

#### **d. Consultas directas de fuentes de archivos**

Mediante esta técnica se obtuvo una serie de información correspondiente a hoja de datos, planos de los turbocompresores, P&ID (Pipe and instrumentation diagram) del sistema de refrigeración, manual de operación de la Planta de Gas, entre otros.

Los informes de composición del gas se obtuvieron de los archivos de Laboratorio de Control de Calidad y de Seguridad, Salud y Ambiente de Refinería Shushufindi respectivamente.

#### **e. Manejo de software**

Con la ayuda de Microsoft Excel fue posible organizar de forma sencilla y práctica la presentación de datos así como los resultados. Además, de simplificar cálculos mediante simulación de equipos en el software Hysys.

### **3.5 Equipos, materiales y herramientas**

- El equipo disponible para la realización del presente trabajo estuvo formado por:
- Laptop, marca DELL, modelo Latitude E6440 con procesador Intel Core i7.
- Detector- Capaz de detectar por lo menos una concentración de 0,1% de cualquier componente, de acuerdo con las especificaciones de la norma técnica ecuatoriana INEN 683
- Registrador- De banda de papel, con un rango de escala total de 10 mV o menos.
- Atenuador- El sistema atenuador debe tener una exactitud del 0,5% en cualquier posición.
- Sistema de entrada de la muestra-El volumen de la muestra debe ser reproducible para que en determinaciones sucesivas no exista

discrepancias de más de 1 mm o 1% en la altura del pico de cada componente.

- Control de temperatura-Las columnas del analizador deben mantenerse a una temperatura constante dentro de un rango  $t^{\circ} \pm 0,3^{\circ} \text{ C}$ ,
- durante la determinación de la muestra y durante la determinación de los patrones de referencia correspondientes
- Gas de transporte-El instrumento debe estar equipado con las facilidades apropiadas para proveer un flujo de gas de transporte a través de la columna del analizador, con una tasa de flujo constante dentro del 1%, durante todo el análisis.
- Columnas-Podrá utilizarse cualquier columna, siempre que todos los picos de los compuestos componentes presentes en una concentración de más del 5% tengan una resolución tal, que la relación A/B no sea menor que 0,8.
- Sistema de retroflujo- Se deberá utilizar un mecanismo capaz de invertir el sentido de flujo del gas de arrastre, con el objeto de registrar los componentes pesados en forma global antes de que sean detectados.
- Cámara termográfica, figura 15, marca Flir, modelo T360, sensibilidad térmica  $0.06^{\circ}\text{C} @ + 30^{\circ}\text{C}/60\text{mK}$ , resolución 320x240, rango espectral 7.5 a  $13\mu\text{m}$ . Permite la captura de imágenes termográficas, para el análisis de temperatura de la superficie captada.



Figura 15. Cámara Termográfica Flir T360.

Fuente: Refinería Shushufindi, ATP (2015).

- Termómetro de alcohol, figura 16, de acuerdo con las especificaciones de la norma ASTM (American Society for Testing and Materials) E100. Es un instrumento usado para la medición de temperatura del gas, en la presente investigación del gas propano.



Figura 16. Termómetro de Alcohol

Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

- Volatilidad del Gas, figura 17, marca ESCO, modelo Frontier Acela. Campanas de extracción de laboratorio que cumple la definición de un Laboratorio de Gas (Scientific Equipment & Furniture Association). Campanas de extracción para, espacios de trabajo cerrados, diseñados para capturar, confinar los gases de escape, vapores y partículas producida o generada dentro del área.



Figura 17. Campana de extracción de gas ESCO, Frontier Acela.  
Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

- Cilindro de muestreo, figura 18, Los cilindros para toma de muestras marca HOKE están diseñados y fabricados de acuerdo a las exigentes especificaciones del Departamento de Transporte de Estados Unidos de América (DOT) para brindar una larga vida útil y ofrecer seguridad al usuario. Las especificaciones se muestran en el Anexo 7.



Figura 18. Cilindro de muestreo.  
Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

- Cromatógrafo Perkin Elmer Arnel, figura 19, tiene rendimiento necesario para las demandas tanto de investigación y entornos de control de calidad, adicional única características como una torre muestreador automático

integrado, además viene enlazado al software TotalChrom Cromatografía de Datos (CDS) que ayuda a gestionar el creciente volumen de datos de cromatografía de forma rápida y eficiente, figura 20.



Figura 19. Cromatógrafo Perkin Elmer Arnel.  
Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

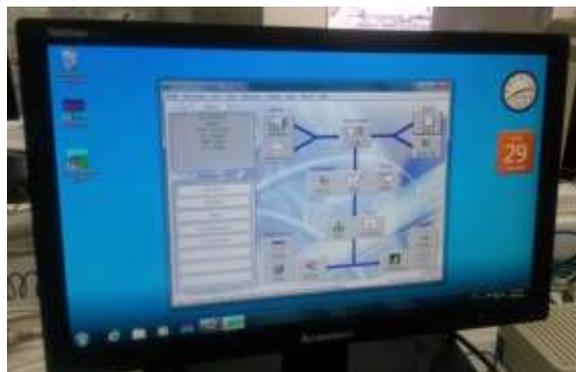


Figura 20. Software TotalChrom.  
Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

Las herramientas computacionales (software) que se utilizaron para facilitar y disminuir el tiempo de preparación de la presente investigación fueron:

- Microsoft Office 2010, con las siguientes aplicaciones: Microsoft Word, Microsoft Excel y Microsoft Power Point.

- Aspen Hysys V7.1, utiliza el concepto de paquete fluido o “Fluid Package” como el contenido de toda la información necesaria para desarrollar cálculos de propiedades físicas y evaporaciones espontáneas de corrientes. El paquete fluido permite definir toda la información (propiedades, componentes, componentes hipotéticos, parámetros de interacción, reacciones, datos tabulados, etc.) dentro de un archivo muy sencillo. En este proyecto la herramienta utilizada para simular sistemas de compresión continuo, no discrimina el tipo de compresor, simplemente se utilizará en la simulación para estimar la energía requerida para comprimir en fluidos gaseosos.

### 3.6 Caracterización del propano

Para la caracterización del propano, se parte de la toma de muestra del fluido la misma que se toman del tanque de almacenamiento de GV1631. En la parte inferior de la mirilla de nivel del tanque existe una toma al cual se conecta el cilindro de muestreo, mientras sale gas está vacío el cilindro y cuando empieza a salir líquidos es cuando está lleno el mismo, figura 21.



Figura 21. Toma de muestra de gas propano.

Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

### **a. Volatilidad del gas**

El método de ensayo NTE INEN 0683: 1982 Gas licuado de petróleo. Análisis por cromatografía. Esta norma establece el procedimiento para determinar la densidad API del petróleo y sus derivados, por medio del hidrómetro de vidrio.

La muestra se recoge haciendo pasar una cantidad a través de un tubo relleno de carbón activo, mediante el cilindro de muestreo personal, que dando los vapores orgánicos adsorbidos sobre el carbón, el carbón ayuda a destilar la muestra si la muestra se mantiene la temperatura desde  $-43^{\circ}\text{C}$  hasta  $-41^{\circ}\text{C}$  en las cuatro lecturas es buen propano, esto se realiza en una Campana de extracción ESCO, modelo Frontier Acela.



Figura 22. Medición de volatilidad del gas.

Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

### **b. Obtención de la cromatografía**

El método de ensayo NTE INEN 0683 (1982) Esta norma establece el método para determinar los diversos componentes de mezclas de hidrocarburos gaseosos y gases licuados de petróleo.

La muestra se volatiliza y se inyecta en la cabeza de una columna cromatográfica del equipo Perkin Elmer figura 23a. La elución se produce por el flujo de una fase móvil de un gas inerte, su única función es la de transportar el analito a través de la columna.

Tenemos el gas propano que buscamos analizar y separar en sus componentes, este se pasa por un aparato a una temperatura fija, en este aparato, el gas pasa por una columna que contiene helio, o en su defecto, un sólido embebido en líquidos; esto se llama Fase Fija y el gas, se llama fase móvil.

La columna es muy larga, como de unos 2 metros y medio cm de espesor, este tubo está lleno de polvo de cerámica, el cual está en forma de espiral metido en un horno a unos 110°C. La separación se efectúa porque los diferentes componentes de la mezcla de gases interactúan con la fase fija. Los que más sean afines a la fase fija, tardan más en salir del tubo y los otros tardan menos. Con este principio, la separación de los componentes. Luego, con la ayuda del software TotalChrom informa que componente sale primero y cuál después, figura 23b.



a)

b)

Figura 23. a) Equipo para Cromatografía ejecutando, b) PC con software Total Chrom presentando resultados.

Fuente: Refinería Shushufindi, Laboratorio Control de Calidad (2015).

### 3.7 Sistema de Refrigeración

La temperatura del gas de entrada debe ser reducida a -40 °C para condensar y recuperar los componentes deseados contenidos en el gas. La temperatura se baja usando un sistema exterior de refrigeración, que es propano como refrigerante. El sistema de refrigeración con propano se utiliza también para condensar una fracción de la corriente de gases de cabeza del desetanizador para el reflujo requerido en el mismo.

El sistema de refrigeración es un circuito cerrado. El gas y líquido de entrada como los gases de cabeza del desetanizador vaporizan el propano líquido a baja presión,  $1\text{Kg}/\text{cm}^2$  (14,7 psig) y  $-43\text{ }^\circ\text{C}$ .

Los compresores GC-11.01/02/03 comprimen el propano a  $17,3\text{ Kg}/\text{cm}^2$  (247 psig). El propano comprimido es condensado y enfriado en los enfriadores por aire GA-19.06 en los intercambiadores de tubo carcasa GE-19.06/07 y en el intercambiador tubo carcasa GE-15.11, hasta una temperatura de  $37\text{ }^\circ\text{C}$  para luego ser enviado al tanque igualador de presiones, GV-16.17.

Del GV-16.17, el refrigerante es enviado al economizador, GV-16.16 con control de nivel a través de la LV-15 y al GE-00.02 con control de nivel a través de la LV-50, a una presión de 74 psig con lo que la temperatura disminuye de  $37$  a  $9\text{ }^\circ\text{C}$ . El propano del GE-00.02 retorna a la entrada del GV-16.16. El vapor producido en el GV-16.16 va a la entrada de la cuarta etapa de los compresores, mientras que el propano líquido es enviado a los intercambiadores GE-15.03 con control de nivel a través de la LV-51 y al GE-15.04C con control de nivel a través de la LV-54 a una presión de  $0,98\text{ Kg}/\text{cm}^2$  con lo que la temperatura disminuye a  $-40\text{ }^\circ\text{C}$ .

Los vapores producidos en los enfriadores van al depurador de succión del refrigerante GV-16.14, con control de presión a través de la PV-19, para finalmente ingresar a la primera etapa de los compresores y así completar el circuito.

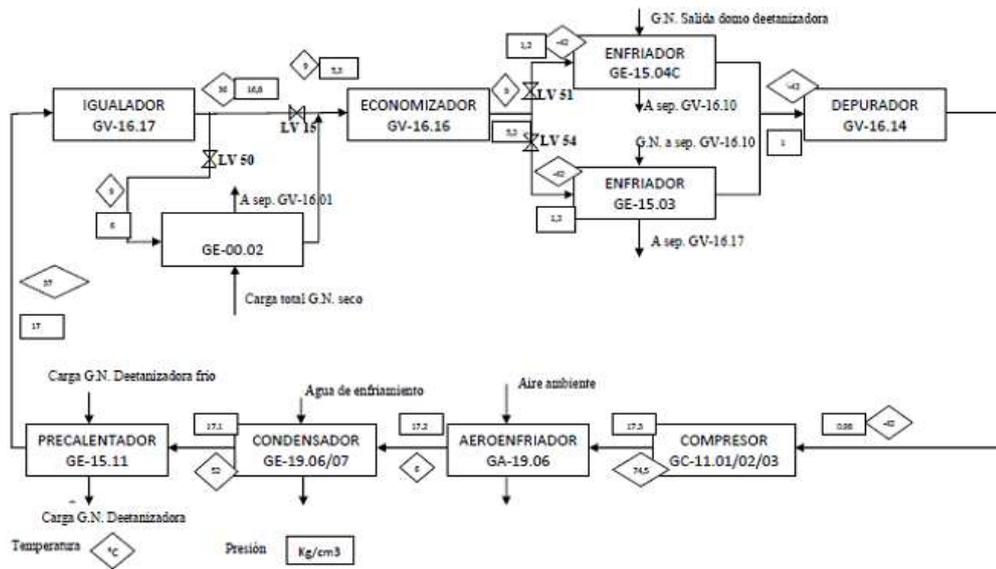


Figura 24. Diagrama de Flujo del Sistema de Enfriamiento con Propano en la Planta de Gas.  
Fuente: (Rodas, 2013)

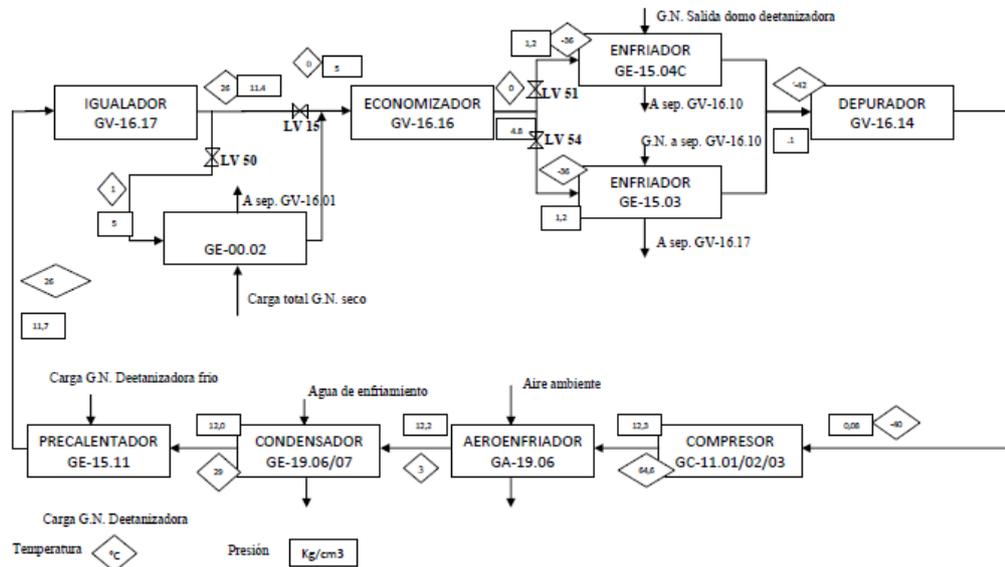


Figura 25. Diagrama de Flujo de Operación de Propano del Sistema de Enfriamiento en la Planta de Gas  
Fuente: (Rodas, 2013)

Para la simulación mediante ASPEN- HYSYS V 7.1 se toma en cuenta:

- Paquete Termodinámico Peng – Robinson. Este grupo de ecuaciones de estado ha sido elegido ya que tiene una precisión aceptable para el trabajo con hidrocarburos.

ASPEN- HYSYS V 7.1 cuenta con otro paquete termodinámico para este tipo de trabajo al que denomina Soave- Redlich- Kwong, “SRK”.

Los parámetros de elección, así como la descripción del paquete Peng – Robinson “P&R”, se describen a continuación:

- Los rangos operativos de PR son más amplios que para SRK.
- Las ecuaciones de estado de PR son funcionales para la interacción entre algunos componentes, entre estos se tiene: He, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, H<sub>2</sub>O, CH<sub>3</sub>OH, EG y TEG.

Las fórmulas utilizadas en HYSYS para la ecuación de estado de Peng Robinson son: 8.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (1)$$

$$Z^3 - (1 - B)Z^2 + (A - 2B - 3B^3)Z - (AB - B^2 - B^3) \approx 0 \quad (2)$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad (3)$$

$$B = \frac{bP}{RT} \quad (4)$$

$$b = \sum_{i=1}^N X_i \left( 0,077796 \frac{RT}{P} \right) \quad (5)$$

$$b = 0,07780 * \frac{RT_c}{P_c} \quad (6)$$

$$a = 0,4572 \frac{R^2 T_c^2 [1 + f_w (1 - T_r^{0,5})]^2}{P_c} \quad (7)$$

$$f_w = 0,37464 + 1,5422\omega - 0,26992\omega^2 \quad (8)$$

P = presión

T = Temperatura

P<sub>c</sub> = Presión crítica

T<sub>c</sub> = Temperatura crítica

c = indica la variable en el punto crítico

r = indica la variable en el punto reducido

w = Factor acéntrico

f<sub>w</sub> = Factor acéntrico corregido

Z = Factor de compresibilidad

A= Coeficiente virial

B= Coeficiente virial

a= Constante de atracción y repulsión de las moléculas

b= Volumen intrínseco de las moléculas

### **3.9 Método de análisis económico**

El valor de la inversión se determina a partir del costo de la implementación del sistema de control anti surge, la instrumentación de campo y de la mano de obra para su instalación.

El cálculo de la recuperación de la inversión se calcula a partir del aumento en la producción de GLP de la Planta de Gas, cuando el compresor entra en surge.

### **3.10 Conclusiones del Capítulo**

- En el presente capítulo se definió las técnicas de investigación y análisis que permitirán desarrollar la presente investigación.
- Los datos recolectados a través de la observación, entrevista y consulta de información documentada con relación al objeto de estudio, arrojaron importantes resultados que se analizará en el capítulo IV.

## CAPÍTULO IV. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

### 4.1 Condiciones de entrada y salida del Compresor GC1102

El compresor GC1102, figura 26 de la Planta de Gas de la Refinería Shushufindi, fue instalado en el año 1978, fabricado por York International Corporation, es un turbocompresor constituido por una turbina de gas marca Ruston, modelo TA-1750 que mueve al compresor centrífugo de propano York, modelo M 526 A, a través de un multiplicador de velocidad, Western modelo, 4108 HSI. El compresor está calculado para 1536 HP a 12.400 rpm como máximo, la velocidad de entrada en el multiplicador de velocidad es de 6.600 rpm a la máxima pote.



Figura 26. Compresor GC1102.  
Fuente: Planta de Gas (2015).

Al momento de arranque de toda la unidad es posible observar como el personal de operación Planta de Gas y Técnicos de mantenimiento Turbinas, permite que la operación se efectúe sin problemas a pesar que todo el procedimiento es manual,

por el conocimiento que tienen por el sonido que emite todo el conjunto cuando está en buenas condiciones operativas.

Tabla 4 Resumen de Condiciones de Operación de Diseño del Compresor

PARÁMETROS	DISEÑO (1978)	ACTUAL
Refrigerante	Propano	Propano
Flujo de Succión	600 lb/min	
Presión de Succión en la Brida	13.5 psia	0,0
Temperatura de Succión	-42,78 °C	21°C
Presión de Descarga en la Brida	260.5 psia	184
Potencia de Fuerza al Eje	1490.8 C de F	
Velocidad	12328 rev/min	11800
Temperatura de Aceite de Abastecimiento	48.89°C (37.68-60 °C)	32°C
Presión de Aceite de Abastecimiento	187 psig (159 min.)	123 psig
Temperatura del Aceite de Descarga del Cojinete de Empuje	622.22 °C	41°C
Presión de Descarga del Aceite del Cojinete de Empuje	187 psig (119 min.)	127.98 psig
Temperatura en el Cáster de Aceite	62.22 °C	50°C

Fuente: Planta de Gas (2015).

El compresor tiene medidores de tipo analógico para la toma de datos de temperaturas y presiones del aceite de lubricación, tal como se observa en la Figura 27.



Figura 27. Medidores analógicos del compresor York  
Fuente: Planta de Gas (2015)

En relación con las lecturas de parámetros de operación correspondientes al compresor de Propano, se puede observar que las medidas que se pueden realizar son los de la presión de succión y descarga del gas comprimido. No existen medidas del caudal.

Se debe notar que las líneas de gas si tienen las placas mediciones del caudal, pero se encuentran desconectadas las tomas de presión de manera que no se dispone de los valores del caudal.

Para poder comprender la importancia de lo antes indicado se debe tomar en consideración las curvas de operación del compresor York encontradas, las que se indican en el Anexo 1 – Curvas de desempeño.

Se realizaron mediciones de vibraciones en unidad de compresión, encontrando que la misma se halla con valores de picos de vibración inferiores a 0.3 homogéneos tanto en horizontal como vertical, lo que quiere decir que la unidad tiene condiciones operativas adecuadas. Las medidas de vibración presentadas son adimensionales.

A lo largo de estos años este equipo ha entrado en mantenimiento por diferentes motivos, entre los cuales se encuentran el mantenimiento tipo C que comprende de:

- Cambio de Rotor
- Cambio de sellos A4
- Cambio de cojinetes de empuje

## 4.2 Características de la válvula reciclo

Tabla 5 Datos de la válvula de reciclo

MARCA	FISHER
TIPO	667-ET
MODELO	
SERIE	6658053
PRESION	3-15 PSI
COMBUSTIBLE	Gas

Fuente: Planta de Gas (2015).

La válvula de reciclo SDV-19 abre cuando GC-11.02 está fuera de servicio. En la secuencia de puesta en marcha, SDV-19 se cerrará cuando la válvula de entrada,

SDV-15, esté abierta, y cuando SDV-19 se cierre, el compresor GC-11.02 estará en servicio. La válvula SDV-19 es una Orbit 1233L con un actuador de membrana de doble efecto 80100. La válvula necesita aire para abrir y cerrar.

La válvula SDV-15 requiere una presión de aire de 5.6 Kg/cm<sup>2</sup> (80 psig) para abrir y cerrar; la SDV-19 requiere como máximo 3,5 Kg/cm<sup>2</sup> (50 psig.). Cambiando el aire de actuación permitirá abrir las válvulas cuando estén cerradas y cerrar las válvulas cuando estén abiertas.



Figura 28. Válvula de Reciclo  
Fuente: Planta de Gas (2015).

### 4.3 Curvas de Desempeño

En la Figura 29 se muestran curvas de desempeño y como deben leerse, en el eje horizontal tenemos el flujo de masa corregido en (kg/s) y en el eje vertical está dada la relación entre presiones de entrada y salida del compresor. Las líneas

isométricas representan la velocidad del compresor a diferentes velocidades en revoluciones por minuto (RPM). La línea de desempeño está marcada a un 75% de efectividad.

Mientras esta línea se desplaza al lado izquierdo, la carga del sistema disminuye, entonces una línea de SURGE es generada. Esto marca la inestabilidad y es donde nuestro sistema no debe estar.

La línea de SURGE es la curva que pasa a través del punto más bajo de flujo por cada una de las líneas de velocidad. La intersección entre la línea de SURGE y las líneas isométricas de velocidad del compresor determina el punto más bajo de flujo del sistema.

En el Anexo 1 – Curvas de Desempeño tenemos una gráfica conocida como el mapa de compresor o curvas de desempeño de los compresores York, estas fueron hechas con datos del fabricante y muestran el correcto desempeño a diferentes cargas y velocidades.

La línea de SURGE no es lineal con respecto al flujo. El objetivo del proyecto de propuesta de control ANTI-SURGE en la Refinería en Shushufindi es mantener la salida del compresor fuera de SURGE sin desperdicio de energía o reciclamiento excesivo.

Al momento en la Planta de Gas de Refinería -Shushufindi no hay un sistema automatizado de ANTI-SURGE propiamente dicho. El sistema ANTI-SURGE existente fue instalado de acuerdo a los manifiestos de operación y mantenimiento relevados, pero al momento han dejado de funcionar en dicho proceso. Actualmente se opera por medio de un reciclo directo del flujo de salida a la entrada del compresor, esto alivia la caída de flujo (kg/s) pero no resuelve completamente problemas de baja demanda como se ha notado en años anteriores. Al momento las válvulas existentes no poseen control alguno.

La forma más fácil de evitar el SURGE es mediante un reciclaje controlado de la descarga del flujo de regreso a la succión a través de una válvula de reciclo. Esto crea una presión de entrada (succión) mayor y baja la presión de la descarga, a su vez se incrementa el flujo y así evitamos SURGE.

Esto es una solución transitoria porque estos cambios también afectan la velocidad de la turbina que aceleran la caída del sistema en SURGE. Es importante entonces que exista un control de la turbina mientras se hace el cambio de apertura en las válvulas de reciclo.

La forma de controlar estos problemas es mediante algoritmos que vigilen constantemente variables tales como:

- Presión absoluta del compresor a la entrada
- Presión absoluta del compresor a la salida
- Taza de flujo del fluido
- Condiciones ambientales

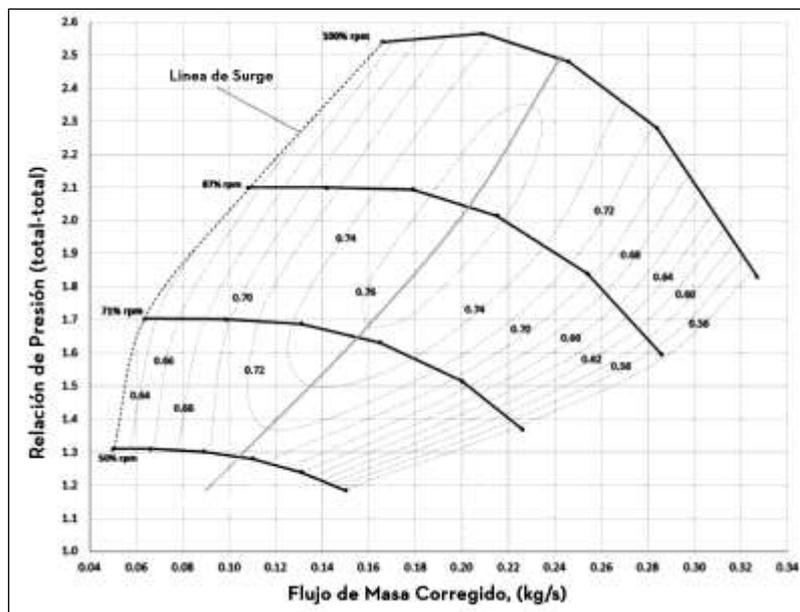


Figura 29. Ejemplo de líneas de desempeño para un compresor general, nótese la Línea de Surge al lado izquierdo de la gráfica, donde se generan las inestabilidades.

Fuente: Richard W. Greene.

#### 4.4 Eficiencia del Compresor GC1102

El compresor que muestra la Figura 30 opera isoentrópicamente. Las corrientes “4” y “5” son de flujos y composiciones iguales pero se requiere un trabajo de compresión que se calcula con la siguiente ecuación:

$$-W_3 = \frac{k}{k-1} P_3 V_3 \left[ \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (9)$$

Siendo  $k = C_p/C_v$ ,  $P_i$  las presiones de las corrientes de entrada y salida y  $V_3$ , el volumen específico de la corriente de entrada.

Pero el trabajo real se calcula fijando una eficiencia isoentrópica para el compresor o mediante el cambio de entalpía entre las corrientes de salida y entrada en el compresor, es decir:

$$-W = \frac{-W_3}{\eta_{\text{isoentrópica}}} = H_{4,\text{real}} - H_3 \quad (10)$$

Donde  $H_4$  y  $H_3$ , respectivamente son las entalpías de la corriente de salida y entrada al compresor. (Rodas, 2013)

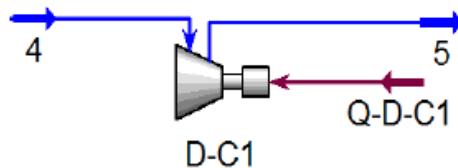


Figura 30. Compresor de simulación en Hysys.

Fuente: (Rodas, 2013)

#### 4.5 Simulación de Equipos en HYSYS

Los valores de flujo, presión y temperatura del gas es el resultado de promedios diarios que registra el área de operaciones de la Planta de Gas y operaciones

turbinas de los manómetros e indicadores de temperatura que se encuentran en el circuito de refrigeración y compresor GC1102.

### **Simulación del compresor en condiciones actual cuando opera en surge**

Para la simulación del compresor GC1102 de cinco etapas, se utilizara dos compresores esto se debe a que el vapor producido en el tanque economizador GV-16.16 ingresa a la cuarta etapa del compresor.

#### **COMPRESOR 1**

Presión 0,14 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 6,0 MMSCFD

Temperatura -19,79 °C

Cromatografía de gas Propano (Anexo 3)

Los datos de flujo y presión son tomados de los datos de diseño del compresor, mientras tanto el dato de la temperatura realiza el cálculo el software con la cromatografía del gas propano.

#### **COMPRESOR 2**

Presión 4,0 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 10,98 MMSCFD

Temperatura 31,49 °C

#### **ECONOMIZADOR**

Presión 4,0 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 2,42 MMSCFD

Temperatura -6 °C

Los datos de entrada al compresor 2 son tomados de la salida del compresor 1 más los vapores provenientes del economizador, el flujo de gas proveniente del economizador actúa como un interenfriamiento al ingresar a la cuarta etapa del compresor.

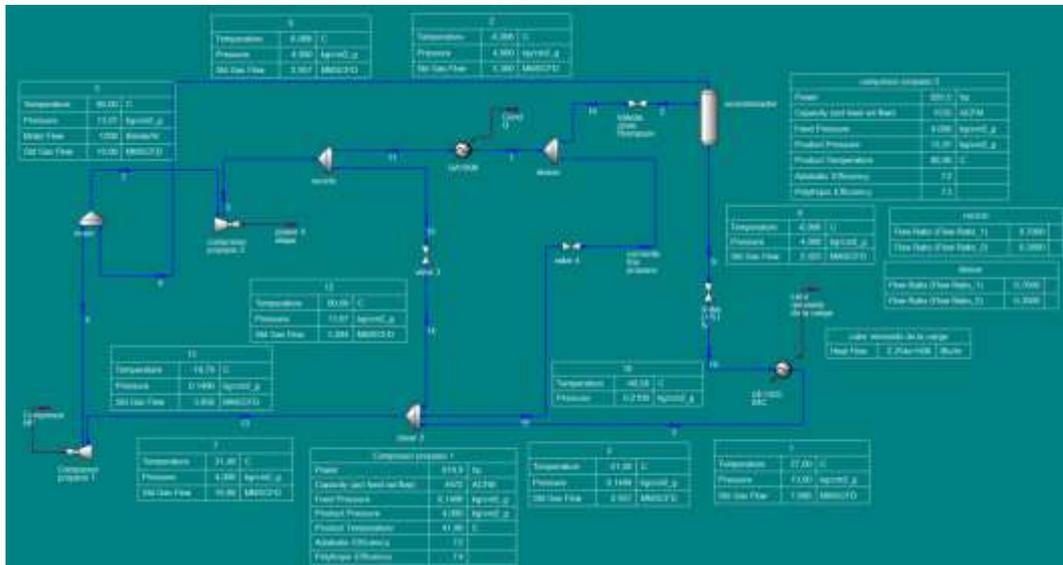


Figura 31. Simulación en software Hysys del Compresor GC-11.02 en condiciones de surge.

Fuente: Elaboración Propia

Como podemos ver en la figura 31 de acuerdo al software Hysys tenemos una eficiencia politrópica 74 % cuando el compresor opera en la zona de surge con un flujo de succión 5,956 MMSCFD, se obtiene un flujo de descarga de 7.686 MMSCFD y una presión de descarga de 13,07 Kg/cm<sup>2</sup>.

#### 4.6 Control Anti-Surge

Un método óptimo de control de ANTI-SURGE es el que localiza precisamente el límite de SURGE sin importar las condiciones de operación del compresor. Los algoritmos no deben afectar los cambios en la presión de succión y descarga del compresor. Este algoritmo se desarrollará en base a la cabeza politrópica versus la succión volumétrica de flujo de succión.

Mientras la cabeza politrópica y flujo volumétrico en la succión no puede ser medido directamente, la proporción puede ser calculada a través de las condiciones de operacionales como presión, flujo y en algunas aplicaciones, temperatura.

La operación de un compresor centrífugo puede llegar a ser inestable debido a los cambios en dichas condiciones, como flujo, presión y operación del compresor. Ningún sistema de compresión es inmune a estas circunstancias.

Típicamente, la apertura de la válvula de ANTI-SURGE previene estas fluctuaciones. Sin embargo, la velocidad de estos eventos es tal que la mayoría de sistemas convencionales no pueden hacer frente a los mismos.

En un sistema de control de alta velocidad, algoritmos precisos son requeridos por seguridad y eficiencia en la protección contra SURGE. Además de esto es crítico que los sistemas a diseñarse incluyan:

- Transmisores de alta presión y flujo
- Tamaño apropiado para las válvulas contra SURGE con una velocidad de carrera rápida.
- Evitar interacción de los lazos de control del proceso con los de control de ANTI-SURGE

El resultado será un sistema integrado que proveerá seguridad y eficiencia en la protección contra SURGE.

#### **4.7 Algoritmos ANTI-SURGE**

EL método de control recomendado requiere tres entradas: flujo del compresor, presión de succión y presión de descarga.

En esta aplicación, el controlador de ANTI-SURGE implementará la siguiente ecuación para definir el punto operativo y el límite de SURGE definido como:

$$S_s = \frac{K \cdot f_1(H_{p,red}) \cdot P_s \cdot f_5(Z)}{\Delta P_{o,c}}$$

$$H_{p,red} = \frac{(R_c)^{\sigma-1}}{\sigma}$$

$$\sigma = \frac{\log\left(\frac{T_d}{T_s}\right)}{\log\left(\frac{P_d}{P_s}\right)}$$
(11)

En donde:

- $K$  Es la pendiente del límite de SURGE
- $f_1$  Cabeza politrópica reducida función característica.
- $H_{p,red}$  Cabeza politrópica reducida.
- $R_c$  Proporción entre presión de descarga y succión  $P_d/P_s$
- $P_d$  Es la presión de descarga.
- $P_s$  Es la presión de succión.
- $T_d$  Es la temperatura de descarga.
- $T_s$  Es la temperatura de succión.
- $\Delta P_{o,c}$  Es proporcional a la presión diferencial a través del equipo de medida de flujo.
- $f_5(Z)$  Es una función general la cual puede ser usada para definir el límite de surge usando el argumento  $Z$ .
- $Z$  Es un argumento configurable usado para caracterizar  $f_5(Z)$ , usado comúnmente en las paletas de guía del compresor.

La salida de los controles de lazo del ANTI-SURGE ajustará la válvula ANTI-SURGE para proveer protección al compresor.

#### 4.8 Análisis de pérdidas de Producción

En la tabla 6 se realizó una estadística de las salidas de operación del compresor GC1102 ocasionadas por el fenómeno surge en el transcurso del año 2015, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 6 Resumen paradas del compresor GC1102 ocasionadas por el efecto surge en el año 2015

MES	DIA	HORA DE PARADA	HORA DE ARRANQUE	TIEMPO FUERA DE OPERACIÓN DEL COMPRESOR
<b>ENERO</b>	23	22:45:00	24:00:00	1:15:00
	24	0:00:00	1:45:00	1:45:00
	31	21:20:00	24:00:00	2:40:00
<b>FEBRERO</b>	1	0:00:00	2:10 AM	2:10:00
		10:00:00	3:00 PM	5:00:00
		18:15:00	6:45 PM	0:30:00
	10	15:00:00	4:45 PM	1:45:00
	14	7:45:00	10:45 AM	3:00:00
	24	10:20:00	11:50 AM	1:30:00
	25	8:40:00	5:00 PM	8:20:00
<b>MARZO</b>				
<b>ABRIL</b>				
<b>MAYO</b>	1	18:40:00	12:00 AM	5:20:00
	9	14:00:00	4:35 PM	2:35:00
<b>JUNIO</b>	17	11:55:00	2:45 PM	2:50
<b>JULIO</b>	16	7:40:00	4:00 PM	8:20
	29	2:45:00	5:35 AM	2:50
	30	22:15:00	12:15 AM	2:00
	31	7:40:00	5:30 PM	9:50
<b>AGOSTO</b>	4	7:00:00	11:30 AM	4:30
	5	16:15:00	5:40 PM	1:25
<b>SEPTIEMBRE</b>				
<b>OCTUBRE</b>				
<b>NOVIEMBRE</b>				
<b>DICIEMBRE</b>				

Fuente: Elaboración propia

La capacidad de producción de diseño de la Planta de Gas es de 500 Toneladas métricas, actualmente dependiendo de la carga que ingresa de las estaciones de captación oscila entre 250 y 300 Toneladas métricas, para nuestro estudio se tomó como referencia al mes que la Planta de Gas opero de forma continua dándonos un promedio de producción de 290 Toneladas Métricas por día, este valor se obtuvo del mes de marzo donde no existió parada alguna del compresor GC1102, ver tabla 7.

Tabla 7 Producción mensual de la Planta de Gas en Barriles

COMPLEJO SHUSHUFINDI		ANÁLISIS DE COSTOS REALES POR PRODUCTO ACUMULADO - PERIODO ENERO - DICIEMBRE AÑO 2015											
RELAF	DEFINICIÓN	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
	GRASO DEL DUT 140	328.139	369	421.570	868	481.820	682						
	PLUG IN PRODUCCIÓN	118.844	569	100.544	868	191.890	682						
	SEPTIEMBRE (GRIF. II)			1.409	3,75								
	GRASO	173.568	578	157.465	8,48	174.661	8,80						
	GRASO BARRIL MANTENIMIENTO	107.578	889	102.852	8,77	183.709	8,74						
	GRASO BARRIL ACTIVA	10.963	888	0.000	3,77								
	GRASO	88.170	1.000	88.170	14,00	88.170	13,10						
	<b>COSTO PROMEDIO</b>	<b>258.181</b>	<b>569</b>	<b>405.889</b>	<b>8,78</b>	<b>190.711</b>	<b>8,80</b>						

Fuente: elaboración propia

En la Tabla 8 se realizó un cálculo de pérdidas de producción por día en el tiempo que dejo de operar el compresor GC1102, tomando como referencia la producción promedio de la Planta de gas de 290 Toneladas métricas.

Tabla 8 Cálculo de pérdidas de producción por día de la Planta de Gas

MES	DIA	H. PARADA	H. ARR.	T.F. OP	PRODUCCION GLP ( TM)	PERDIDA PRODUCCION POR DIA TM
ENERO	23	22:45:00	24:00:00	1:15:00	188,26	101,74
	24	0:00:00	1:45:00	1:45:00		0
	31	21:20:00	24:00:00	2:40:00	268,77	21,23
					<b>PROMEDIO ENERO</b>	<b>40,99</b>
FEBRERO	1	0:00:00	2:10 AM	2:10:00	202,86	87,14
		10:00:00	3:00 PM	5:00:00		0
		18:15:00	6:45 PM	0:30:00		0
	10	15:00:00	4:45 PM	1:45:00	209,55	80,45
	14	7:45:00	10:45 AM	3:00:00	238,03	51,97
	24	10:20:00	11:50 AM	1:30:00	276,89	13,11
	25	8:40:00	5:00 PM	8:20:00	253,76	36,24
					<b>PROMEDIO FEBRERO</b>	<b>38,42</b>
MARZO						
ABRIL						
MAYO	1	18:40:00	12:00 AM	5:20:00	240,98	49,02
	9	14:00:00	4:35 PM	2:35:00	222,64	67,36
					<b>PROMEDIO MAYO</b>	<b>58,19</b>
JUNIO	17	11:55:00	2:45 PM	2:50	268,67	21,33
					<b>PROMEDIO JUNIO</b>	<b>21,33</b>
JULIO	16	7:40:00	4:00 PM	8:20	215,82	74,18
	29	2:45:00	5:35 AM	2:50	245,38	44,62
	30	22:15:00	12:15 AM	2:00	234,31	55,69
	31	7:40:00	5:30 PM	9:50	198,19	91,81
					<b>PROMEDIO JULIO</b>	<b>66,575</b>
AGOSTO	4	7:00:00	11:30 AM	4:30	225,39	64,61
	5	16:15:00	5:40 PM	1:25	264,88	25,12
					<b>PROMEDIO AGOSTO</b>	<b>44,865</b>
SEPTIEMBRE						
OCTUBRE						
NOVIEMBRE						
DICIEMBRE						

Fuente: elaboración propia

Tabla 9 Calculo de pérdidas de producción mensual y anual de la Planta de Gas

<b>PRODUCCIÓN PLANTA DE GAS</b>	
PROMEDIO DE PRODUCCIÓN DIARIA PG	290 Tm
SUMA PROMEDIO MENSUAL PERDIDAS	270,37 Tm
PROMEDIO MENSUAL PERDIDAS	30,04 Tm
PROMEDIO ANUAL PERDIDAS	<b>360,49 Tm</b>

Fuente: elaboración propia

En la tabla 9 se elaboró un cálculo de pérdidas de producción anual y mensual de la Planta de Gas a causa de la salida de operación del compresor GC1102 provocado por el efecto surge.

A partir de los datos obtenidos en las tablas anteriores se realiza el cálculo siguiente:

Producción mensual =  $290 \text{ Tm} * 30 = 8700 \text{ Tm}$

Producción Anual =  $8700 \text{ Tm} * 12 = 104400 \text{ Tm}$

El precio unitario por tonelada métrica de GLP, se obtuvo en base a los promedios entre los precios altos y bajos de este producto, publicado por el Platt's LP Gaswire.

$1 \text{ Tm} = 1000 \text{ USD}$

Valor anual =  $1000 \text{ USD} * 104400 \text{ Tm} = 104400000 \text{ USD}$

El valor anual obtenido es un estimado de la producción de un año de la Planta de Gas considerando que el compresor opere continuamente.

En la tabla 10 se realiza un análisis del valor diario de producción, cuando el compresor opera en condiciones normales.

Tabla 10 Valor diario de producción en condiciones normales de operación del compresor

	Promedio diario	Precio del GLP en USD	Valor Total por Día (USD)
GLP	290 Tm	1000	290000

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 11 se realiza un cálculo de pérdidas de producción mensual en base a la tabla 9.

Tabla 11 Valor estimado mensual de pérdidas de producción cuando el compresor opera en surge

	Promedio mensual (Tm)	Precio del Gas en Tm (USD)	Valor Total por mes (USD)
GLP	30,04	1000	30040,00

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 12 se realiza un análisis de pérdida de producción anual, obtenido en la tabla 9.

Tabla 12 Valor anual de producción cuando el compresor opera en surge

	Promedio anual (Tm)	Precio del Gas en Tm (USD)	Valor Total por Día (USD)
GLP	360,49	1000	360490,00

Fuente: Elaboración propia

Como se puede ver en los resultados obtenidos de pérdidas de producción anual son considerables obteniendo una pérdida promedio de USD 360,490.00 Dólares de los Estados Unidos de América.

#### **4.13 Conclusiones del Capítulo**

- En el presente capítulo por medio de la inspección realizada a la instrumentación de campo se observó varias razones por las cuales no opera correctamente.
- Al operar de forma manual las válvulas existentes y sin un sistema automatizado de ANTI-SURGE afecta directamente a la eficiencia del compresor GC1102 por cuanto actualmente se opera por medio de un reciclo directo del flujo de salida a la entrada del compresor, esto alivia la caída de flujo (kg/s) pero no resuelve completamente el problema.
- En las figuras 31 se puede apreciar a los dos compresores que se utilizó para simular las 5 etapas del compresor GC1102, por lo que si se desea calcular manualmente (por método analítico o termodinámico) se necesitan datos de presión y temperatura de cada etapa del compresor. El cálculo no se lo puede realizar ya que implicaría la medición de variables que no están disponibles, además el fluido de enfriamiento no es propano puro, por lo que las condiciones termodinámicas varían significativamente.

- En la simulación realizada en el software Hysys, se obtuvo una eficiencia politrópica del 74% del compresor GC1102 cuando el compresor ingresa a operar en la zona de surge, y un flujo de descarga del compresor de 7.685 MMSCFD y una presión de descarga de 13,07 Kg/cm<sup>2</sup>.

## **CAPÍTULO V. PROPUESTA**

### **5.1 Título la propuesta**

Diseño de un Sistema de Control para Prevenir el Fenómeno Surge”.

### **5.2 Justificación de la propuesta**

Se determinó que para aumentar la eficiencia de funcionamiento del sistema antisurge es necesario modernizar la instrumentación de campo y automatizar, con lo cual se consigue recuperar la eficiencia del compresor.

### **5.3 Objetivo de la propuesta**

Diseñar un sistema de control que permita implementar un sistema automático ANTI-SURGE en el compresor GC1102.

### **5.4 Estructura de la propuesta**

Describir el propano, que alimenta al compresor GC1102

Determinar la válvula anti surge con márgenes más utilizados y los que se recomienda para este proyecto son que la válvula debe ser capaz de pasar el 100% del caudal con una apertura de la válvula del 50%.

Diseñar el sistema de control automático, en base a la curva de operación del compresor.

### **5.5 Simulación del compresor en condiciones normales de Operación**

Para la simulación del compresor GC1102 de cinco etapas, se utilizó dos compresores esto se debe a que el vapor producido en el tanque economizador GV-16.16 ingresa a la cuarta etapa del compresor.

## **COMPRESOR 1**

Presión 0,14 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 6,0 MMSCFD

Temperatura -21 °C

Cromatografía de gas Propano (Anexo 5)

Los datos de flujo y presión son tomados de los datos de diseño del compresor, mientras tanto el dato de la temperatura se tomó con la cámara termo gráfica (Anexo 3).

## **COMPRESOR 2**

Presión 4,0 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 10,98 MMSCFD

Temperatura 27 °C

## **ECONOMIZADOR**

Presión 4,0 Kg/cm<sup>2</sup>

Flujo 5,0 MMSCFD

Temperatura -6 °C

Los datos de entrada al compresor dos son tomados de la salida del compresor uno más los vapores provenientes del economizador, el flujo de gas proveniente del economizador actúa como un interenfriamiento al ingresar a la cuarta etapa del compresor.

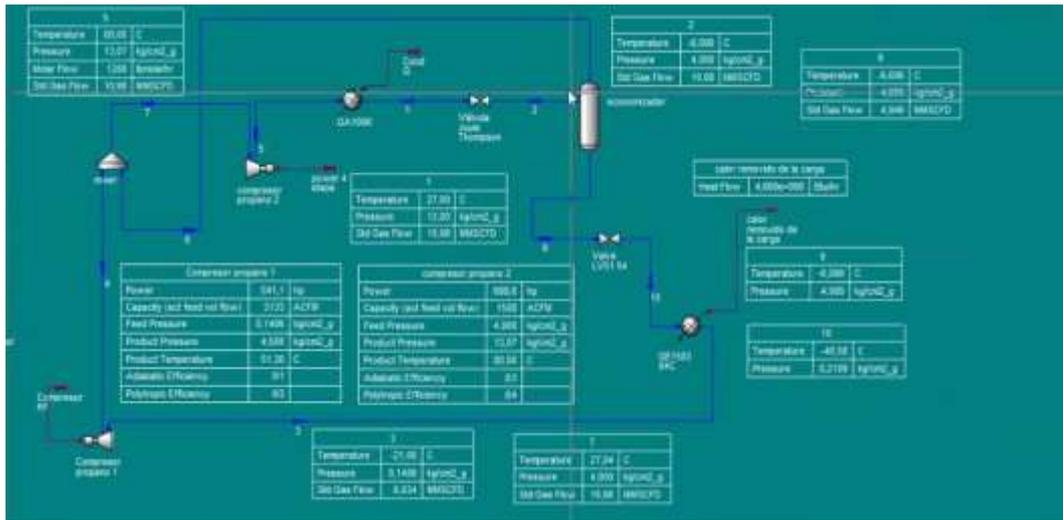


Figura 32. Simulación en software Hysys del Compresor GC-11.02 en condiciones normales de operación.

Fuente: Elaboración propia

Como podemos ver en la figura 32 de acuerdo al software Hysys tenemos una eficiencia politrópica 84 % en condiciones normales de operación del compresor, con un flujo de succión 6,034 MMSCFD, se obtiene un flujo de descarga de 10.98 MMSCFD y una presión de descarga de 13,07 Kg/cm<sup>2</sup>, sin embargo se observó que al tener un propano puro en la simulación con el software Hysys mejora la eficiencia polytropica del compresor.

### 5.6 Propuesta del Sistema de Control para el Fenómeno “SURGE”

Cualquier sistema de control propuesto deberá permitir el funcionamiento del compresor GC-1102 a bajas presiones de succión. Todo monitoreo y control en el compresor debe ser centralizado en un cuarto de control. Pantallas de HMI y monitores mostrarán los puntos de operación del compresor. El control automático de presión y carga paralela, el sistema removerá la participación de los operadores en el ajuste de la velocidad de la turbina y posicionamiento de la válvula ANTI-SURGE, de tal manera que se minimicen las fluctuaciones en el proceso.

Operación de encendido y corrida continua deberán ser totalmente automatizadas. La prevención de SURGE alargará la vida del compresor, la recuperación de Gas Licuado de Petróleo se incrementará, a la vez que la temperatura del proceso decrecerá hasta al menos 2°C debido al enfriamiento adicional.

El objetivo principal es consolidar las bases para la automatización del sistema de control ANTI-SURGE, el sistema supervisor, HMI/SCADA para la visualización y comunicación de los instrumentos existentes.

### **5.7 Arquitectura del Sistema para el Control “ANTI-SURGE” en el Compresor GC1102**

La propuesta que se está realizando para el control del fenómeno “surge”, se basa en el hecho de alejar al compresor del “surge” por medio del gas que se esté comprimiendo, mediante una válvula de reciclo que abra o cierre cuando el compresor se aproxime o entre en la región de “surge”, ya que esto disminuye la resistencia del compresor y aumenta el flujo de entrada.

La apertura o cierre de la válvula de reciclo dependerá del calculo que realice el algoritmo del controlador de “surge” (UIC) que se muestra en la figura 33.

En la arquitectura se muestra tres señales de transmisores FT (transmisor de flujo), PT (transmisor de presión de succión) y PT (transmisor de presión de descarga); ingresan al controlador de “surge” UIC, para ser utilizadas por este para calcular la señal de control para la apertura o cierre de la válvula de reciclo.

En el esquema de control de la figura 33 está diseñado para mantener la presión de succión del refrigerante desde el depurador de succión reajustando el controlador de presión de descarga del compresor, el cual aumenta o disminuye la velocidad del compresor de esta manera realiza la protección ANTI-SURGE del compresor. El set point del controlador de presión de descarga del compresor está dado por el controlador de presión de succión del compresor.

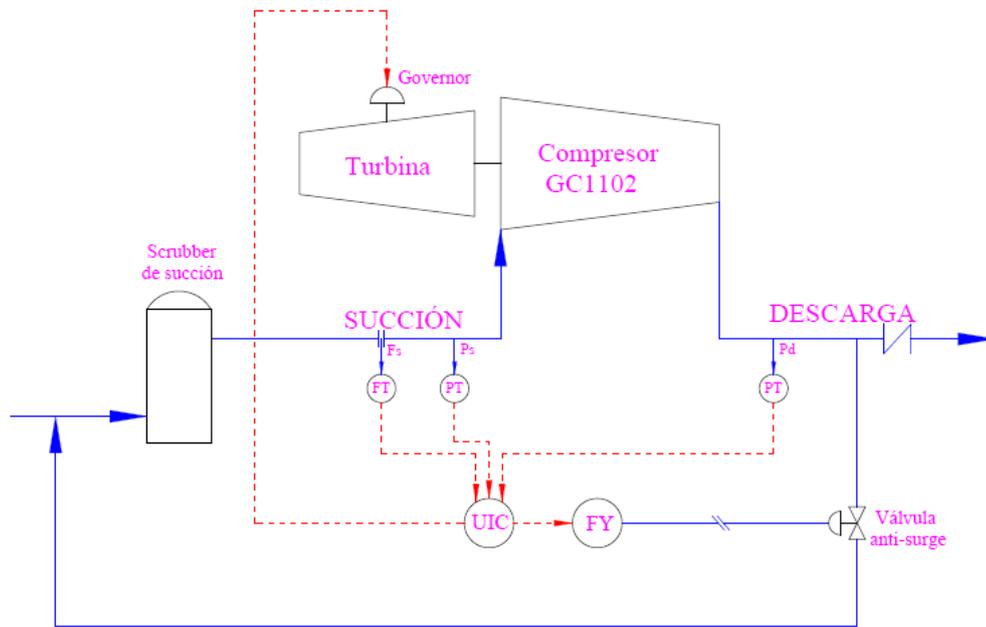


Figura 33. Esquema Básico para el control de surge  
Fuente: Elaboración Propia

La señal de presión de succión del transmisor va hacia el controlador de presión de descarga, estos trabajarán en cascada, ya que el instrumento dispone de dos salidas que pueden ser independientes, o funcionar en rango dividido. La señal del transmisor de presión de succión va hacia un registrador de presión ubicado en el panel de control del compresor CG1102.

La salida del transmisor de presión de succión internamente se divide y, la porción equivalente al 0-50 % de su salida irá hacia una función comparadora así mismo interna en el controlador, para compararse con la porción de 0-50% de salida del transmisor de presión de descarga. De estas señales, la más baja de las dos pasará como salida para controlar la válvula de reciclo. La porción equivalentemente al 50-100% del transmisor de presión de succión, va hacia el controlador de presión de descarga como su set point. Internamente el controlador es configurado para que estas señales divididas puedan convertirse en señales de rango completo tanto para el controlador de presión de descarga, como para la señal de salida hacia la válvula de control.

La señal de salida del controlador de presión de descarga también se divide, y la porción de 0-50% de su rango de salida ira como se describió anteriormente a una función comparadora interna del controlador, para compararse con la señal de salida del transmisor de presión de succión en su rango de 0-50% también. La porción de salida correspondiente al 50-100% va hacia una función también interna del controlador que convertirá esta señal de 50-100% en una señal de rango completo 0-100% (4-20mA DC), para ir posteriormente hacia el panel de la turbina en donde se utilizará esta señal para controlar la velocidad de la turbina y por ende del compresor.

## **5.8 Descripción del Algoritmo para el Control del Fenómeno “Surge” en el Compresor GC1102**

El control del fenómeno “surge” es un tipo de control que se realiza para proteger al compresor de este efecto, por lo que se realiza un algoritmo para lograr dicha protección.

El algoritmo que se desarrolla consiste en los siguientes pasos:

- Cálculo del punto de operación del compresor.
- Establecimiento y determinación de los márgenes de seguridad.
- Establecimiento de la línea de control de “surge” para que se use como un set point para un control PID.
- Aplicación de un control PID para la corrección del punto de operación y mantener al compresor cercano a la línea de control de “surge” para evitar que el compresor se aproxime a la línea límite de “surge”.

En la figura 34, se presenta el diagrama de bloques para el control del fenómeno “surge”.

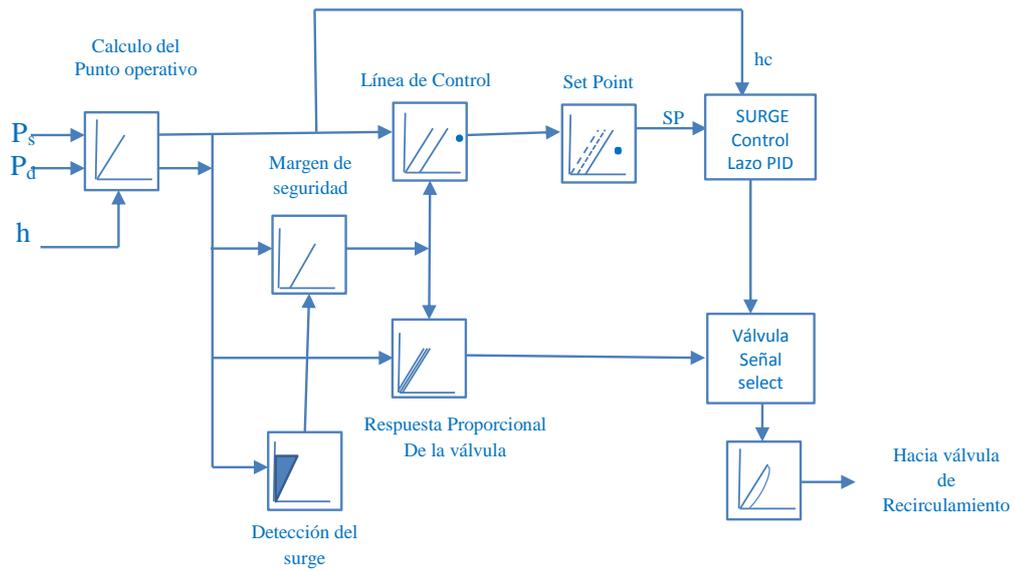


Figura 34. Diagrama de bloques del control surge  
Fuente: Elaboración Propia

### 5.9 Calculo de la línea límite de “SURGE”

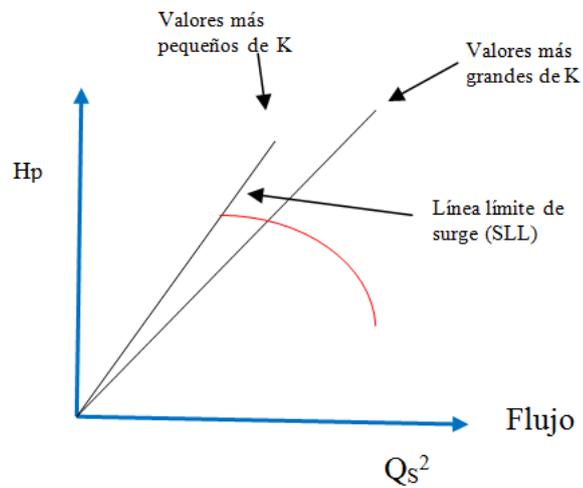


Figura 35. Línea límite de surge  
Fuente: Elaboración Propia

La Línea Límite de “Surge” define la frontera entre el “surge” y la operación estable del compresor. La línea límite de “surge” (SLL) Figura 35 es diferente para cada tipo de compresor, siendo esta una función de las condiciones de operación del compresor y diseño de este, por lo que debe de ser determinada y configurada para cada aplicación.

En este caso específico, Línea de límite de surge utilizada en el bucle de control contra surge es encontrar 5 puntos y dibujar una línea que los conecta. A través de la hoja de datos del compresor proporcionado por el fabricante, hay que obtener la siguiente información:

- Presión de succión ( $P_s$ )
- Temperatura de succión ( $T_s$ )
- Factor de compresibilidad del gas en la succión ( $Z_s$ )
- Relación de calor específico del gas ( $k$ )
- Velocidad del compresor ( $N$ )

A través de las curvas de rendimiento proporcionadas por el fabricante, se obtiene la siguiente información de funcionamiento del compresor en el que aparezca la línea de límite:

- La presión de descarga ( $P_d$ )
- Eficiencia politrópico ( $N_p$ )
- Flujo de volumen de gas en la succión ( $Q_s$ )

Para cada punto de la curva de rendimiento del compresor aumento calculamos el valor de cabeza reducido:

$$h_r = \left( \frac{R_c^\sigma - 1}{\sigma} \right) \quad (11)$$

Cuando la relación de compresión está dada por:

$$R_C = \frac{P_d}{P_s} \quad (12)$$

El exponente politrópico exponente se puede calcular de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{k-1}{k \cdot n_p} \quad (13)$$

Dónde:

K = coeficiente de calor específico del gas

No = rendimiento politrópico

Para cada punto viene de la curva de rendimiento del compresor se calcula el valor de la presión diferencial medida por el flujo de succión:

$$\Delta P_o = \left(\frac{W}{A}\right)^2 \cdot \frac{1}{P_s} k P_a \quad (14)$$

Dónde:

A= Constante de medición del dispositivo de flujo.

W = Relación de flujo de masa de gas expresada por:

$$W = Q_s \cdot P_s \frac{kg}{h} \quad (15)$$

Dónde:

Qs = volumen de flujo de gas en la succión

ps = densidad del gas expresada como:

$$p = p_s = \frac{P \cdot MW}{Z \cdot R_o \cdot T} \frac{kg}{m^3} \quad (16)$$

Dónde:

P = Presión del gas = Ps

T = Temperatura del gas = Ts

MW = Peso molecular

Z = Factor de compresibilidad del gas =Zs

R<sub>0</sub> = Constante universal de los gases = 8,31441 kJ / kg.mole.k

Con 5 puntos (hr, q<sub>r</sub><sup>2</sup>) mapeadas se dibuja la línea de límite de “SURGE”.

Hasta el momento hemos visto la forma de calcular la línea de límite de “SURGE” para insertarse en el controlador.

Vamos a utilizar el modelo de compresor centrífugo 526A7, fabricado por Frick York utilizado en la Planta de Gas de Refinería Shushufindi para calcular la línea de límite de “SURGE”.

La siguiente fórmula se utiliza para encontrar la línea de límite de “SURGE”:

$$f1[h_r \cdot f_3] = \frac{\Delta P_{o,s}}{K \cdot P_s} \quad (17)$$

Como f<sub>3</sub> y K son constantes para un mejor dimensionamiento de la línea, asumiremos el valor siguiente:

$$f_3 = 6.00$$

$$K = 0.375$$

### **Las Ganancias y Bias**

Las entradas analógicas tales como la presión, temperatura y flujo deben ser convertidos a valores absolutos para la aplicación del algoritmo de control, por lo que debemos convertir las entradas en las variables de proceso (PV).

$$PV = Ganancia * SV + Bias \quad (18)$$

Las ganancias permiten que el controlador utilice los transmisores en la succión (presión y flujo) en la misma escala que el transmisor en la descarga. Bias convertir la presión y el flujo en unidades absolutas. Luego para calcular la línea de límite de “SURGE” debe convertir  $\Delta P_o$  y  $P_s$ . Sus respectivas fórmulas se describen a continuación:

$\Delta P_o$ :

$$SV = \frac{\Delta P_o}{\Delta P_{O,SPAN}} \quad (19)$$

Ganancia = 1

Bias = 0

$P_s$ :

$$SV = \frac{P_s - P_{s,L}}{P_{s,SPAN}} \quad (20)$$

$$Ganancia = \frac{P_{s,SPAN}}{P_{d,SPAN} + P_{d,L} + P_{atm}} \quad (21)$$

$$Bias = \frac{P_{d,L} + P_{atm}}{P_{d,SPAN} + P_{d,L} + P_{atm}} \quad (22)$$

$\Delta P_{O,SPAN}$ ,  $P_{s,SPAN}$  Y  $P_{d,SPAN}$ , son los rangos de presión diferencial (flujo) y la presión de la presión de succión y descarga.  $P_{s,L}$ , y  $P_{d,L}$ , son la presión de succión y presión de descarga.

$$\Delta P_{O,SPAN} = 300 \text{ Psi}$$

$$P_{s,SPAN} = 8 \text{ Psia}$$

$$P_{d,SPAN} = 11,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{s,L} = 0.0 \text{ Psia}$$

$$P_{d,L} = 0.0 \text{ Kg/cm}^2$$

Sustituyendo los valores que encontramos el PV de las dos variables requeridas:

$\Delta P_o$  :

$$PV_{\Delta p_o} = \frac{\Delta P_o}{300} \quad (23)$$

$P_s$ :

$$SV = \frac{P_s}{8}$$

Ganancia = 0.322

Bias = 0.033

$$PV_{p_s} = 0,000322 * P_s + 0.033 \quad (24)$$

Sustituyendo las constantes f3 y k en la fórmula más  $\Delta P_o$  y  $P_s$  por sus respectivas variables de proceso  $PV_{\Delta p_o}$  y  $PV_{p_s}$ , nos encontramos con la siguiente fórmula para calcular la línea de límite de “SURGE”:

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\left(\frac{\Delta P_o}{300}\right)}{0.375*(0.000322*P_s+0.033)} \quad (25)$$

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(0.036225*P_s+3.7125)} \quad (26)$$

Como asumimos ningún cambio en la presión de succión para el cálculo de la línea de límite de “SURGE” puede sustituirse  $P_s$  por el valor que se encuentra en la hoja de datos del compresor en condiciones normales.  $P_s = 13.5$  psia. Luego debemos encontrar del valor de  $H_r$  y  $\Delta P_o$  Para trazar la línea de límite de “SURGE”.

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(0.036225*13.5+3.7125)}$$

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(4.2015375)} \quad (27)$$

Con la fórmula reorganizada sólo hay que seguir las instrucciones paso a paso del punto 5.9 para conseguir los puntos necesarios para trazar la línea de límite de “SURGE”.

A través del Datasheet suministrado por el fabricante, se obtiene la siguiente información:

Tabla 13 Valores de diseño de operación del compresor

SUCCIÓN			DESCARGA		
FLUJO (MMSCFD)	PRESIÓN (Psia)	TEMPERATURA (°C)	FLUJO (MMSCFD)	TEMPERATURA (°C)	PRESIÓN (Kg/cm2)
4,8	13,5	-45	12	80	18,31

Fuente: Elaboración propia

Tabla 14 Puntos de operación del compresor proporcionada en la hoja de datos del fabricante

SUCCIÓN			DESCARGA	COMPRESOR	TURBINA	PORCENTAJE
FLUJO (MMSCFD)	PRESIÓN (Psia)	TEMPERATURA (°C)	PRESIÓN (Kg/cm2)	VELOCIDAD (RPM)	VELOCIDAD (RPM)	(%)
4,26	13,5	-45	13,4	10800	5400	90
4,46	13,5	-45	16,5	11400	5700	95
4,75	13,5	-45	21	12000	6000	100
4,81	13,5	-45	27	12600	6300	105

Fuente: Elaboración propia

### Cálculo del punto 1 (punto de surge a la velocidad de 10800 RPM)

$$R_c = \frac{P_d}{P_s}$$

$$R_c = \frac{1314}{93.079} = 14.11$$

$$\sigma = \frac{(k-1)}{k \cdot N_p}$$

$$\sigma = \frac{(1.244-1)}{1.244 \cdot 0.86} = 0.2281$$

$$h_r = \frac{((R_c)^\sigma - 1)}{\sigma}$$

$$h_r = \frac{((14.11)^{0.2281} - 1)}{0.2281} = 3.64$$

### Cálculo de $\Delta P_o$

$$P_S = \frac{P_S \cdot MW}{Z_S \cdot R_O \cdot T_S}$$

$$P_S = \frac{93.079 \cdot 20.16}{0.9824 \cdot 8.31441 \cdot (-45)} =$$

$$P_S = \frac{1876.47}{-367.56} = 5.11 \text{ Kg/m}^3$$

$$W = Q_S \cdot P_S$$

$$W = 4.26 \cdot -5.11 = 21.74 \text{ Kg/h}$$

A= dispositivo de medición de flujo constante = 7299

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{W}{A}\right)^2}{\left(\frac{1}{P_S}\right)}$$

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{-21.74}{7299}\right)^2}{\left(\frac{1}{-5.11}\right)} = \frac{8.8714^{-6}}{-0.19} = 4.6691^{-5}$$

Sustituimos  $h_r$  y  $\Delta P_o$  en la fórmula y encontramos el primer punto:

$$f_1[h_r \cdot 6] = \frac{\Delta P_o}{(4.2015375)}$$

$$f_1[3.64 * 6] = \frac{-4.6691^{-5}}{(4.2015375)}$$

$$f_1[21.84] = \frac{-0.0151}{(4.2015375)} = 1.1113^{-5}$$

### **Cálculo del punto 2 (punto de surge a la velocidad de 11400 RPM)**

$$R_c = \frac{P_d}{P_s}$$

$$R_c = \frac{1618}{93.079} = 17.38$$

$$\sigma = \frac{(k-1)}{k * N_p}$$

$$\sigma = \frac{(1.244-1)}{1.244 * 0.86} = 0.2281$$

$$h_r = \frac{((R_c)^\sigma - 1)}{\sigma}$$

$$h_r = \frac{((17.38)^{0.2281} - 1)}{0.2281} = 4.03$$

### **Cálculo de $\Delta P_o$**

$$P_s = \frac{P_s * MW}{Z_s * R_o * T_s}$$

$$P_s = \frac{13.5 * 20.16}{0.9824 * 8.31441 * (-45)} = 5.11 \text{ Kg/m}^3$$

$$W = Q_s * P_s$$

$$W = 4.46 * -5.11 = - 22.79 \text{ Kg/h}$$

A= dispositivo de medición de flujo constante = 7299

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{W}{A}\right)^2}{\left(\frac{1}{ps}\right)}$$

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{-22.79}{7299}\right)^2}{\left(\frac{1}{-5.11}\right)} = \frac{9.7490^{-6}}{-0.19} = 5.1310^{-5}$$

Sustituimos  $h_r$  y  $\Delta P_o$  en la formula y encontramos el primer punto:

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(4.2015375)}$$

$$f_1[4.03 * 6] = \frac{-5.1310^{-5}}{(4.2015375)}$$

$$f_1[24.18] = \frac{-5.1310^{-5}}{(4.2015375)} = 1.2212^{-5}$$

### **Cálculo del punto 3 (punto de surge a la velocidad de 12000 RPM)**

$$R_c = \frac{P_d}{P_s}$$

$$R_c = \frac{2059.39}{93.079} = 22.13$$

$$\sigma = \frac{(k-1)}{k * N_p}$$

$$\sigma = \frac{(1.244-1)}{1.244 * 0.86} = 0.2281$$

$$h_r = \frac{((R_c)^\sigma - 1)}{\sigma}$$

$$h_r = \frac{((22.13)^{0.2281} - 1)}{0.2281} = 4.50$$

### **Cálculo de $\Delta P_o$**

$$P_s = \frac{P_s * MW}{Z_s * R_o * T_s}$$

$$P_s = \frac{13.5 * 20.16}{0.9824 * 8.31441 * (-45)} = 5.11 \text{ Kg/m}^3$$

$$W = Q_s * P_s$$

$$W = 4.75 * -5.11 = 24.27 \text{ Kg/h}$$

A= dispositivo de medición de flujo constante = 7299

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{W}{A}\right)^2}{\left(\frac{1}{\rho s}\right)}$$

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{-24.27}{7299}\right)^2}{\left(\frac{1}{-5.11}\right)} = \frac{1.1059^{-5}}{-0.19} = 5.8203^{-5}$$

Sustituimos  $h_r$  y  $\Delta P_o$  en la formula y encontramos el primer punto:

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(4.2015375)}$$

$$f_1[4.50 * 6] = \frac{-5.8203^{-5}}{(4.2015375)}$$

$$f_1[27] = \frac{-5.1310^{-5}}{(4.2015375)} = 1.3852^{-5}$$

**Cálculo del punto 4 (punto de surge a la velocidad de 12600 RPM)**

$$R_c = \frac{P_d}{P_s}$$

$$R_c = \frac{2647.79}{93.079} = 28.45$$

$$\sigma = \frac{(k-1)}{k * N_p}$$

$$\sigma = \frac{(1.244-1)}{1.244 * 0.86} = 0.2281$$

$$h_r = \frac{((R_c)^\sigma - 1)}{\sigma}$$

$$h_r = \frac{((28.45)^{0.2281} - 1)}{0.2281} = 5.023$$

### Cálculo de $\Delta P_o$

$$P_S = \frac{P_S * MW}{Z_S * R_O * T_S}$$

$$P_S = \frac{13.5 * 20.16}{0.9824 * 8.31441 * (-45)} = 5.11 \text{ Kg/m}^3$$

$$W = Q_S * P_S$$

$$W = 4.81 * 5.11 = 24.5791 \text{ Kg/h}$$

A= dispositivo de medición de flujo constante = 7299

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{W}{A}\right)^2}{\left(\frac{1}{P_S}\right)}$$

$$\Delta P_o = \frac{\left(\frac{-24.5791}{7299}\right)^2}{\left(\frac{1}{-5.11}\right)} = \frac{1.1339^{-5}}{-0.19} = 5.9683^{-5}$$

Sustituimos  $h_r$  y  $\Delta P_o$  en la formula y encontramos el primer punto:

$$f_1[h_r * 6] = \frac{\Delta P_o}{(4.2015375)}$$

$$f_1[5.023 * 6] = \frac{-5.9683^{-5}}{(4.2015375)}$$

$$f_1[30.138] = \frac{-5.9683^{-5}}{(4.2015375)} = 1.4205^{-5}$$

Tabla 15 Puntos calculados con datos del compresor en la hoja de datos del fabricante

PUNTOS CALCULADOS					
hr*6	0	21,8	24,18	27	30,14
f1(hr*6)	0	0,59	0,36999925	0,25143339	0,17320414

Fuente: Elaboración propia

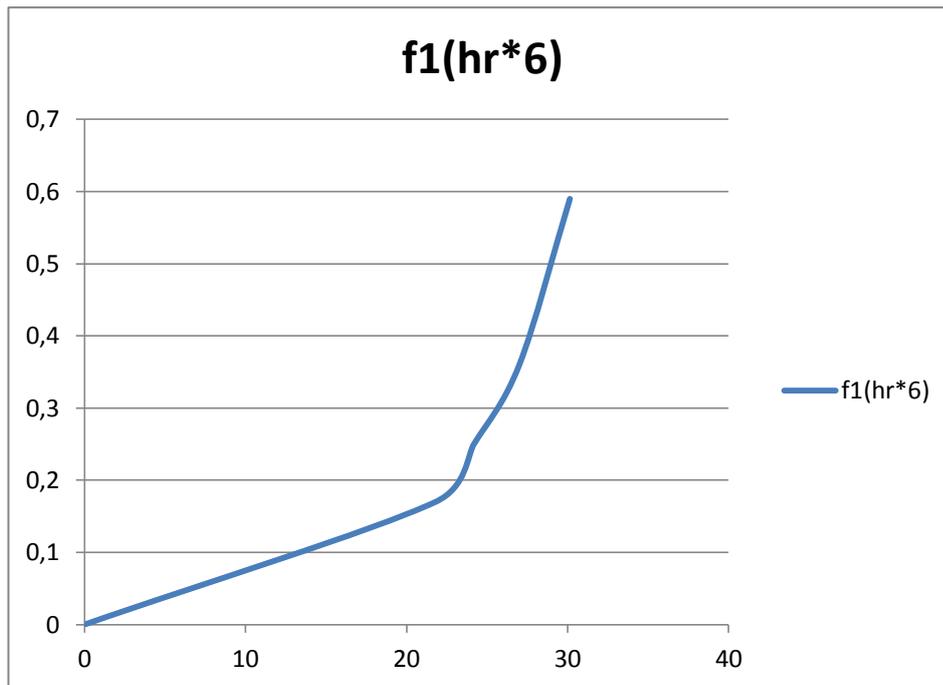


Figura 36. Línea límite de “SURGE”

Fuente: Elaboración propia

Con la línea límite del compresor calculado, podemos establecer los márgenes que componen la línea de control de “SURGE”.

### Línea control de “SURGE”

Viene dada por la siguiente ecuación:

$$SMC = -(B_1 + CR_{S0}) \tag{18}$$

Dónde:

$B_1$  = margen inicial de línea de control de “SURGE” = 20%

CRso = Respuesta de Seguridad en que se mueve la línea de control surge a la derecha si el punto de funcionamiento cruza la línea de Seguridad, esta función es propia del controlador TS160.

Rango: 0 a 99%

## 5.10 Parámetros de Respuesta de Control

### Respuesta de Seguridad

$$CR_{SO} = N * B_2 \quad (19)$$

Dónde:

N= contador de surge

B<sub>2</sub>= incremento del valor de seguridad = 5%

Rango: 0 a 99%

### Respuesta Antisurge

$$CR_p = \frac{100}{PB} * E \quad (20)$$

$$CR_I = \frac{100}{PB} * \frac{Kr}{60} * E * \Delta t \quad (21)$$

Dónde:

CR<sub>p</sub>= Respuesta Proporcional

CR<sub>I</sub>= Respuesta Integral

PB= Banda proporcional = 100

Rango: 6 a 999

Kr= valor integral o reset (repeticiones por minuto) = 10

Rango: 0 a 99.9 repeticiones por minuto

## 5.11 Instrumentos Para Algoritmo “ANTI-SURGE”

### 5.11.1 Selección Del Controlador “ANTI-SURGE”

Para poder llevar acabo el algoritmo que se ha propuesto, se requiere investigar a un controlador que maneje entradas analógicas de 4-20 mA, salidas analógicas de 4-20mA y salidas discretas de 24 Vcd, el controlador debe ser una unidad de cálculo capaz de interpretar las señales provenientes de los diferentes transmisores, almacenar estos valores dentro de un algoritmo previamente configurado para interpretar el punto operativo exacto del compresor y ubicarlo dentro del mapa de operación del compresor, con ello poder identificar la posibilidad de SURGE. En esta investigación se eligió el controlador TRISEN 160 (TS-160) de TRICONEX de la empresa INVENSYS, el cual cumple con las características requeridas (anexo 6).

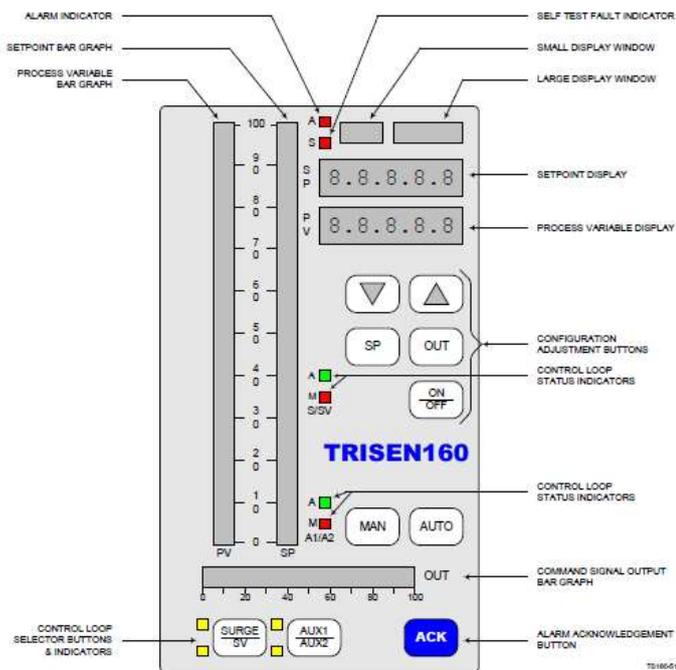


Figura 37. TS160 Apariencia General  
Fuente: Manual TS160

## **5.11.2 Características de Hardware Y Software del Controlador Trisen TS160**

### **Hardware**

El TS-160 es un controlador multilazos basado en microprocesador diseñado para el control del “surge” en compresores. El TS 160 provee algoritmos para el “surge” usados a través de los productos de TRICONEX para el control de “surge”, diseñado para prevenir el “surge” ya que su velocidad de procesamiento es muy rápida (10 ms del tiempo de scan de las entradas/salidas y 50 ms del ciclo del tiempo del lazo), entre las principales características están:

- Interfaz de operador integrado
- Algoritmos probados contra el “surge”
- Soluciones de reparto de carga múltiple
- Herramientas de configuración basadas en Windows
- El enfoque de curva de aumento universal
- Función de anulación contra “surge”
- Ajuste de margen de seguridad automática
- Rápida adquisición de datos
- Registrador de eventos integrada con X-Y de trazado
- Comunicaciones Modbus
- Software de monitoreo remoto
- Comunicaciones peer-to-peer
- La opción de carga compartida permite a los compresores paralelos operar de manera cooperativa

- Vistas de datos operativos en tiempo real

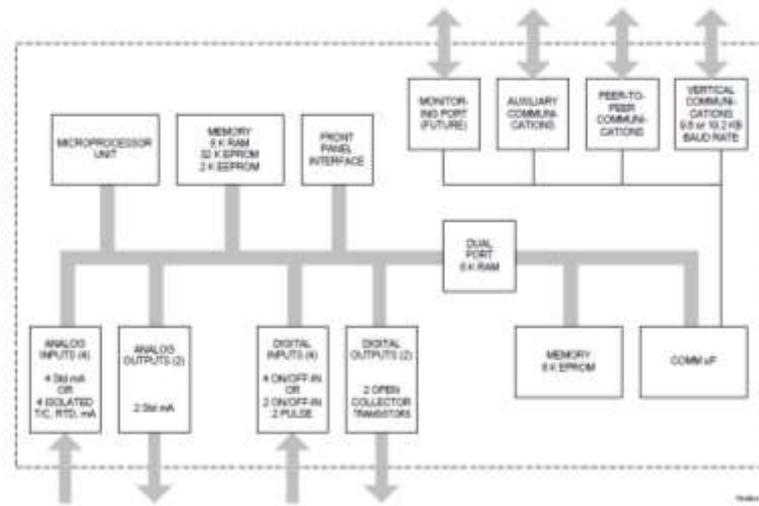


Figura 38. Diagrama de Bloques  
Fuente: Manual TS160

FRONT PANEL BUTTONS		
BUTTON	FUNCTION	DISPLAY
↑	Increases Value	Increases selected value
↓	Decreases Value	Decreases selected value
SP	Selects Setpoint Digit for Modification	SP window blinks (if in auto)
OUT	Selects Command Signal Output for Modification	Large Display Window displays output
ON/OFF	ON/OFF discrete control	Changes DO or DV in Small Display Window
MAN	Selects Manual Mode for active Control Loop	Red LED (control loop status indicator) lights on active control loop
AUTO	Selects Automatic Mode for active Control Loop	Green LED (control loop status indicator) lights on active control loop
	Surge Control Loop	PV, SP & OUT for SURGE Control Loop
	Surge Valve Manual Control Loop	PV is output of SV Control Loop
	Compressor Performance Control Loop *	PV, SP & OUT for AUX1 Control Loop
	Compressor Performance Control Loop *	PV, SP & OUT for AUX2 Control Loop
ACK	Alarm Acknowledge	Alarm LED will either stop flashing and remain steady, or go out

\* AUX1 and AUX2 functionality is determined by the type of performance control configured.

Figura 39. Descripción de los botones del panel frontal  
Fuente: Manual TS160

A continuación, de la tabla se puede ver, la distribución de las variables de proceso en las I/O del controlador TS 160, con la finalidad de demostrar que este cumple con la cantidad de señales requeridas para el control del “surge”.

Tabla 16 Recomendación para Especificaciones de Rendimiento de Válvulas Anti-Surge

<b>ENTRADAS ANALOGICAS</b>	<b>SEÑAL</b>
1	Flujo de succión del compresor
2	Presión de succión
3	Presión de descarga
4	no usada
<b>ENTRADAS DISCRETAS</b>	<b>SEÑAL</b>
1	no usada
2	no usada
3	no usada
4	no usada
<b>SALIDAS ANALOGICAS</b>	<b>SEÑAL</b>
1	Válvula de recirculamiento
2	no usada
<b>SALIDAS DISCRETAS</b>	<b>SEÑAL</b>
1	Apertura de válvula solenode
2	Cierre de válvula solenoide

Fuente: Elaboración propia

## Software

El controlador Trisen TS160 requiere de un software para la configuración del controlador y de la HMI mediante una computadora personal. Este software es el Trisen Configuration Software.



Figura 40. Software de configuración del controlador TS160  
Fuente: Manual TS160

El software de control TS160 combina algoritmos probados en el campo “surge” para protección y control del compresor mejorando el rendimiento del mismo con una herramienta de configuración intuitiva y un uso fácil en tiempo real. Como se indica a continuación, en la figura 40.

### **Surge y controles de rendimiento del compresor**

Utilizando el enfoque de curva de aumento universal y basado en la experiencia de funciones auxiliares, el TS160 puede ser configurado para proteger el compresor mientras reducir al mínimo las perturbaciones del proceso. Hay una larga lista de funciones de control estándar que incluyen setpoint, que permite un ajuste con margen de seguridad automática.

### **HMI**

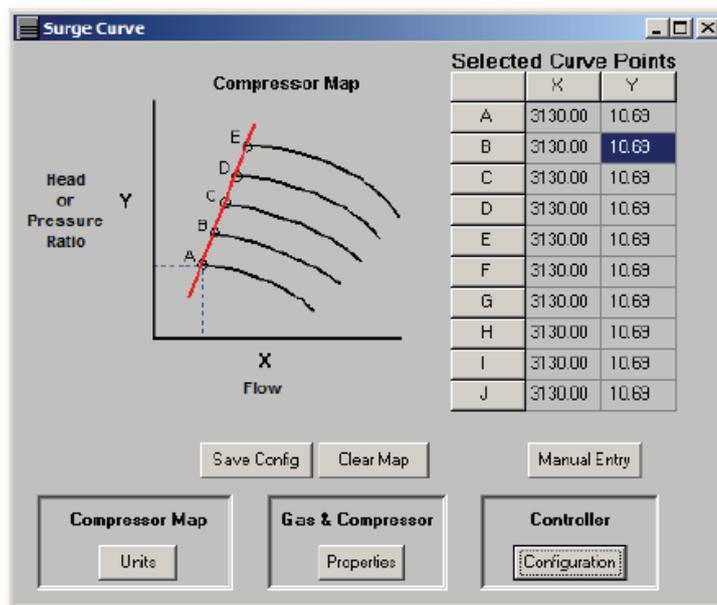


Figura 41. Ventana para la configuración del mapa de operación del compresor

Fuente: Manual TS160

El HMI gráfica la recopilación de datos y es accesible al TS160 desde un PC e incluye un gráfico familiarizado P&ID que muestra las variables de control del compresor, como son presiones, flujo y posiciones de las válvulas así como una dinámica en tiempo real trama "X-Y" que muestra la línea de "surge", el margen de seguridad, setpoint y el punto de operación del compresor figura 41.

### Pantalla de Generación de Tendencias

Se obtienen datos en tiempo real se pueden recoger en caso de generar reportes, se muestra una pantalla gráfica que representa la instalación del compresor configurado actualmente. Una pantalla gráfica típica con la opción Compresor mapa seleccionado se muestra a continuación en la figura 42.

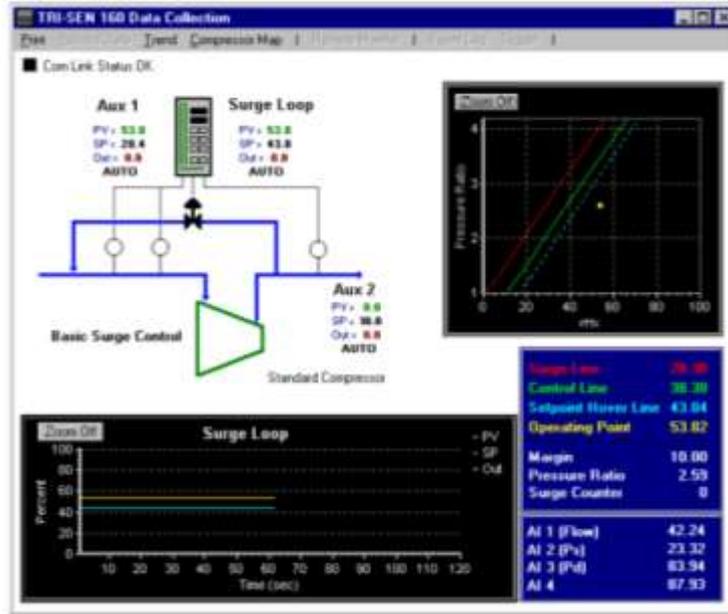


Figura 42. HMI para operación del compresor  
Fuente: Manual TS160

Con el hardware y software descrito del controlador Trisen TS160 podemos ver que cumplen con lo requerido para nuestro caso de estudio, debido a que presenta una excelencia en control de turbo maquinarias por más de 30 años. Desde su creación, ha establecido el estándar para el valor con las innovaciones en la industria, al ser un Controlador autónomo de “Anti- Surge” lograría obtener una efectividad de control del surge, manteniendo estabilizado al compresor en las condiciones deseadas, por medio de un set-point. Cuando mejora el control y se reduce la variación, el valor deseado (“Set Point”) puede ser movido más cerca del límite, sin violar la especificación del producto. Los ahorros de energía resultantes, son impresionantes. En nuestro caso al mantener al compresor en condiciones normales de operación se lograría aumentar la eficiencia del compresor en un 10% según la simulación realizada en el software Hysys se puede ver en las figuras 31 y 32, además por cada hora de salida de operación del compresor se tiene un promedio de 12 Tm, considerando que cada tonelada métrica cuesta USD \$1000, obtendríamos un ahorro significativo de:

Tabla 17 Calculo de perdida de producción por hora

	Promedio por hora de producción	Precio del GLP en USD	Valor Total por Día (USD)
GLP	12 Tm	1000	12000

Fuente: Elaboración propia

El cálculo de la tabla 17 corresponde asumiendo el 10% de eficiencia adicional que se obtendría al implementar el controlador Trisen TS160, pero si consideramos un margen de error +/- 2% del controlador se obtendría un ahorro de:

10%                      \$12000

8%                              X

$$X = \frac{\$12000 \times 8\%}{10\%} = \$9600$$

Obteniendo \$9600 de ahorro por cada hora que no salga de operación el compresor.

## 5.12 Válvula ANTI-SURGE

Tras un análisis exhaustivo de la válvula de control (ANTI-SURGE y reciclo) para un control preciso, exacto y repetitivo, recomendamos el cambio de las válvulas mencionadas en la lista en Anexo 4 y sus accesorios. Debido entre otras cosas al tiempo de extendido de uso sin calibración, la vida útil se ha reducido, nuevas tecnologías de fabricación que hacen las válvulas más robustas, además que las garantías de fabricación ya han concluido. Refiérase al Anexo 4 - Valvulería Data-Sheets.

Se sugieren usar válvulas con actuador y posicionadores adecuadamente medidos para ajustar las condiciones de desempeño y las condiciones transitorias. Cuando el compresor experimenta perturbaciones largas es necesario compensar usando

una válvula de mayor capacidad. La válvula de ANTI-SURGE será medida para proveer total capacidad de flujo al compresor en la presión de diseño a la descarga y la curva de mayor eficiencia.

Dado que las transiciones en la región cercana al SURGE puede ser extremadamente rápida (por lo general un segundo o menor), las velocidades de respuesta de la válvula de ANTI-SURGE deberán ser rápidas. Una válvula de carrera lenta incrementará la incertidumbre del compresor, por tanto la velocidad de carrera debe ser minimizada. Para cumplir con este requisito, es necesario usar un amplificador de señal.

El tamaño y velocidad de la válvula de carrera para el ANTI-SURGE son discernimientos críticos para la correcta protección del equipo y eficiencia energética. Como puntos usados para la selección de válvulas se tienen los siguientes lineamientos:

- Control seguro, preciso y avanzado para operaciones petroleras y de gas.
- Cálculos precisos de las capacidades de flujo en todas las condiciones de operación.
- Posibilidad de cambiar o modificar el diseño de la válvula en caso que las exigencias durante operación varíen.
- Operación de apertura rápida (0.5-1 segundo).
- Velocidad de Gas en la salida de la válvula limitada (0.3 Mach).
- Vibración y sonidos deben ser reducidos o mínimos.
- Certificados de baja emisión o fuga en los empaques.
- Alta seguridad incluido en condiciones de servicio severo

Tabla 18 Recomendación para Especificaciones de Rendimiento de Válvulas Anti-Surge

Ítem	Criterio	Especificación
1	Capacidad de Flujo	Flujo de 1.8 a 2.2 veces el punto de máxima taza de flujo en SURGE
2	Apertura total vía controladores de posicionamiento en respuesta a un cambio de paso desde 20 mA a 4 mA	$\leq 2$ segundos incluyendo tiempo muerto
3	Cerrado total vía controlador de posicionamiento en respuesta a un cambio de paso de 4mA a 20mA	$\leq 3$ segundos
4	Apertura total vía Solenoide	1 segundo preferible ( $< 1.5$ segundos máximo )
5	Tiempo muerto de apertura	$\leq 0.4$ segundos
6	Larga amplitud de respuesta con 10%, 20% ...,80% cambios de paso con una línea de base de 10%	Máximo excedente por paso en una dirección de apertura $\leq 3\%$ del patrón de calibración.
7	Movimiento de válvula en respuesta a un 20% por minuto de levantamiento de la señal de 4mA a 20mA y de 20mA a 4mA	No adherimiento / No deslizamiento
8	Movimientos de válvula en respuesta a 1% de la amplitud desde líneas base de 5% y 50% de la carrera calibrada	El vástago de la válvula debe responder en forma bidireccional
9	Linealidad basada en terminales	$\leq \pm 1\%$
10	Máxima señal de control para movimiento inicial desde reposo de la válvula	$\leq 2\%$
11	Frecuencia de respuesta con 20% de pico a pico de la señal de entrada centrada al rededor del 50% de patrón de calibración	Diagramas de Ganancia y fase deben ser continuas sin picos de resonancia.

### 5.13 Fugas durante posición cerrada de las válvulas

La válvula de ANTI-SURGE del compresor, durante operación normal, está instalada para entrar en operación entre 20% y 30% del flujo máximo. Esto asegura la operación del compresor pero no necesariamente evita SURGE y además el gasto energético puede ser oneroso.

El método aceptado para la válvula ANTI-SURGE es el de mantener la válvula en una posición cerrada hasta que la instrumentación detecta que el compresor está operando muy cerca de la línea de surge. La válvula entonces es ordenada para abrirse rápidamente. Durante los períodos de operación estable la válvula se mantiene cerrada, un cierre hermético es requerido. Los límites máximos impuestos por IEC 534-4 Class IV y Class V ( ANSI/FCI 70-2 Class IV and Class

V ) pueden ser alcanzados con sellos metal contra metal dependiendo de las condiciones de servicio.

En el caso de las válvulas de reciclo utilizadas en nuestro caso no se necesita tener un cierre hermético. IEC 543-4 Class II (ANSI/FCI 70-2 Class II) es adecuada.

#### **5.14 Actuador**

En los servicios ANTI-SURGE, candencias rápidas son importantes. Los actuadores son diseñados y equipados con relés que alcanzan las velocidades requeridas. El diseño de mango concéntrico no tienen un recorrido alto de modo que la reducción en el tiempo de carrera de la válvula desde la posición cerrada a la posición completamente abierta no es una tarea tan difícil como con algunas válvulas de bajo ruido que tienen un recorrido de la válvula más largo. Apertura rápida es esencial, los tiempos de apertura pueden ser muy cortos. Por ejemplo 0,5 a 2,0 s. que se puede lograr para las válvulas de viajes corto y de 1,5 a 3.5 s para válvulas de viaje largo. Actuadores son invariablemente del tipo cilindro de potencia neumática, que trabajan con presiones de aire en el intervalo de 350 a 750 kPa.

Los actuadores de válvulas de control ANTI-SURGE deberán ser capaces de cambiar la posición de la válvula en un corto período de tiempo. La posición de seguridad de la válvula es ABIERTA. Por razones de fiabilidad un accionador de resorte es más deseable.

La instrumentación de control típica prevista en una válvula de control de aumento incluye un posicionador de válvula, un amplificador de volumen y el solenoide. La selección del tamaño correcto y la configuración de la instrumentación requerida garantizarán un tiempo de respuesta de menos de 2 segundos hasta que esté abierta a través de un cambio en la entrada de 20 a 4 mA del posicionador. Rebase en los cambios intermedios debe mantenerse en un mínimo absoluto.

### **5.15 Tamaños / selección de válvulas ANTI-SURGE**

Las válvulas de control ANTI-SURGE deben ser capaz de operar el compresor por debajo de la línea de control de SURGE. La línea de SURGE está siempre representado a la derecha de la línea de límite de bombeo en las curvas del compresor. La mayoría de la información requerida para el dimensionamiento de las válvulas de control de SURGE está disponible en el mapa de compresor. Como la presión de succión del compresor puede variar, varios cálculos deben hacerse.

La mayoría de los usuarios de compresores o proveedores de sistemas ANTI-SURGE tienen su propio estándar para el margen de seguridad incluidas en la capacidad de la válvula. Esta cifra se basa en la dinámica del sistema, la respuesta de la válvula y sus características. Los márgenes más utilizados y los que se recomienda para el caso de este proyecto son que la válvula debe ser capaz de pasar el 100% del caudal con una apertura de la válvula del 50%.

Cuando la válvula de control de SURGE es abierto por el sistema de control ANTI-SURGE, la salida del compresor está conectada a la entrada del compresor. La válvula de control de SURGE a continuación disipa la potencia de funcionamiento del compresor. Parte de la potencia disipada por la válvula se convierte en energía acústica que se traduce en ruido en la válvula. Además de ruido, también deben tenerse en cuenta la velocidad del fluido en la salida de la válvula. Este deberá mantenerse dentro de los límites para evitar vibraciones de la tubería.

Generalmente, los límites de ruido de la válvula van desde 85 dBA a 100 dBA. El nivel de ruido previsto, antes de atenuación externa, nunca podrá superar los 110 dBA con velocidades de fluido por debajo de Mach 0.3. Por encima de estos niveles puede producir daños estructurales en los componentes de tuberías y / o componentes de válvulas y accesorios.

Dado que el sistema ANTI-SURGE incluye inherentemente la válvula de control contra SURGE, los siguientes parámetros son de vital importancia para la válvula.

- Alta integridad, que el proveedor de las válvulas de control sea conocido y confiable.
- Respuesta rápida. Operación menor a 2.0 segundos.
- Precisión: Típicamente válvulas de control anti-surge de 8 ", a 20" funcionarán con menos de 1% de histéresis / banda muerta y menos de 1% de rebasamiento.
- Reducción de ruido: Que los niveles no sobrepasen los 110 dB

En el Anexo 4 se incluye los Data-Sheets de las válvulas en campo necesarios para la selección de las válvulas.

### 5.16 Estudio Económico de la propuesta

Para que la presente propuesta pueda ser implementada es necesario realizar el estudio económico y determinar si el proyecto es rentable.

Los costos por las válvulas de control, PLC, controlador Trisen TS160, Instrumentación de campo, accesorio y partes adicionales para el control del sistema ANTI-SURGE están contemplados en la tabla 19.

Tabla 19 Costos estimados de equipos y su instalación.

DESCRIPCION	COSTO
Investigación y Pre-ingeniería	\$ 20.666,00
Especificaciones Funcionales y de Detalle	\$ 44.462,60
Instrumentación, Construcción de Paneles y Cableado	\$ 113.214,00
Desarrollo y Programación Equipos de Control	\$ 150.824,33
Desarrollo y Programación Comunicación y HMI	\$ 106.054,60
TOTAL	\$ 435.221,53

Fuente: Elaboración propia

## **5.17 Evaluación económica y de la eficiencia de la propuesta**

El propósito de la evaluación económica es el de realizar un balance de las ventajas y desventajas de asignar al proyecto analizado los recursos asignados para su realización.

El propósito de la evaluación ambiental es que las opciones de desarrollo de un proyecto sean las ambientalmente adecuadas y sustentables.

### **5.17.1 Resultados de la valoración económica de la propuesta de un sistema de control antisurge**

A continuación se presenta, el análisis de factibilidad económica, que consiste en el estudio de los parámetros financieros que permiten determinar las condiciones de rentabilidad para la ejecución del proyecto.

El primer parámetro analizado es el valor actual neto (VAN), el que permite conocer en qué medida se logran percibir beneficios con una tasa de interés promedio de préstamo según la banca nacional. Otro de los parámetros en estudio es la tasa interna de retorno (TIR), la cual nos demuestra el valor porcentual que limita la situación de factibilidad del proyecto de mostrando las utilidades o pérdidas tomando en cuenta que cuando el TIR sea menor que la tasa promedio de préstamo, representa que no habrá recuperación total de la inversión. Si el TIR es mayor que la tasa promedio de préstamo significa que se recupera la inversión total más el porcentaje adicional que se refleja como utilidades en el balance final.

#### **a. Valor presente neto (VPN) o valor actual neto (VAN).**

Esta técnica de evaluación económica, se puede definir de la siguiente manera: la diferencia que existe entre los flujos de efectivo esperados (ingresos) y el valor presente o actual del desembolso o inversión original (egresos), ambos flujos son descontados al costo del capital que es la tasa de rendimiento que una empresa

debe percibir sobre sus inversiones proyectadas a fin de mantener el valor de mercado de sus acciones.

En forma de ecuación matemática el valor actual neto o valor presente neto se puede expresar de la siguiente manera:

$$VAN = \text{FLUJOS DE EFECTIVO ESPERADOS} - \text{INVERSIÓN ORIGINAL} \quad (28)$$

En forma simplificada la ecuación 28, puede quedar expresada de la siguiente forma:

$$VPN = \sum Fi * (1 + K)^{-n} - I_0 \quad (29)$$

Dónde:

VPN ó VAN = Valor presente neto o valor actual neto.

Fi = Flujo i-ésimo esperado.

K = Costo de capital o tasa de rendimiento mínima atractiva esperada.

n = Plazo o período de vida útil.

I<sub>0</sub> = Inversión inicial.

#### **b. Tasa interna del retorno (TIR).**

Esta técnica de evaluación económica se define como el máximo rendimiento que puede generar el proyecto o la alternativa, durante su vida útil; en forma matemática quiere decir que la diferencia de los flujos de efectivo esperados (ingresos) menos el valor actual de la inversión original, ambos descontados a la tasa interna del retorno (TIR) será igual a cero. En forma de ecuación a tasa interna del retorno se puede expresar de la siguiente forma:

$$0 = \text{FLUJOS DE EFECTIVO ESPERADOS} - \text{INVERSIÓN ORIGINAL} \quad (30)$$

En forma simplificada la ecuación 30, puede quedar expresada de la siguiente forma:

$$0 = \sum F_i (1 + K)^{-n} - I_0 \quad (31)$$

Dónde:

VPNó VAN = Valor presente neto ó valor actual neto = 0.

$F_i$  = Flujo  $i$ -ésimo esperado.

TIR = Tasa interna del retorno.

$n$  = Plazo ó período de vida útil.

$I_0$  = Inversión inicial.

### **c. Evaluación Económica**

En base a los costos de la tabla, tablas 11 y tabla 12, se evidencia una pérdida económica notable cuando el compresor opera en la zona de surge o se queda fuera de operación producto del mismo, al implementar el sistema de control antisurge se obtendría un ahorro mensual de \$30040,00 y en un año sería de \$360490,00 que sería los ingresos esperados.

Si se realiza la automatización del sistema antisurge con el controlador Trisen Ts160, este tiene una confiabilidad del 99 % lo que se recuperaría \$ 28538,00 mensuales y en el año se recuperaría aproximadamente un monto \$342456,00.

En la tabla 20, que se elaboró en Microsoft Excel aplicando las fórmulas del VAN y TIR, se muestra el flujo de los 5 años, con una tasa de interés vigente estimada del 15%, debajo de este se encuentra la inversión inicial actual a realizarse (valor negativo) y los siguientes valores son los ahorros esperados.

Tabla 20 Determinación del VAN Y TIR

AÑOS	DATOS	VAN	TIR
	15%		
0	-435221,5		
1	342456	(\$ 119.507,57)	-21,3%
2	342456	\$ 105.662,81	36%
3	342456	\$ 301.463,14	59%
4	342456	\$ 471.724,30	69%
5	342456	\$ 619.777,47	74%

Fuente: Elaboración propia

Se evidencia que en el segundo año se tiene un VAN positivo de \$ 105662,81, esto significa que a más del rendimiento mínimo esperado (capital invertido), este proyecto genera “riqueza”.

De igual forma a partir del segundo año se tiene una TIR del 36%, que está por encima del 15%, interés vigente en el mercado ecuatoriano, lo que significa que el proyecto es económicamente rentable.

En consecuencia este proyecto, económicamente, es viable porque se recupera la inversión a partir del segundo año y a la vez se tiene ganancias.

### 5.18 Conclusiones del capítulo

- En este trabajo se propuso mejorar la eficiencia del compresor GC1102, aumentando la temperatura de succión, para lo cual se determinó que el compresor debe operar lejos de la zona de surge y se debe mejorar la calidad del propano.
- Se calculó los costos anuales de producción y adquisición de equipos para posteriormente determinar la factibilidad del presente proyecto.
- Se determinó el controlador apropiado para el control ANTISURGE, como es el Trisen TS160 de TRICONEX de la empresa INVENSYS.

- En base al controlador seleccionado se rediseño la estrategia de control ANTISURGE.

## CONCLUSIONES GENERALES

1. La presente investigación determinó el flujo adecuado de succión para así obtener una operación normal del compresor que permite incrementar la eficiencia politrópica del compresor GC1102.
2. Actualmente los sistemas de monitoreo y control no son funcionales, de ahí que los operadores han asumido funciones de monitoreo y control para mantener la disponibilidad del proceso y la temperatura de escape por debajo de la máxima temperatura permisible (790°C) por el fabricante de la turbina.
3. El controlador propuesto es compatible 100% con el sistema TRICONEX de SHUTDOWN de la planta de Gas por medio de protocolos de comunicación estándar.
4. El método de control figura 34 para ANTI-SURGE es el recomendado y se utiliza generalmente en aplicaciones como esta, lo que se muestra son los parámetros recomendados para el cálculo de SURGE y la ecuación que calcula dicho evento, basado en las tres variables de entrada ahí mencionada (flujo de succión del compresor, presión de succión, presión de descarga).
5. Mediante el software Hysys y aplicando los parámetros establecidos en esta investigación se obtiene incrementos en la eficiencia politrópica del compresor de 10 %.
6. El TS160 es ideal para la prevención del SURGE porque maneja tiempos de respuesta muy rápidos (10 ms del tiempo de scan de las entradas/salidas y 50 ms del ciclo del tiempo del lazo), además tiene gran experiencia probada en los algoritmos de control de SURGE de compresores.

7. El controlador TS160 al ser idóneo para este tipo de aplicaciones por más de 30 años en el mercado nos garantiza un correcto funcionamiento del compresor operando de manera estable lo cual nos genera un ahorro significativo para la empresa y el país, en USD \$96000, considerando el margen de error de +/- 2% del controlador.
8. La evaluación económica da como resultado un VAN de \$ 105662.81 a partir del segundo año y el TIR obtenido es del 36% en consecuencia este proyecto es económicamente rentable.

## **RECOMENDACIONES**

1. Obtener una buena calidad de propano superior al 95 % de pureza, para obtener una buena eficiencia del compresor.
2. Los transmisores de presión y temperatura de las líneas de succión y descarga deben ser instalados para obtener valores reales para el control del compresor.
3. La presente investigación se enfocó al estudio del mejoramiento de la eficiencia del compresor GC1102 de la Planta de Gas, lo cual puede ser replicado a los compresores GC1101 y GC1103 por tener las mismas características tanto de construcción como de operación.

## **BIBLIOGRAFÍA CONSULTADA**

Gravdahl J. T. Active Surge Control of Centrifugal Compressors Using Drive Torque. Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, Orlando, Florida USA, 2001.

Greitzer E. M. Surge And Rotating Stall In Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model.

Transactions of the ASME Journal of engineering for power, Vol. 98, No. 2, pp 190-19. 1976.

Vite H. R, Sánchez P. M. Control de inestabilidades de flujo en sistemas de compresión para la Generación eléctrica, bombeo y compresión. Proceedings of the ISA Monterrey 2002 Conference, CINTERMEX, Monterrey, México. pp. 205-215. 2002.

Pino Morales, Fernando. “Proceso de Compresión y Expansión del Gas Natural”. 2001.

GREEN W, Richard. “Compresores: Selección, Uso y Mantenimiento”. Mc.Graw-Hill. 1992.

Centrifugal and Axial Compressor Control, Instrument Society of America, 1983

Centrifugal Compressors, Principles of Operation and Control, Instrument Society of America, 1982.

## **LINKOGRAFÍA**

<http://www.dspace.uce.edu.ec/bitstream/25000/1291/1/T-UCE-0017-30.pdf>

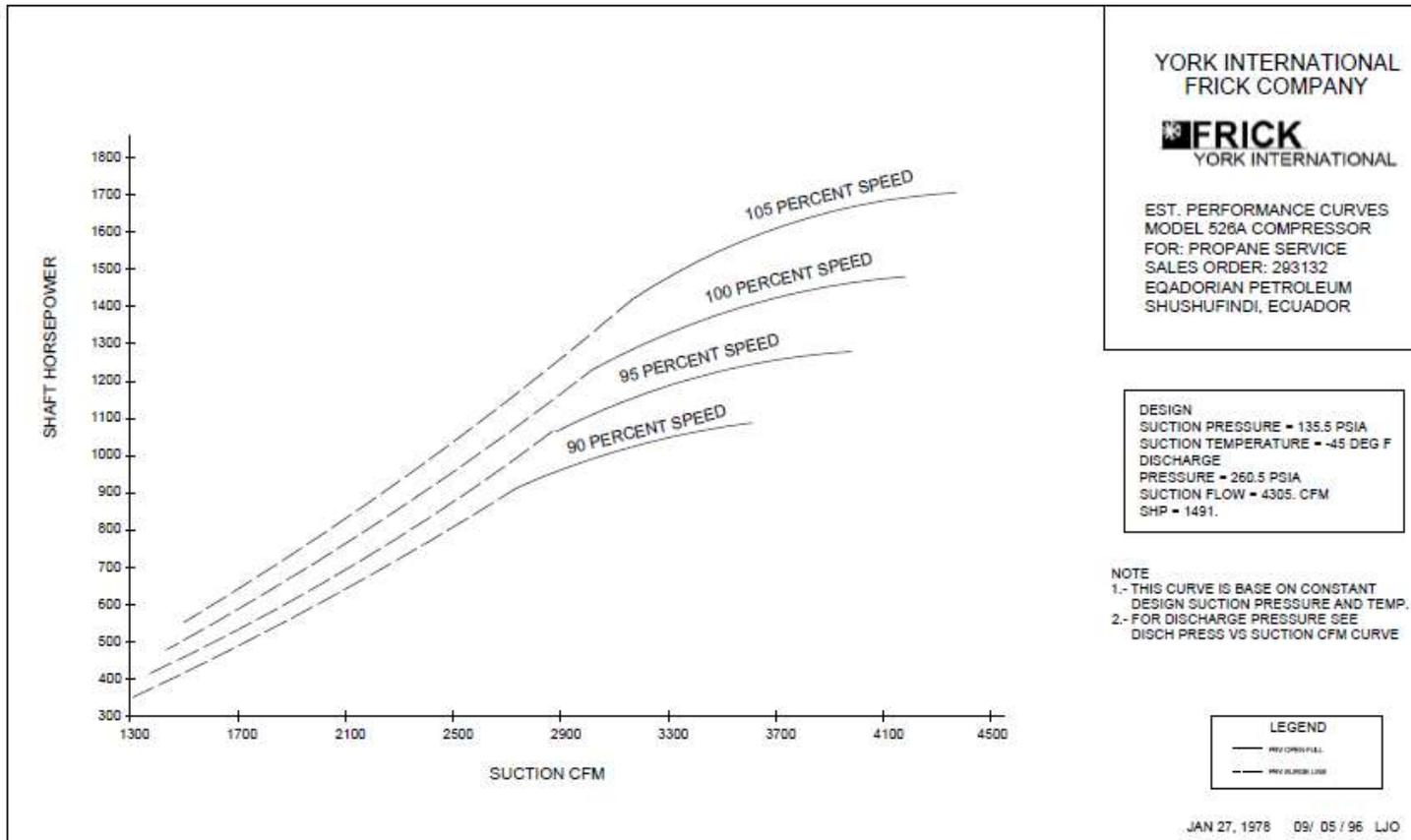
<http://www.stctrl.com/turbomachinery-control>

<http://www.rockwellautomation.com/rockwellsoftware/design/rslogix5000/overview.page>

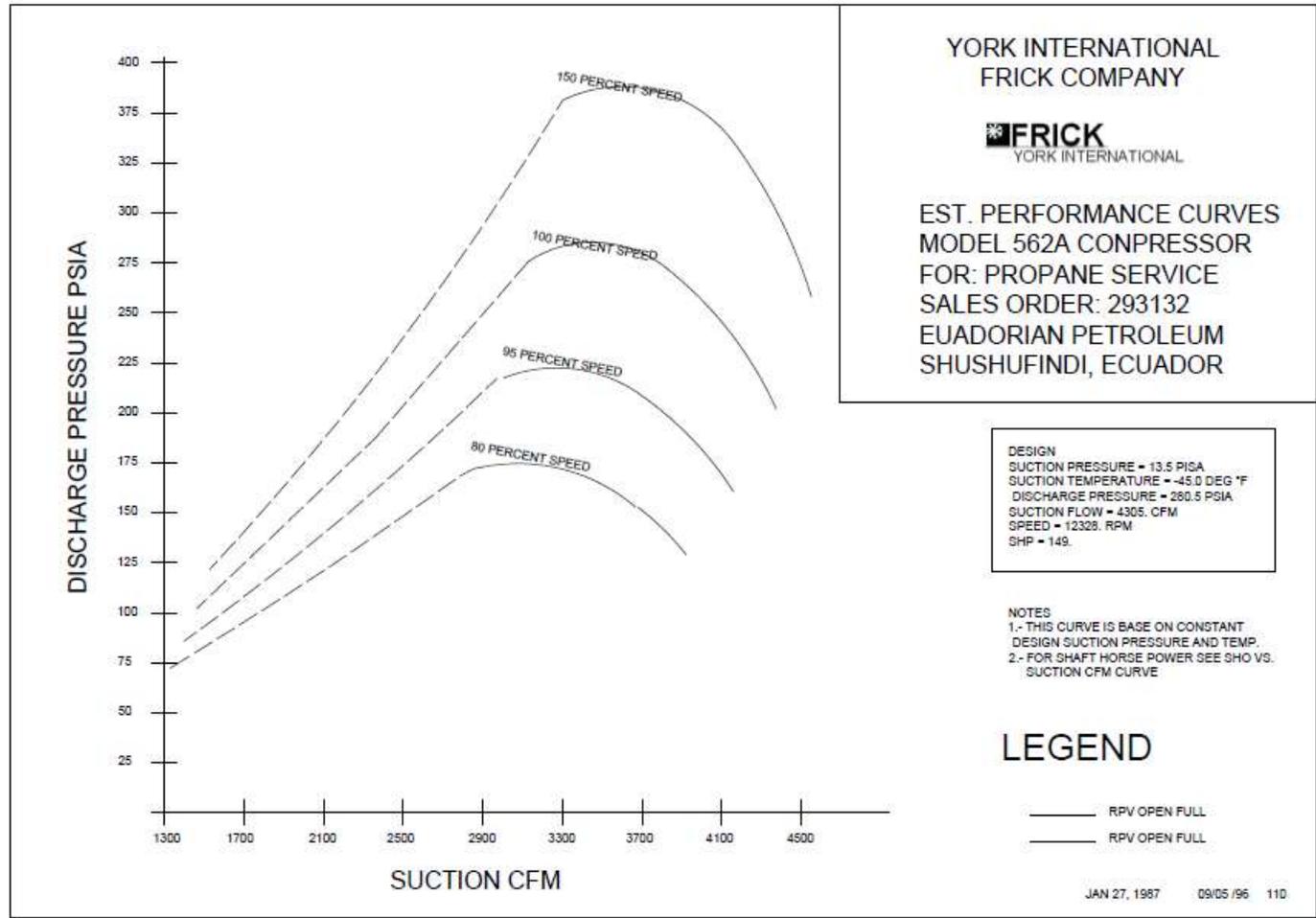
<http://iom.invensys.com/LA/Pages/triconex.aspx>

[\*\*www.tri-sen.com\*\*](http://www.tri-sen.com)

# ANEXOS



ANEXO 1 Curvas de Desempeño del Compresor



ANEXO 1 Curvas de Desempeño del Compresor

## QUALITY ASSURANCE

Cameron's Little Rock, Ark., US, manufacturing facility has quality programs that are ISO 9001 registered.

### Specifications and Compliances

- API 6D
- ISO 9001:2008
- PED 97/23/EC
- ATEX Directive 94/9/EC
- GOST
- GOST-R Certificate and RTN Permit
- ISO 15848-1 (Fugitive Emission Type Testing)
- Shell GSI SPE 77/300 TAT Qualified and TAMAP Two-Star Rating
- ASME B16.34

Cameron's manufacturing philosophy and the standard 36-month warranty ensures that the design, materials and workmanship of all ORBIT products result in years of dependable operation.

Certifications for hydrostatic test results and material properties are available on request.



Gas testing and certification to the latest industry standards is performed by independent inspectors.

## Fisher® 667 Diaphragm Actuator Sizes 30-76 and 87

### Contents

Introduction .....	1
Scope of Manual .....	1
Description .....	2
Specifications .....	3
Maximum Pressure Limitations .....	3
Installation .....	4
Mounting the Actuator on the Valve .....	5
Discussion of Bench Set .....	7
Spring Verification .....	8
Installing the Stem Connector Assembly .....	9
Deadband Measurement .....	11
Loading Connection .....	11
Maintenance .....	12
Actuator .....	12
Top-Mounted Handwheel Assembly (Adjustable Down Travel Stop) .....	15
Side-Mounted Handwheel Assembly for Size 34 through 60 Actuators .....	18
Side-Mounted Handwheel Assembly for Size 70, 76, and 87 Actuators .....	19
Casing-Mounted Travel Stops .....	21
Parts Kits .....	23
Side-Mounted Handwheels Retrofit Kits .....	23
Top-Mounted Handwheel Retrofit Kits .....	23
Actuator Repair Kits .....	23
Parts List .....	24
Actuator Assembly .....	24

Figure 1. Fisher 667 or 667-4 Actuator Mounted on easy-e™ Valve



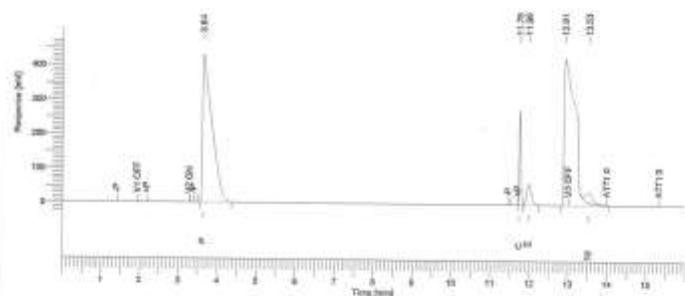
Top-Mounted Handwheel .....	28
Side-Mounted Handwheel (34-60) .....	33
Side-Mounted Handwheel (70, 76, and 87) .....	33
Casing Mounted Travel Stops .....	35

Software Version : 6.3.2.0646  
 Reprocess Number : perkinslmer-pc\_588  
 Sample Name :  
 Instrument Name : GC-GASES  
 Rack/Vial : D10  
 Sample Amount : 1.000000  
 Cycle : 1  
 Date : 5/29/2015 9:15:25 AM  
 Data Acquisition Time : 5/29/2015 8:59:18 AM  
 Channel : B  
 Operator : manager  
 Dilution Factor : 1.000000



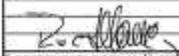
COMPLEJO INDUSTRIAL SHUSHUFINDI  
 ANALISIS DE PROPANO

Result File : C:\LABCIS\RESULTADOS\GC-GASES\2015\MAYO\PROPANO-20150529-091525.rst  
 Sequence File :  
 C:\LABCIS\RESULTADOS\GC-GASES\2015\MARZO\PROPANO-20150529-085807.seq



CROMATOGRAFIA GASES CIS

Peak #	Component Name	Time [min]	Area [uV*sec]	Area [%]
1	Propano	3.639	7073393.31	41.59
2	CO2	11.748	766476.86	4.51
3	Etano	11.978	496543.82	2.92
4		12.910	8231709.52	48.40
5	Nitrogeno	13.532	440377.50	2.59
			17008500.93	100.00

MUESTRA		PROPANO		
ORIGEN		PLANTA DE GAS		
FECHA				
MUESTRA		PROPANO	PROPANO	PROPANO
HORA		9:35	11:50	16:00
COMPOSICION				
Nitrógeno	N2	0,00	3,03	0,00
Metano	C1	1,66	2,25	1,56
Dióxido de Carbono	CO2	4,20	14,47	11,34
Etano	C2	34,04	1,95	4,62
Propano	C3	55,58	78,29	82,49
Iso-Butano	I-C4	3,33	0,00	0,00
Normal-Butano	N-C4	1,19	0,00	0,00
Iso-Pentano	I-C5	0,00	0,00	0,00
Normal-Pentano	N-C5	0,00	0,00	0,00
Hexano y mas pesados	C6	0,00	0,00	0,00
PIE				
	°C	-42	-43	-43
	25%	°C	-41	-43
	50%	°C	-41	-43
	75%	°C	-40	-42
OBSERVACIONES:				
 RESPONSABLE DEL ANALISIS				
SUPERVISOR C.C.				

ANEXO 3 Cromatografía del propano

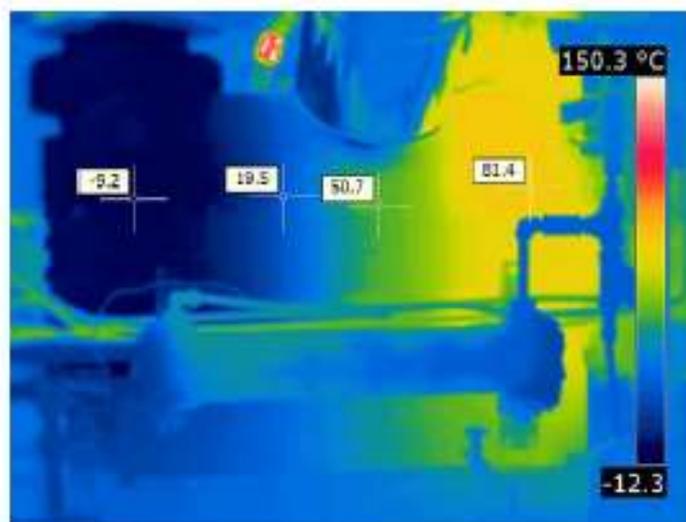


## Informe de inspección

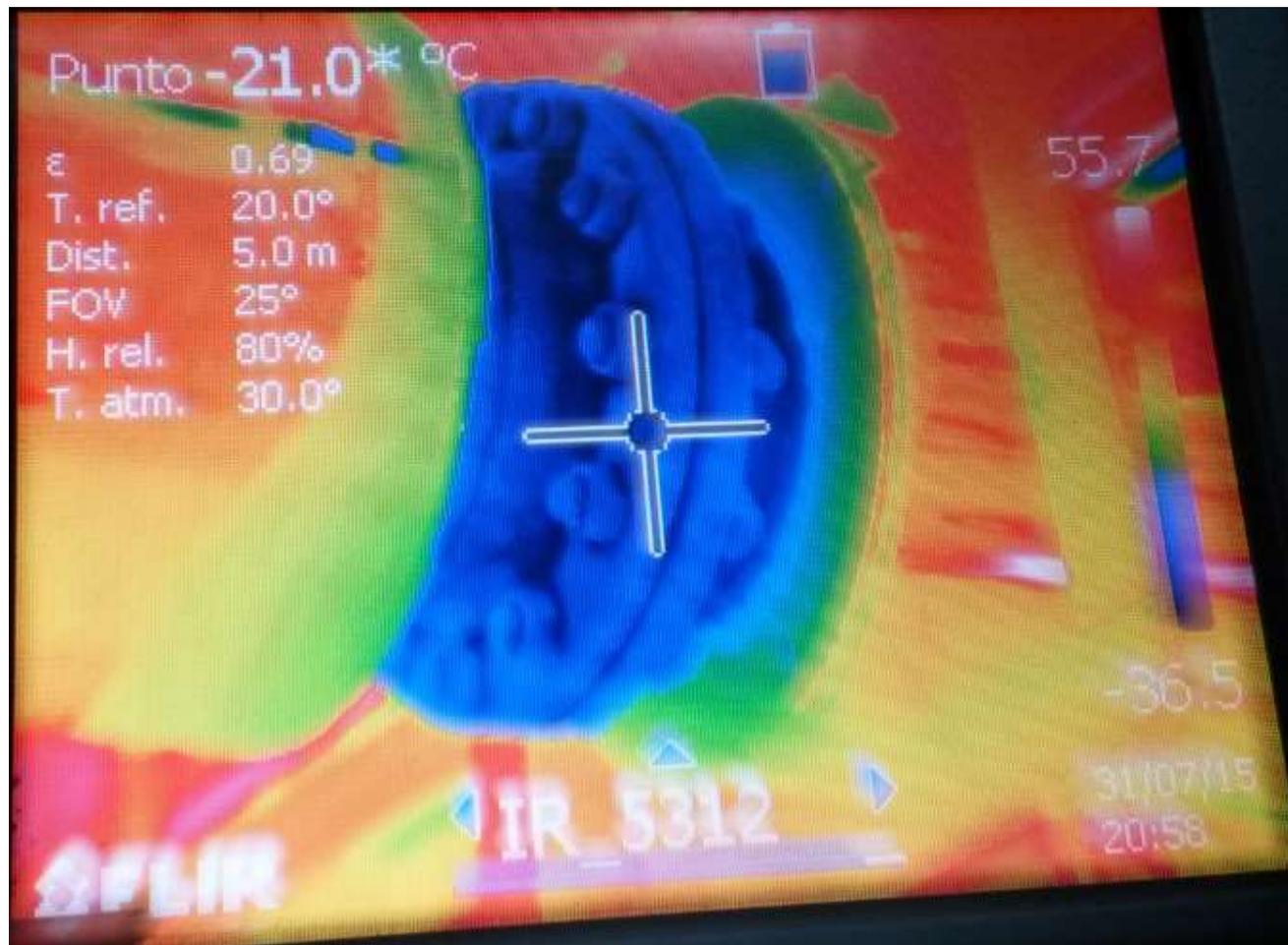
Fecha de informe 01/08/2015

Empresa EP PETROECUADOR  
Dirección KM 1 1/2 VIA A LIMONCOCHA  
Termógrafo ATP

Cliente  
Dirección del sitio  
Persona de contacto



Modelo de cámara	FLIR FLIR T360_ Western
Fecha de imagen	2015:07:31 20:55:22
Nombre de imagen	GC1102 31-Jul-2015 (1).jpg
Emisividad	0.85
Temperatura reflejada	20.0 °C
Distancia al objeto	5.0 m



ANEXO 4 Temperatura de succión



## Cilindros de muestreo conformados y accesorios

Los cilindros para toma de muestras HOKE están diseñados y fabricados de acuerdo a las exigentes especificaciones del Departamento de Transporte de Estados Unidos de América (DOT) para brindar una larga vida útil y ofrecer seguridad al usuario.

Estos cilindros se fabrican de tubos sin costura con paredes más gruesas en la zona de la rosca, que impiden la expansión al instalar las válvulas. Extremos totalmente conformados que maximizan la resistencia y eliminan posibles caminos de fuga. Pulido interior con arena para eliminar imperfecciones superficiales y partículas extrañas.

Cilindros con conexiones en un extremo o en ambos, disponibles como estándar en varias capacidades desde 10 ml hasta 4 galones.



### Aplicaciones típicas

- Toma de muestras de hidrocarburos en refineras y plantas petroquímicas.
- Toma de muestras para análisis cromatográfico de gases.
- Análisis de tuberías de alimentación de reactores.
- Amortiguadores en sistemas de gas de alta presión.
- Sistemas de alto vacío como cámaras experimentales y técnicas moleculares.
- Recipientes de reacción química.

### Características y beneficios

- 12 capacidades diferentes desde 10 ml hasta 4 galones.
- Conexiones con rosca hembra NPT de 1/2", 3/4", 1" y 1 1/2" según la capacidad.
- Los cilindros estándar se fabrican a partir de tubos sin costura de acero inoxidable 304, 316 o Inconel.
- Tornado de precisión que elimina cavidad de interiores y facilita el flujo de la muestra.
- Todos los modelos están pulidos interiormente mediante proyección de arena para eliminar imperfecciones superficiales y partículas extrañas.
- Cilindros con conexiones en un extremo o en ambos en la mayoría de las capacidades como provisión estándar.
- Robusto espesor de la pared; aumenta la resistencia alrededor de las rosca.
- Los cilindros pueden pedirse con válvulas, dispositivos de alivio de presión, tubos de derrame, asas de transporte, collares con bridas, roscadas y tapas.
- El interior de los cilindros HOKE puede revestirse con PEP especial que proporciona una excelente superficie antaadherente, de muy baja permeabilidad. Para pedirlo, agregue el sufijo "TL" al número de pieza de cilindro. También se dispone de tratamientos superficiales en Black®, Silcosteel® y Sulfinert® para muchos tamaños. Consulte con la fábrica.
- Rosca NPT especial de gran tolerancia.

### HOKE Incorporated

405 Centuria Court • PO Box 4866 (29305) • Spartanburg, SC 29303  
Teléfono (864) 574-7966 Fax (864) 587-5608  
www.hoke.com • sales@hoke.com

# TS160

## STAND ALONE SURGE CONTROL

### SPECIFICATIONS

#### Inputs

Analog inputs	4 inputs with user selectable voltage / current ranges- Voltage: 0-5, 0.25-1.25, 1-5V DC / Current 4-20 or 10-50mA DC
Digital Inputs	4 inputs with user selectable configuration- 4 on/off or 2 on/off and 2 pulse 27.5 V DC internal or DC power supply voltage option

#### Outputs

Analog outputs	2 outputs with selectable current range: 4-20 or 0-20mA DC @ 5V DC
Digital outputs	2 outputs, with 125mA @ 50V DC contact ratings

#### Power Input

Line Voltage	90-130V AC or 180-260V AC, 45-400 Hz
Power Req.	35 watts maximum (20 watts average)

#### Environmental

Temperature	32-130°F (0-55°C) (DC power version)- refer to User's Guide for restrictions
Humidity	5%-95%, non-condensing
Vibration	5 – 60 Hz at 0.030 inch total excursion along X, Y, and Z axes
Chemical	Chemical Corrosion Resistance Conformal coating is applied to boards for protection against H2S, SO2, and traces of sand, salt, and dust.