

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**MEJORAS EN LA CONFIABILIDAD DEL SISTEMA DE  
COMPRESIÓN DE AIRE DEL CRP-AMUAY**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de  
Venezuela para optar al Título  
de Ingeniero Químico  
Por el Br. Rodríguez Ortega, Elisabel.

Caracas, Febrero del 2002

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **MEJORAS EN LA CONFIABILIDAD DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DE AIRE DEL CRP-AMUAY**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Luis García  
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Merwin Molina

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de  
Venezuela para optar al Título  
de Ingeniero Químico  
Por el Br. Rodríguez Ortega, Elisabel.

Caracas, Febrero del 2002

## *DEDICATORIA*

*A ti, porque aunque la luz de tu vida se haya apagado, sigues presente en mis pensamientos.*

*A ti, que me diste la oportunidad de conocerte y darme cuenta de tu infinita bondad, carisma, sencillez, dulzura y calidad humana.*

*A ti, quien hoy recuerdo con un inmenso cariño y todavía me duele como el primer día, tu inesperada partida.*

*A ti, por ser tan especial, te dedico el fruto de mi esfuerzo.*

*Rafael E., Rosí.*

## **AGRADECIMIENTO**

- ✓ A mis padres, por ser un vivo ejemplo de esfuerzo y dedicación. Por ser mi soporte en todo momento y por haber confiado en mi.
- ✓ A mis hermanas Mary y Ani, por haber ayudado tanto en mi formación personal y por estar siempre a mi lado.
- ✓ A PDVSA, por tan maravillosa oportunidad de desarrollar en ella mi proyecto de grado.
- ✓ Al Ing. Merwin Molina, porque sin su ayuda hubiese sido imposible realizar este trabajo y por ser mi guía en todo momento.
- ✓ Al Profesor Luis García, por ser mi tutor académico, por haber depositado en mi su confianza y por interceder tantas veces a mi favor.
- ✓ A Javier Maldonado, por ser una persona tan especial, darme tanto ánimo y momentos alegres.
- ✓ A Gabriela Guevara, por compartir tanto conmigo, ser mi confidente y mejor amiga.
- ✓ A los Ingenieros Alejandro Magual, Juan Serrano, Edgar Goitía, Kilkeny Isturiz y Bernardo Herrera por su compañerismo y soporte.
- ✓ A Natalia Quintero, por ser tan excelente persona y amiga.
- ✓ A los Ingenieros José Chinca (el amigo), Leonardo Moreno, Leonardo García, Héctor Placencia y Héctor Infante por haberme adoptado como una integrante

de la sección de Destilación y Lubricantes, por enseñarme tanto y por haber sido un ejemplo de amistad incondicional.

- ✓ A Carla Urdaneta, por ser tan auténtica, excelente compañera y amiga.
  
- ✓ A mis compañeros de tesis, Gabriela, Carla, Natalia, Javier, Yvan, Miguel, Álvaro, Madeleine, Liliana, Jorge, Mónica, María Esther, Kelvin, el Ché, Joice y Raúl, por tan buenos momentos y por haber hecho de esta experiencia algo inolvidable.
  
- ✓ A Carmen María y Ediluz, por tantos momentos.

A todos, muchas gracias.....

**Rodríguez O., Elisabel**

## **MEJORAS EN LA CONFIABILIDAD DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN DE AIRE DEL CRP-AMUAY**

**Tutor Académico: Prof. Luis García. Tutor Industrial: Ing. Merwin Molina.**

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.**

**Año 2002, 197 p.**

**Palabras Claves:** Compresión, Confiabilidad, Mejoras, Respaldo, Limitaciones.

**Resumen.** El aire comprimido es hoy fuente indiscutible de energía, sus aplicaciones abarcan todas las áreas de la industria, desde sencillos sistemas de suministro de aire, hasta complejos sistemas automatizados, elevando los niveles, las condiciones y los métodos de producción. El sistema de aire comprimido de la Refinería de Amuay sufre los requerimientos de aire de instrumentos, aire de servicio y aire de proceso, hacia todas las áreas de la Refinería, para ello cuenta con una batería de (7) siete compresores que suman una capacidad instalada de 25600 PCSM. De estos compresores (6) seis se encuentran ubicados en la Planta Eléctrica del Bloque 11, siendo uno de ellos portátil utilizado para emergencias y (1) uno en la Planta Eléctrica del Bloque 29. Manteniéndose a tres unidades en operación en BQ-11 y a una en BQ-29. El presente trabajo se realiza con el fin de eliminar las restricciones encontradas en el sistema de compresión de aire para suministrar el producto de una manera confiable y segura a todas las unidades de proceso de la Refinería de Amuay.

Entre las limitaciones encontradas en el sistema de aire comprimido se encuentra la ausencia de un compresor y de un secador de aire de proceso de respaldo en BQ-29, para lo cual se recomienda instalar equipos auxiliares a los existentes con la finalidad de mejorar la confiabilidad del sistema de aire. Adicionalmente, la capacidad disponible actual de los secadores de aire de instrumentos está por debajo del valor mínimo (4350 vs 5000 PCSM) según el criterio de diseño de servicios industriales de N-2 equipos disponibles, por lo que se hace necesario instalar unidades adicionales de secado de aire de instrumentos. Para cubrir los requerimientos de aire de instrumentos a Conversión (2000 PCSM) es necesario cambiar la línea de aire de instrumentos de 3 pulg  $\phi$  que sale de los secadores y se conecta con el cabezal proveniente de Bloque 11 por una línea de 6 pulg de  $\phi$  ya que la existente genera una caída de presión mayor a la de diseño (0.79 vs 0.2 Psi / 100 pie).

El tambor D-4619 recibe aire comprimido del CM-4602 y el D-4620 del CT-4601. La descarga de ambos tambores es independiente, el D-4620 suministra aire a los subsistemas de instrumentos, proceso y servicio y el D-4619 al Flexicoque. Se propone instalar una línea que conecte la descarga del D-4619 con la del D-4620, lográndose de esta manera proporcionar una mayor flexibilidad de operación al Sistema de Aire Comprimido.

Durante esta evaluación al sistema de aire comprimido se retomó la ingeniería de detalle para segregar el CM-1700 al sistema de aire de servicio e intercambiar las líneas de entrada y salida del tambor PV-77 ya que se encuentran invertidas ocasionando arrastre de líquido en las líneas de distribución, la cual esta siendo desarrollado actualmente por la Gerencia de Ingeniería de Confiabilidad.

# ÍNDICE GENERAL

	<b>Pág.</b>
Lista de tablas	vii
Lista de figuras	ix
Lista de símbolos y abreviaturas	xi
Capítulo I. Planteamiento del Problema	1
Capítulo II. Objetivos	3
2.1 Objetivo General	3
2.2 Objetivos Específicos	3
Capítulo III. Antecedentes	4
Capítulo IV. Descripción del sistema de aire comprimido	8
4.1 Sistema de aire comprimido de la Refinería de Amuay	8
4.2 Descripción del sistema de generación	9
4.2.1 Compresores	9
4.2.2 Compresores Centrífugos	10
4.2.3 Compresor Reciprocante	10
4.2.4 Post-enfriadores	10
4.2.5 Tambores	11
4.2.6 Secadores de aire de instrumentos	11
4.2.7 Secador de aire de proceso	12
4.3 Sistema de distribución de aire comprimido	12
4.3.1 Sistema de aire de proceso	12
4.3.2 Sistema de aire de instrumento	12
4.3.3 Sistema de aire de servicio	13

Capítulo V. Aire	14
5.1 Composición	14
5.2 Constantes críticas	15
5.3 Conductividad térmica	15
5.4 Relación de calores específicos	16
5.5 Factor de compresibilidad	17
5.6 Densidad	18
Capítulo VI. Fundamentos teóricos de compresión	20
6.1 Calidad del aire comprimido	21
6.1.1 Factores que determinan la calidad del aire comprimido	21
6.2 Fundamentos generales	23
6.2.1 Propiedades de los fluidos que influyen en el proceso de compresión	23
6.3 Tipos de compresores para servicio de aire de planta	27
6.4 Razones para diseñar un proceso de compresión por etapas	29
6.5 Compresores Centrífugos	32
6.5.1 Ventajas y desventajas del empleo de un compresor centrífugo	32
Capítulo VII. Propiedades fundamentales de fluidos	34
7.1 Primer principio de la Termodinámica	34
7.1.1 Enunciado del primer principio	34
7.1.2 Formulación del primer principio	35
7.2 Segundo principio de la Termodinámica	37
7.2.1 Enunciado de Plank	37
7.2.2 Enunciado de Clausius	37
7.2.3 Tercer enunciado	37
7.3 Ley de los gases ideales	38
7.4 Factor de compresibilidad	38

7.5 Procesos termodinámicos	40
7.5.1 Proceso isobárico	41
7.5.2 Proceso isométrico	42
7.5.3 Proceso isotérmico	43
7.5.4 Proceso isentrópico	44
7.5.5 Proceso politrópico	45
7.6 Métodos de cálculo de compresión para el diseño del servicio	46
7.6.1 Detalles del método isentrópico	46
7.6.2 Detalles del método politrópico	48
Capítulo VIII. Principios de flujo de fluidos	51
8.1 Principios de flujo de fluidos compresibles en tuberías	54
8.2 Tuberías rectas	55
8.3 Flujo límite de gases y vapores	58
8.4 Pérdida de presión debida a válvulas y accesorios	59
8.4.1 Medidores de carga	59
8.4.2 Flujo de gases y vapores	62
Capítulo IX. Transferencia de calor	63
9.1 Diseño térmico de equipos para transferencia de calor	63
9.1.1 Coeficiente global de transferencia de calor	63
9.1.2 Diferencia media de temperatura	65
9.2 Intercambiadores de tubo y coraza	67
9.2.1 Intercambiadores con tubos en U	69
9.3 Intercambiadores que usan agua como medio de enfriamiento	70
Capítulo X. Paquetes simuladores	72
10.1 Programa de simulación PROY.-PROVISION	73
10.2 Programa de simulación INPLANT	77
10.3 Programa de simulación HEXTRAN	86

10.4 Toolkit	87
Capítulo XI. Metodología	88
11.1 Revisión bibliográfica de manuales	88
11.2 Revisión bibliográfica de publicaciones	88
11.3 Estudio del sistema de aire comprimido	88
11.4 Limitaciones del sistema	89
11.5 Planteamiento de alternativas	89
11.6 Evaluación y selección de alternativas	89
11.7 Desarrollo de la ingeniería conceptual	89
11.8 Desarrollo de la ingeniería básica	90
11.9 Especificaciones de proceso	90
Capítulo XII. Resultados y discusiones	93
12.1 Ausencia de un compresor de respaldo en Bloque 29	93
12.1.1 Selección de Alternativas	94
12.1.2 Criterio de diseño	96
12.1.3 Bases de diseño	96
12.1.4 Ubicación del compresor	97
12.1.5 Elemento motor del nuevo compresor	98
12.1.6 Características de la nueva unidad de compresión	98
12.1.7 Conexión al sistema de aire	100
12.1.8 Conexión al sistema de agua de enfriamiento	103
12.1.9 Medidor de flujo y válvula de seguridad del nuevo compresor de	107
aire	
12.1.10 Ejecución de las instalaciones	109
12.1.11 Filosofía de operación	111
12.1.12 Análisis de riesgo	111
12.2 Insuficiente y desigual distribución de la capacidad de los secadores de	112
aire de instrumentos en Bloque 11 y Bloque 29	

12.2.1 Selección de alternativas	113
12.2.2 Bases de diseño	115
12.2.3 Secadores de aire de instrumentos	115
12.2.4 Filtros de aire de instrumentos	116
12.2.5 Descripción de las instalaciones	117
12.2.6 Medidor de flujo	120
12.2.7 Ejecución de las instalaciones	121
12.2.8 Análisis de riesgo	122
12.3 Diámetro de la línea de distribución de aire de instrumentos de Bloque 29 inferior al requerido	122
12.3.1 Selección de alternativas	123
12.3.2 Descripción y ejecución de las instalaciones	125
12.3.3 Filosofía de operación	128
12.4 Ausencia de un secador de aire de proceso en Bloque 29	128
12.4.1 Selección de alternativas	129
12.4.2 Bases de diseño	130
12.4.3 Características del secador de aire de proceso	131
12.4.4 Descripción de las instalaciones	132
12.4.5 Ejecución de las instalaciones	136
12.4.6 Medidor de flujo	136
12.4.7 Filosofía de operación	137
12.4.8 Análisis de riesgo	137
12.5 Limitación en la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752	138
12.5.1 Selección de alternativas	138
12.6 Tambor receptor de aire del compresor CT-1752 invertido	140
12.7 Tambor receptor de aire en Bloque 11 (D-210) desviado	142
12.8 Líneas de salida de los tambores de aire D-4619 y D-4620 en Bloque 29 independientes	143
12.8.1 Selección de alternativas	144

12.8.2 Descripción de las instalaciones	144
12.8.3 Ejecución de las instalaciones	146
12.9 Cambio en la filosofía de operación del sistema de aire comprimido	146
12.9.1 Distribución del flujo de agua de enfriamiento	147
Conclusiones	150
Recomendaciones	152
Bibliografía	153
Apéndice A. Cálculos tipo	155
Apéndice B. Datos de entrada de las simulaciones	162
Apéndice C. Hojas de especificación	167
Anexos	180

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
Tabla N° 1	Capacidad de los compresores del sistema de aire comprimido	9
Tabla N° 2	Composición del aire	14
Tabla N° 3	Constantes críticas	15
Tabla N° 4	Conductividad térmica del aire	16
Tabla N° 5	Relación de calores específicos	17
Tabla N° 6	Factor de compresibilidad del aire	17
Tabla N° 7	Densidad del aire	18
Tabla N° 8	Relación entre la presión y el número de etapas de compresión	31
Tabla N° 9	Valor de n para los procesos más comunes	45
Tabla N° 10	Espaciado de tubos más comunes	68
Tabla N° 11	Tipos de sistemas disponibles en INPLANT	82
Tabla N° 12	Validación de la simulación del compresor	99
Tabla N° 13	Diámetro de la línea de suministro de agua de enfriamiento al C-4603	106
Tabla N° 14	Medidor de flujo a la descarga del C-4603	107
Tabla N° 15	Características de la válvula de alivio del C-4603	108
Tabla N° 16	Secadores de aire de instrumento	112
Tabla N° 17	Placa de orificio de los secadores de aire de instrumento en BQ-29	120
Tabla N° 18	Nueva placa de orificio para aire de instrumento	121
Tabla N° 19	Caída de presión en el cabezal de suministro de aire de instrumentos a Conversión	124
Tabla N° 20	Caída de presión en el cabezal de suministro de aire de instrumentos desde BQ-29	124

Tabla N° 21	Características del intercambiador de calor	131
Tabla N° 22	Condiciones de operación del secador de aire de proceso	131
Tabla N° 23	Diseño mecánico del secador de aire de proceso	132
Tabla N° 24	Calibración de la placa de orificio para aire de proceso	137
Tabla N° 25	Comparación de las caídas de presión en Bloque 29	147
Tabla N° 26	Distribución de flujo de agua de enfriamiento en los compresores CT-4601 y CM-4603	148
Tabla N° 27	Datos de las corrientes en el secador de aire de proceso	162
Tabla N° 28	Datos de los tubos del intercambiador	162
Tabla N° 29	Datos de la carcasa del intercambiador	162
Tabla N° 30	Datos de entrada para la simulación del C-4603 en PRO II	163
Tabla N° 31	Condiciones del agua de enfriamiento a la entrada de los enfriadores de etapas intermedias	165
Tabla N° 32	Flujo estimados de agua de enfriamiento en las unidades de intercambio de calor del C-4601 y C-4603	165
Tabla N° 33	Presión a la salida de las unidades de enfriamiento del C-4601 y C-4603	165

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura N° 1 Esquema del sistema de aire comprimido del CRP-Amuay	11
Figura N° 2 Compresor centrífugo de tres etapas	31
Figura N° 3 Representación gráfica del proceso isobárico	42
Figura N° 4 Representación gráfica del proceso a volumen constante	42
Figura N° 5 Representación gráfica del proceso isotérmico	43
Figura N° 6 Representación gráfica del proceso isentrópico	44
Figura N° 7 Representación gráfica del proceso politrópico	46
Figura N° 8 Factores de corrección del LMTD para intercambiadores de calor	66
Figura N° 9 Arreglos comunes para tubos de intercambiadores	68
Figura N° 10 Intercambiador de tubos en U con doble cabezal	69
Figura N° 11 Procedimiento para el cálculo de un segmento en INPLANT	81
Figura N° 12 Diagrama de los compresores en Bloque 29	102
Figura N° 13 Conexiones al sistema de agua de enfriamiento	105
Figura N° 14 Punto de conexión de la descarga del CM-4603 y CT-4601	109
Figura N° 15 Cabezales de agua de enfriamiento	110
Figura N° 16 Nuevas instalaciones para el aire de instrumento	119
Figura N° 17 Línea actual de aire de instrumento	121
Figura N° 18 Nueva línea de aire de instrumento	127
Figura N° 19 Nuevo secador de aire de proceso	135
Figura N° 20 Configuración de la descarga de los compresores C-1700 y C-1752	139

Figura N° 21	Propuesta para separar las descargas del C-1700 y C-1752	140
Figura N° 22	Situación actual del tambor PV-77	141
Figura N° 23	Intercambio de las líneas de entrada y salida del PV-77	142
Figura N° 24	Configuración actual de los tambores D-4619 y D-4620	144
Figura N° 25	Conexión de la descarga de los tambores D-4619 y D-4620	145
Figura N° 26	Diagrama de simulación del secador de aire proceso	163
Figura N° 27	Diagrama de la simulación del nuevo compresor	164
Figura N° 28	Esquema de la simulación de los intercambiadores de los compresores C-4601 y C-4603	166
Figura N° 29	Hoja de especificación compresor centrífugo	169
Figura N° 30	Hoja de especificación placa de orificio para el compresor	170
Figura N° 31	Hoja de especificación válvula de alivio del compresor	171
Figura N° 32	Hoja de especificación líneas del compresor	172
Figura N° 33	Hoja de especificación secador de aire de proceso	173
Figura N° 34	Hoja de especificación placa de orificio para aire de proceso	174
Figura N° 35	Hoja de especificación líneas del secador de aire de proceso	175
Figura N° 36	Hoja de especificación secador de aire de instrumentos	176
Figura N° 37	Hoja de especificación filtros de aire de instrumentos	177
Figura N° 38	Hoja de especificación placa de orificio para aire de instrumento	178
Figura N° 39	Hoja de especificación líneas de aire de instrumento	179

## LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

### *Símbolos arábigos:*

A : Área de la sección transversal del orificio,  $\text{pie}^2$

$A_c$  : Área requerida del orificio de la válvula,  $\text{plg}^2$ .

$A_o, A_i$ : Área exterior e interior de la superficie de transferencia de calor, respectivamente,  $\text{pie}^2$ .

$A_{wm}$  : Área media de la pared de retención,  $\text{pie}^2$ .

$C_d$  : Coeficiente de descarga, adim

$C_p$ : Capacidad calorífica a presión constante,  $\text{lb f pie} / \text{lb } ^\circ\text{R}$

$C_v$ : Capacidad calorífica a volumen constante,  $\text{lb f pie} / \text{lb } ^\circ\text{F}$

d: Diámetro de la tubería, pie.

dA: Elemento de área superficial,  $\text{pie}^2$ .

$dU_i$ : diferencial de energía interna, BTU.

$dW$ : diferencial de trabajo, BTU.

$f$ : Factor de fricción, adim.

$F_v$  : Flujo volumétrico,  $\text{pie}^3/\text{seg}$ .

$F_{vR}$  : Flujo volumétrico real de aire,  $\text{pie}^3/\text{min}$ .

G: Velocidad másica,  $\text{lb}/\text{seg}$ .

$g$  : Aceleración de gravedad,  $\text{pie} / \text{seg}^2$ .

$g_c$  : Constante dimensional,  $\text{lb pie} / \text{lb f seg}^2$

H: Altura o energía total mecánica por unidad de masa en una sección transversal al flujo, pie.

$h_i, h_o$  : Coeficiente de película para transferencia de calor para la superficie interna y la externa, respectivamente,  $\text{BTU}/(\text{hr pie}^2 ^\circ\text{F})$ .

$h_L$ : Pérdida por fricción, pie.

$h_{lt}$ : Altura piezométrica, pie.

$H_{\text{poli}}$  : Cabezal politrópico, pie.

$K$  : Módulo de elasticidad de la masa del fluido,  $\text{lb} \cdot \text{ft} / \text{pie}^2$   
 $k$ : Exponente isentrópico, adim.  
 $K_d$  : Factor para el aire, adim.  
 $k_{\text{prom}}$  : Exponente de compresión promedio, adim.  
 $k_w$  : Conductividad térmica del material de la pared de retención,  $(\text{BTU} \cdot \text{pie}) / (\text{hr} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F})$ .  
 $M$ : Peso molecular,  $\text{lb} / \text{lbmol}$   
 $m$ : masa,  $\text{lb}$   
 $m_T$ : Constante de Edmister, adimensional  
 $n$ : moles de gas,  $\text{lbmol}$ .  
 $n_e$  : Número de etapas de compresión, adim.  
 $\eta_{\text{poli}}$ : Eficiencia politrópica, adim.  
 $L$ : Longitud de la tubería,  $\text{pie}$ .  
 $P$ : Presión del fluido,  $\text{Psig}$ .  
 $P_c$ : Presión crítica,  $\text{Psia}$   
 $P_e$  : Presión a condiciones estándar,  $\text{atm}$ .  
 $P_G$ : Potencia de gas,  $\text{hp}$   
 $P_o$  : Presión atmosférica,  $\text{Psia}$ .  
 $P_r$ : Presión reducida,  $\text{Psia}$ .  
 $P_s$  : Presión de ajuste (se refiere al rating de la línea donde se encuentra la válvula),  $\text{Psig}$ .  
 $P_v$ : Presión de flujo para comenzar a abrir la válvula,  $\text{Psia}$ .  
 $P_3$  : Presión a la salida de la tercera etapa de compresión,  $\text{Psia}$ .  
 $Q_T$  : Cantidad total de calor transferido,  $\text{BTU}$   
 $R$ : Constante universal de los gases,  $\text{pie}^3 \cdot \text{psia} / ^\circ\text{R} \cdot \text{lbmol}$ .  
 $R_{di}$ ,  $R_{do}$ : Resistencia a la suciedad en la superficie interna y externa,  $(\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}) / \text{BTU}$ .  
 $r_{\text{etapa}}$  : Relación de compresión en cada etapa, adim.  
 $r_{\text{global}}$  : Relación global de compresión, adim.  
 $T$ : Temperatura del gas,  $^\circ\text{R}$ .  
 $T_c$ : Temperatura crítica,  $^\circ\text{R}$

$T_e$ : Temperatura a condiciones estándar, °K.  
 $T_o$  : Temperatura de bulbo seco, °R  
 $T_r$ : Temperatura reducida, °R  
 $T_1$ : Temperatura inicial, °R.  
 $T_2$ : Temperatura final, °R.  
 $t_1'$ ,  $t_2'$  : Temperaturas de entrada y salida, respectivamente, del fluido caliente, °F.  
 $t_1''$ ,  $t_2''$  : Temperaturas de entrada y salida, respectivamente, del fluido frío, °F.  
 $U$ : Coeficiente global de transferencia de calor, BTU/(hr pie<sup>2</sup>°F).  
 $U_{i1}$  y  $U_{i2}$ : Energía interna inicial y final respectivamente, BTU.  
 $U_o$ : Coeficiente global de transferencia de calor con base a la superficie exterior, BTU/(hr pie<sup>2</sup> °F).  
 $U_{om}$ : Coeficiente global medio de transferencia de calor basado en la superficie externa, BTU/(hr pie<sup>2</sup> °F).  
 $V$ : Volumen del gas, pie<sup>3</sup>.  
 $v$ : Velocidad del fluido, pie / seg.  
 $V_c$ : Volumen crítico, pie<sup>3</sup>  
 $V_e$  : Volumen a condiciones estándar, PCSM.  
 $V_r$ : Volumen reducido, pie<sup>3</sup>  
 $v_s$ : Velocidad sónica, pie/seg  
 $V_1$ : Volumen inicial, pie<sup>3</sup>  
 $v_1$  : Volumen específico del aire, pie<sup>3</sup>/lb.  
 $W$  : Trabajo realizado, BTU  
 $Y$  : Factor de expansión, adim  
 $Z$ : Factor de compresibilidad, adim  
 $z$  : Cota del fluido, pie.

*Símbolos griegos:*

$\delta Q$ : Cantidad de calor que se requiere transferir, BTU/hr.  
 $\alpha$ : factor de corrección de la energía cinética

$\rho$ : densidad del fluido, lb/pie<sup>3</sup>

$\beta$  : Relación entre el diámetro de la tubería y el diámetro del orificio, adim.

$\Delta E_z$ : Variación de energía potencial, BTU.

$\Delta E_c$ : Variación de energía cinética, BTU.

$\Delta(pV)$ : Variación del flujo de energía, BTU.

$\Delta P$  : Diferencia de presión entre dos puntos, psi.

$\Delta T$ : Diferencia global de temperaturas masivas entre dos corrientes, °F.

$\Delta T_m$  : Diferencia de temperatura media, °F.

$\Delta t_{ml}$  : Diferencia media logarítmica de temperaturas, °F.

#### *Abreviaturas:*

ALAY : Unidad de Alquiler Amuay.

BQ-11: Bloque 11.

BQ-29: Bloque 29.

DCAY: Unidad de desintegración catalítica Amuay.

DFAY: Disposición de flexicoque Amuay.

FKAY : Flexicoque Amuay.

HDAY: Plantas hidrosulfuradoras Amuay.

MEROX: Planta de oxidación de mercaptanos Amuay.

NIAY: Unidad de nitrógeno Amuay.

PCSM: pies cúbicos estándar por minuto.

TCAY: Unidad de tratamiento de cáustico Amuay.

# **CAPÍTULO I**

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

El objetivo de este Trabajo Especial de Grado es mejorar la confiabilidad del Sistema de Aire Comprimido del Centro de Refinación Paraguaná- Amuay. Desde su instalación, este sistema ha sufrido modificaciones para cubrir los requerimientos de la Refinería debido a la incorporación de nuevas plantas de proceso.

El sistema de aire comprimido del CRP - Amuay supe de aire a los subsistemas de instrumentos, proceso y servicio de aproximadamente 50 unidades de proceso dentro del Centro de Refinación Amuay, es por esto que cualquier limitación encontrada en el mismo se refleja en serios problemas operacionales.

Las evaluaciones realizadas a la red, entre ellas neumática y termodinámica, han reflejado un gran número de debilidades en el Sistema de Compresión de Aire del CRP-Amuay, entre las cuales figuran:

- ✓ Ausencia de respaldo de la unidad de compresión que se encuentra en servicio en el Bloque 29, desde que se cambió la filosofía de operación del sistema de aire, lo cual no permite realizar el mantenimiento de la misma y ocasiona grandes dificultades al salir de operación.
  
- ✓ Presencia de líquido en líneas de distribución lo cual origina daños a la instrumentación.
  
- ✓ Escasez de control automático de presión en algunas unidades compresoras.

- ✓ Limitaciones de descarga de compresores ocasionados por diferencia en las presiones de salida entre otros.

El aire suministrado a los subsistemas de aire de servicio, proceso e instrumentos debe cumplir con los requerimientos de diseño como son presión, temperatura, cantidad de partículas sólidas y humedad. En caso de salir de especificación se pueden causar efectos tan graves como una parada de todas las unidades de proceso de la Refinería.

En este sentido, motivado al grado de importancia que posee el buen funcionamiento del sistema en estudio, la superintendencia de Servicios y Suministro del CRP – Amuay, ha considerado prioritaria la evaluación actual del mismo, con la finalidad de generar y desarrollar estrategias que mejoren la confiabilidad del Sistema de Aire Comprimido del Centro de Refinación Paraguana.

## **CAPÍTULO II**

### **OBJETIVOS**

Con la finalidad de dar respuesta al problema planteado, este Trabajo Especial de Grado tiene los siguientes objetivos:

#### ***2.1 Objetivo General***

Mejorar la confiabilidad del Sistema de Aire Comprimido del Centro de Refinación Paraguaná - Refinería de Amuay.

#### ***2.2 Objetivos Específicos***

- ✓ Estudiar y conocer la filosofía actual de operación del Sistema de Aire Comprimido del CRP - Refinería de Amuay, así como las especificaciones de cada subsistema: aire de instrumentos, aire de servicio y aire de proceso.
- ✓ Determinar las limitaciones del Sistema de Aire Comprimido estudiando los antecedentes del mismo y realizando visitas al área.
- ✓ Plantear para cada una de las restricciones encontradas, opciones que permitan solventar satisfactoriamente dichas limitaciones.
- ✓ Evaluar desde el punto de vista técnico y económico las propuestas consideradas empleando los cálculos pertinentes y a través de simulaciones en los paquetes comerciales INPLANT vs 3.02, PRO II vs 5.01 y HEXTRAN vs 8.0 para de esta manera seleccionar las opciones que resulten más favorables.
- ✓ Desarrollar la Ingeniería Conceptual y Básica de las opciones seleccionadas.

## **CAPÍTULO III**

### **ANTECEDENTES**

El sistema de generación de aire comprimido consta de seis compresores, cinco tambores receptores de aire y siete secadores para el sistema de aire de instrumentos. Este arreglo provee de aire de servicio a las áreas de Destilación, HDS, Conversión, Taller, Muelles y a Planta Eléctrica. Aire de Proceso a Conversión y HDS y aire de instrumentos a toda la Refinería.

Originalmente (1950) el sistema de compresión de aire de la Refinería de Amuay se inició con dos unidades reciprocantes, manteniéndose esta situación hasta finales de la década del 70 con el proyecto HDS cuando se incorporó el compresor centrífugo C-1700 (JOY), con la modificación del patrón de refinación se instalaron tres nuevas unidades centrífugas C-1701, C-1750, C-1751.

En 1986, se instaló un nuevo compresor de aire centrífugo multietapas, accionado por turbina a vapor, con una capacidad de 4200 PCNM, como reemplazo de los compresores reciprocantes originales.

Con la incorporación del proyecto Disposición de Flexicoque Amuay (DFAY), en Mayo de 1999 se instalaron dos nuevos compresores en la planta eléctrica del Bloque 29 de 4000 PCSM de capacidad cada uno, con sus respectivos secadores. Una de estas dos unidades forma parte del sistema de aire comprimido y la otra está destinada al ensacado de flexicoque.

Entre todos los subsistemas de aire comprimido, el de instrumentos es el más crítico, por esto, se cuenta con los compresores de la planta de Nitrógeno (NIAY) (C-2900/C-2901) que funcionan como respaldo en caso de contingencia. Dichos compresores son centrífugos y tienen una capacidad de descarga de 2834 PCSM cada uno.

La capacidad de generación del Sistema de Aire Comprimido es de 24400 PCSM de los cuales se utilizan 16400 PCSM. Con la filosofía anterior de operación de cuatro compresores en servicio en Bloque 11, se habían presentado problemas de baja presión en el sistema de aire de servicio y proceso en Conversión. Estos cambios de presión perturbaban las operaciones de las unidades MEROX de la Refinería y DCAY. Los problemas operacionales ocasionaban degradación de Nafta, impacto en la calidad de las olefinas de alimentación a ALAY y deficiencias en la transferencia de catalizador en DCAY.

Todos estos problemas operacionales indujeron la evaluación neumática del Sistema, la cual reveló los aspectos:

- ✓ Con la configuración de tres compresores en servicio en BQ-11 y uno en BQ-29, el perfil de presiones es ligeramente superior al obtenido manteniendo cuatro compresores en servicio en BQ-11, esto se debe a que las fuentes de generación se encuentran en puntos distantes del sistema de aire.
- ✓ Para satisfacer las demandas actuales del sistema de aire comprimido, se requieren cuatro compresores en servicio. Las pérdidas en el balance diario, se atribuyen a no contabilizar el consumo de Bloque 11 y el de aire de proceso, además de las fugas existentes en el área y algunas tomas no identificadas.
- ✓ Las presiones del subsistema de aire de instrumento a Refinería son bajas, especialmente en las plantas de proceso HDAY-1/TCAY, Plantas 3 y 4 por operar con drenajes de tambores continuamente abiertos.

Una vez adoptado el cambio en la filosofía de operación, se manifestaron otras debilidades en el sistema siendo la más crítica la ausencia de un compresor de respaldo para el que se encuentra en operación en el Bloque 29 (CT-4601), esto no

permite realizar el mantenimiento requerido a dicha unidad sin producir una caída de presión y los problemas operacionales anteriormente descritos.

Evaluaciones anteriores del Sistema de Aire Comprimido del CRP-Amuay evidenciaron las siguientes fallas:

- ✓ La presión de diseño a la salida del compresor CM-1700 antes del post-enfriador es 110 Psig, a diferencia de los otros compresores, que por diseño tienen esa presión después del post-enfriador. Esta situación provoca que el compresor CT-1752 y el CM-1700 no puedan descargar a su máxima capacidad simultáneamente, ya que la descarga de ambas unidades está conectada a la misma línea.
- ✓ La entrada de aire del tambor de descarga del C-1752 se encuentra por el tope del mismo y la salida por el fondo. Esta situación debe ser invertida ya que provoca un mayor arrastre de condensado en las líneas de distribución.
- ✓ Las válvulas y tuberías de drenaje, así como los cristales de nivel del tambor receptor de aire del C-1700 presentan un avanzado estado de deterioro por lo que no permite el correcto drenaje del mismo.
- ✓ El compresor C-1752 no posee un sistema de arranque automático que le permita entrar en servicio por baja presión del sistema, lo cual aumenta el tiempo de respuesta.

Debido a los problemas de baja presión en el sistema de aire de proceso en el área de conversión, presentados con la antigua filosofía de operación, la unidad DCAY ha venido utilizando aire de servicio como aire de proceso para la transferencia de catalizador. Esta transferencia es un proceso normal o rutinario dentro de las operaciones de la unidad. Por lo tanto, el aire utilizado debe ser tomado

de la línea de aire de proceso, ya que el sistema de aire de servicio está sujeto a cortes por baja presión.

Todos los aspectos anteriormente descritos reflejan la baja confiabilidad del Sistema de Aire Comprimido. Por lo tanto, surge la necesidad de realizar mejoras en el Sistema para garantizar el correcto funcionamiento del mismo.

## **CAPÍTULO IV**

### **DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO**

#### **4.1 SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE LA REFINERÍA DE AMUAY<sup>1</sup>**

El sistema de aire comprimido de la Refinería de Amuay suplente los requerimientos de aire de instrumentos, aire de servicio y aire de proceso, hacia todas las áreas de la Refinería, para ello cuenta con una batería de (6) seis compresores centrífugos operando en paralelo con una capacidad instalada de 24400 PCNM. Cinco (5) de estos compresores, se encuentran ubicados en la Planta Eléctrica del Bloque 11 y (1) uno en la Planta Eléctrica del Bloque 29.

Adicionalmente, se cuenta con un compresor portátil C-1702 cuyo elemento motriz es un motor diesel y uno de los compresores de la Planta de Nitrógeno. El C-1702 cumple con los requerimientos de aire de instrumentos de Bloque 11 y de algunas unidades de proceso en caso de una parada total de la Refinería y como respaldo en caso de emergencia. El compresor de la Planta de Nitrógeno se alinea cuando la presión del sistema cae a 64 Psig.

La demanda de aire de instrumentos tiene un comportamiento estable y puede ser determinada cuantificando los requerimientos de cada instrumento: transmisores, controladores, actuadores y posicionadores de válvulas e instrumentación electroneumática. Los subsistemas de aire de servicio y de proceso integran la parte variable en la demanda de aire comprimido, estos dependen de la continuidad de las operaciones para el caso del aire de proceso y de las labores de mantenimiento para el caso de aire de servicio.

## 4.2 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN<sup>1</sup>.

El sistema de generación de aire comprimido de la Refinería de Amuay se compone básicamente de las unidades de compresión, post-enfriadores, tambores y secadores.

### 4.2.1 Compresores

Los compresores existentes son del tipo centrífugo y reciprocante, la capacidad de los mismos se muestra en la tabla N°1.

**Tabla N°1. Capacidad de los Compresores del Sistema de Aire Comprimido.**

COMPRESOR	TIPO	CAPACIDAD (PCNM)	Elemento Motor
C-1700	Centrífugo	4200	Electricidad
C-1701	Centrífugo	4000	<b>TURBINA</b>
C-1702	Reciprocante	1200	Motor diesel
C-1750	Centrífugo	4000	Turbina
C-1751	Centrífugo	4000	Electricidad
C-1752	Centrífugo	4200	Turbina
C-4601	Centrífugo	4000	Turbina

En general, el aire es tomado de la atmósfera a 85°F aproximadamente con una humedad relativa de 81% y se comprime a 110 Psig y 110°F.

#### **4.2.2 Compresores Centrifugos (C-1701, C-1750, C-1751, C-1700, C-1752, C-4601).**

Estos compresores son del tipo integrado de tres etapas de compresión con dos interenfriadores y un post-enfriador a la salida. El medio refrigerante es agua salada (de un solo paso y con recirculación). En la succión poseen filtros que impiden la entrada de polvo y humedad. Estos compresores descargan hacia sus respectivos tambores, los cuales actúan como reserva momentánea de aire en caso de una falla total.

#### **4.2.3 Compresor Reciprocante (C-1702).**

Esta unidad está integrada por dos cilindros (baja y alta presión), un interenfriador de dos etapas y un post-enfriador. El fluido refrigerante es agua salada de un solo paso.

La descarga del mismo está alineada a un tambor receptor que actúa como respaldo al sistema de aire en el caso de una falla total. Esta unidad posee un filtro de admisión que impide la succión de polvo y humedad a los cilindros.

El compresor está integrado únicamente al sistema de aire de instrumentos, es del tipo tornillo libre de aceite, accionado por un motor diesel. El post-enfriador es del tipo ventilador.

#### **4.2.4 Post-enfriadores**

Al comprimirse el aire en la última etapa de compresión, la temperatura puede alcanzar hasta 310°F aproximadamente. Con la finalidad de disminuir la temperatura, el aire pasa a través de un intercambiador donde se enfría hasta 110°F y al mismo tiempo se remueve la humedad remanente que pueda contener el aire, manteniéndose baja la temperatura del sistema.

#### 4.2.5 Tambores

Una vez que el aire se enfría en el post-enfriador, pasa a través de los tambores receptores de aire, cuya finalidad es absorber los cambios de presión del sistema, y servir de reserva de aire por un tiempo de dos minutos aproximadamente en caso de una falla total. Adicionalmente, estas unidades recogen la humedad permanente proveniente de los post-enfriadores.

#### 4.2.6 Secadores de aire de instrumentos.

El aire comprimido proveniente de los tambores receptores pasa a través de los secadores de aire, los cuales son del tipo refrigeración donde se enfría hasta el punto de rocío, condensando la mayor parte de la humedad que contiene, ya que se requiere que el aire esté completamente seco para este servicio.

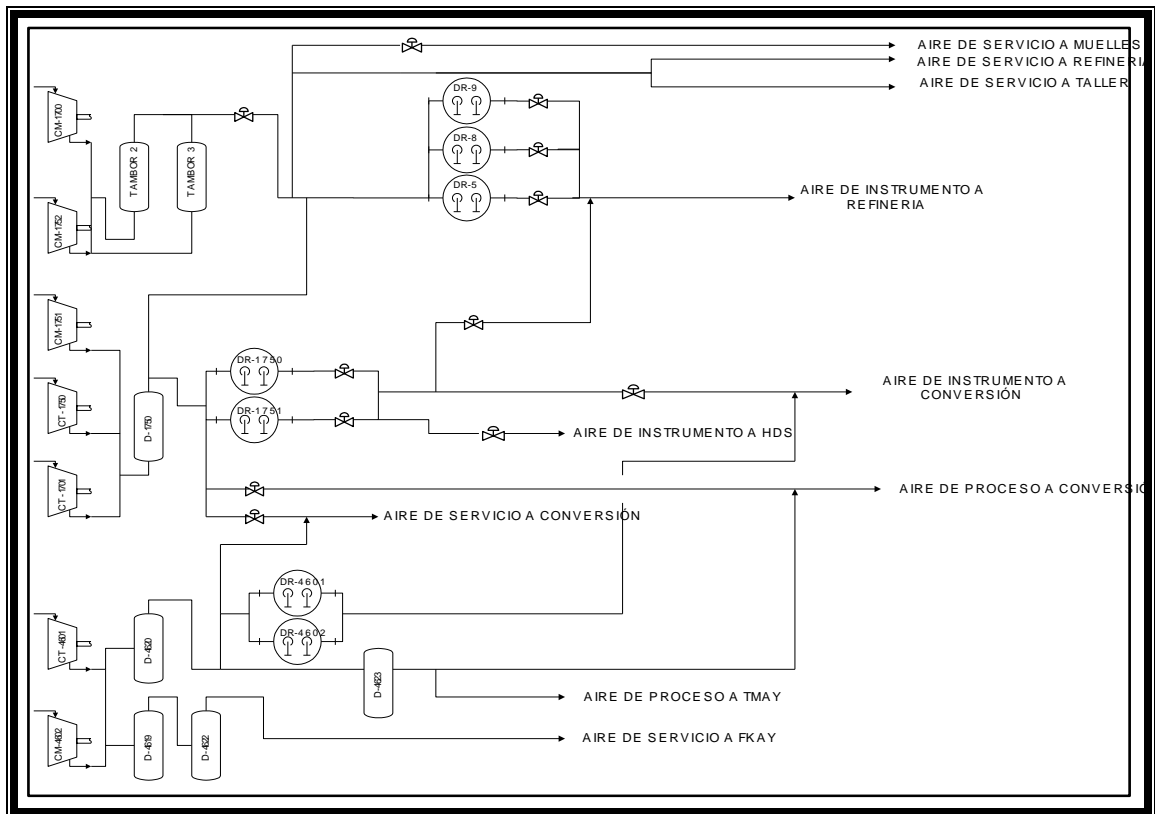


Figura N°1. Esquema del sistema de aire comprimido del CRP-Amuay.

En la figura N°1, se muestra la distribución de los equipos integrantes del sistema de compresión de aire del CRP-Amuay

#### **4.2.7 Secador de aire de proceso.**

El aire de servicio se enfría hasta 95°F con la finalidad de retirar humedad del mismo en un intercambiador de calor de coraza y tubo en forma de horquilla, donde el agua de enfriamiento circula por los tubos y el aire comprimido circula por la carcasa.

### **4.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO<sup>2</sup>**

El sistema de aire comprimido cuenta con tres subsistemas de distribución hacia la Refinería. Estos subsistemas son los siguientes:

#### **4.3.1 Sistema de aire de proceso**

El aire de proceso es enviado a las unidades de Conversión y Merox de HDS a 90 Psig y 110 °F. Por su naturaleza, este sistema no está alineado al sistema de tumbacargas, ya que cortar el suministro puede acarrear problemas operacionales, incluso parar una planta. El sistema de aire de proceso se distribuye a través del cabezal principal de distribución de 4 pulgadas de diámetro, que parte de BQ-11 y se conecta en la línea de suministro a DCAY con el cabezal de 6 pulgadas de diámetro que parte de BQ-29.

#### **4.3.2 Sistema de aire de instrumento**

El aire de instrumento es enviado a las unidades de proceso a una presión de 80 psig desde BQ-11 y 85 psig desde BQ-29; el mismo es utilizado en toda la instrumentación neumática y electroneumática de la Refinería.

Para la remoción de la humedad del aire se utilizan secadores tipo refrigeración, que operan hasta un punto de rocío de 60 °F en los secadores DR-1700

/ 1703 / 1704 y 50 °F en los secadores DR-1750 / 1751 (Figura 1), todos en Bloque 11. El sistema de aire de instrumentos se distribuye de la siguiente manera:

\*Aire proveniente de los secadores DR - 1700 / 1703 / 1704, distribuido a través de un cabezal de 6 pulgadas de diámetro hacia Refinería, que forma un anillo en el Bloque 16 y también supe a Bloque 11 y patio de tanques.

\*Aire proveniente de los secadores DR - 1750 / 1751, distribuido por un cabezal de 6 pulgadas de diámetro hacia las unidades de Conversión, Bloque 29, NIAY y PTAN; y otro cabezal de 6 pulgadas de diámetro hacia el complejo HDS y SUAY - 3.

\*Aire proveniente de los secadores DR - 4601 / 4602, distribuido a través de un cabezal de 3 pulgadas de diámetro, que se conecta al cabezal de aire de instrumentos que va hacia las unidades de Conversión.

#### **4.3.3 Sistema de aire de servicio**

El aire de servicio se utiliza para la operación de maquinaria neumática, limpieza, soplado de líneas y equipos, mezcla de productos y enfriamiento de equipos. Este servicio se suministra a la Refinería sin especificación de humedad, a una presión y temperatura de 90 psig y 110 °F respectivamente.

El sistema de aire de servicio se distribuye a través de cinco cabezales:

\* Un cabezal de 10 pulgadas de diámetro que alimenta de aire de servicio a Refinería.

\* Un cabezal de 6 pulgadas de diámetro hacia Conversión, Bloque 29, NIAY y PTAN.

\* Un cabezal de 6 pulgadas de diámetro hacia Bloque 11, muelles y patio de tanques.

\* Un cabezal de 4 pulgadas de diámetro hacia el taller y un cabezal de 6 pulgadas de diámetro que sale de BQ-29 y se conecta con el cabezal de 6 pulgadas de diámetro que alimenta a las unidades de Conversión. (Ver figura 4).

Como el aire de servicio no es de consumo continuo, está alineado a un sistema de cuatro tumba cargas ubicados en los cabezales que suministran aire hacia Refinería, Conversión, muelles, patio de tanques, y por último el taller.

## CAPÍTULO V

### AIRE

El aire es el fluido de estudio en éste Trabajo Especial de Grado, debido a su importancia se resumen a continuación las propiedades más importantes del mismo.

El aire comprimido es una gran fuente de energía. Sus aplicaciones abarcan todas las áreas de la industria. Desde sencillos sistemas de suministro de aire, hasta complejos y precisos sistemas automatizados, elevando no sólo los niveles, sino las condiciones y métodos de producción. Pero a pesar de sus innumerables aplicaciones, el aire comprimido es una energía escasamente conocida.<sup>3</sup>

Las propiedades del aire más utilizadas en los cálculos de compresión son: composición, temperatura y presión críticas, conductividad térmica, relación de calores específicos, factor de compresibilidad y densidad.

#### 5.1 COMPOSICIÓN

El aire es una capa gaseosa que envuelve la superficie terrestre. Su composición media a nivel del mar es:

**Tabla N°2. Composición del aire<sup>4</sup>**

Elemento	Composición (%)
Nitrógeno	78.08
Oxígeno	20.95
Argón	0.93
Anhídrido carbónico	0.03
Neón	0.0018
Helio	0.0005

**Tabla N° 2. Composición del aire (Continuación)<sup>4</sup>**

<b>Elemento</b>	<b>Composición (%)</b>
Criptón	0.0001
Xenón	0.0001

Generalmente también contiene vapor de agua, hidrocarburos, agua oxigenada, compuestos de azufre y pequeñas cantidades de polvo.

## **5.2 CONSTANTES CRÍTICAS**

Las constantes críticas se refieren a los valores límites a partir de los cuales se hace imposible condensar a un gas. En la Tabla N°3 se presentan los valores correspondientes al aire.

**Tabla N°3. Constantes críticas<sup>5</sup>**

<b>FLUIDO</b>	<b>Temperatura crítica (°C)</b>	<b>Presión crítica (atm)</b>	<b>Densidad crítica (g/cc)</b>
<b>AIRE</b>	-140.7	37.2	0.35

## **5.3 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA**

La conductividad térmica se refiere a la capacidad de propagación de calor en el seno de un cuerpo. Es una magnitud característica de cada cuerpo, los valores correspondientes al aire se muestran en la tabla N°4.<sup>6</sup>

**Tabla N°4. Conductividad térmica del aire<sup>5</sup>**

<b>Temperatura (°F)</b>	<b>Conductividad térmica/10<sup>-2</sup> (watts/m·K)</b>
100	0.93
150	1.38
200	1.80
250	2.21
300	2.62
350	3.00
400	3.38
450	3.73
500	4.07
600	4.69
700	5.24
800	5.73
900	6.20
1000	6.67
1200	7.63

#### **5.4 RELACIÓN DE LOS CALORES ESPECÍFICOS<sup>5</sup>**

La relación  $C_p/C_v$  suele ser denominada Exponente de compresión isentrópico y se le designa por la letra **k**. Este valor es aproximadamente constante a bajas presiones.

El valor de k varía tanto por efecto de la presión como de la temperatura.

**Tabla N°5. Relación de los calores específicos<sup>5</sup>**

Temperatura °F	Presión, Atmósferas			
	1	10	40	100
-100	1.406	1.449	1.642	2.020
0	1.404	1.427	1.512	1.680
100	1.402	1.417	1.463	1.550
200	1.399	1.408	1.441	1.499
300	1.394	1.401	1.424	1.463

### 5.5 FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

El factor de compresibilidad se refiere a la proporción en la cual los gases se desvían del comportamiento ideal y es muy considerable a altas presiones. Los valores correspondientes al aire se muestran a continuación en la tabla N° 6.<sup>5</sup>

**Tabla N°6. Factor de compresibilidad del aire<sup>5</sup>**

Temp.. K	Presión, bar													
	1	5	10	20	40	60	80	100	150	200	250	300	400	500
75	0.0052	0.0260	0.0519	0.1036	0.2063	0.3082	0.4094	0.5099	0.7581	1.0025				
80		0.0250	0.0499	0.0995	0.1981	0.2958	0.3927	0.4887	0.7258	0.9588	1.1931	1.4139		
90	0.9764	0.0236	0.0471	0.0940	0.1866	0.2781	0.3686	0.4581	0.6779	0.8929	1.1098	1.3110	1.7161	2.1105
100	0.9797	0.8872	0.0453	0.0900	0.1782	0.2635	0.3498	0.4337	0.6386	0.8377	1.0395	1.2227	1.5937	1.9536
120	0.9880	0.9373	0.8660	0.6730	0.1778	0.2557	0.3371	0.4132	0.5964	0.7720	0.9530	1.1076	1.5091	1.7366
140	0.9927	0.9614	0.9205	0.8297	0.5836	0.3313	0.3737	0.4340	0.5909	0.7699	0.9114	1.0393	1.3202	1.5903
160	0.9951	0.9748	0.9489	0.8954	0.7803	0.6603	0.5696	0.5489	0.6340	0.7564	0.8840	1.0105	1.2585	1.4970
180	0.9967	0.9832	0.9660	0.9314	0.8625	0.7977	0.7432	0.7084	0.7180	0.7986	0.9000	1.0068	1.2232	1.4361
200	0.9978	0.9886	0.9767	0.9539	0.9100	0.8701	0.8374	0.8142	0.8061	0.8549	0.9311	1.0185	1.2054	1.3944
250	0.9992	0.9957	0.9911	0.9822	0.9671	0.9549	0.9463	0.9411	0.9450	0.9713	1.0152	1.0702	1.1990	1.3392
300	0.9999	0.9987	0.9974	0.9950	0.9917	0.9901	0.9903	0.9930	1.0074	1.0326	1.0669	1.1089	1.2073	1.3163
350	1.0000	1.0002	1.0004	1.0014	1.0038	1.0075	1.0121	1.0183	1.0377	1.0635	1.0947	1.1303	1.2116	1.3015
400	1.0002	1.0012	1.0025	1.0046	1.0100	1.0159	1.0229	1.0312	1.0533	1.0795	1.1087	1.1411	1.2117	1.2890
450	1.0003	1.0016	1.0034	1.0063	1.0133	1.0210	1.0287	1.0374	1.0614	1.0913	1.1183	1.1463	1.2090	1.2778
500	1.0003	1.0020	1.0034	1.0074	1.0151	1.0234	1.0323	1.0410	1.0650	1.0913	1.1183	1.1463	1.2051	1.2667
600	1.0004	1.0022	1.0039	1.0081	1.0164	1.0253	1.0340	1.0434	1.0678	1.0920	1.1172	1.1427	1.1947	1.2475
800	1.0004	1.0020	1.0038	1.0077	1.0157	1.0240	1.0321	1.0408	1.0621	1.0844	1.1061	1.1283	1.1720	1.2150
1000	1.0004	1.0018	1.0037	1.0068	1.0142	1.0215	1.0290	1.0365	1.0556	1.0744	1.0948	1.1131	1.1515	1.1889

## 5.6 DENSIDAD

La densidad expresa la cantidad de masa de un cuerpo contenida en cada unidad de volumen del mismo. <sup>6</sup>

**Tabla N°7. Densidad del aire<sup>8</sup>**

T(°F)	Presión (psig)														
	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
30	.0811	.1087	.1363	.1915	.247	.302	.357	.412	.467	.522	.578	.633	.688	.743	.798
40	.0795	.1065	.1335	.1876	.242	.295	.350	.404	.458	.512	.566	.620	.674	.728	.782
50	.0782	.1048	.1314	.1846	.238	.291	.344	.397	.451	.504	.557	.610	.663	.717	.770
60	.0764	.1024	.1284	.1804	.232	.284	.336	.388	.440	.492	.544	.596	.648	.700	.752
70	.0750	.1005	.1260	.1770	.228	.279	.330	.381	.432	.483	.534	.585	.636	.687	.738
80	.0736	.0986	.1236	.1737	.224	.274	.324	.374	.424	.474	.524	.574	.624	.674	.724
90	.0722	.0968	.1214	.1705	.220	.269	.318	.367	.416	.465	.515	.564	.613	.662	.711
100	.0709	.0951	.1192	.1675	.216	.264	.312	.361	.409	.457	.505	.554	.602	.650	.698
110	.0697	.0934	.1171	.1645	.212	.259	.307	.354	.402	.449	.497	.544	.591	.639	.686
120	.0685	.0918	.1151	.1617	.208	.255	.302	.348	.395	.441	.488	.535	.581	.628	.674
130	.0673	.0902	.1131	.1590	.205	.251	.296	.342	.388	.434	.480	.525	.571	.617	.663
140	.0662	.0887	.1113	.1563	.201	.246	.291	.337	.382	.427	.472	.517	.562	.607	.652
150	.0651	.0873	.1094	.1537	.1981	.242	.287	.331	.375	.420	.464	.508	.553	.597	.641
175	.0626	.0834	.1051	.1477	.1903	.233	.275	.318	.361	.403	.446	.488	.531	.573	.616
200	.0602	.0807	.1011	.1421	.1831	.224	.265	.306	.347	.388	.429	.470	.511	.552	.593
225	.0580	.0777	.0974	.1369	.1764	.216	.255	.295	.334	.374	.413	.453	.492	.531	.571
250	.0559	.0750	.0940	.1321	.1702	.208	.246	.284	.322	.361	.399	.437	.475	.513	.551
275	.0540	.0724	.0908	.1276	.1644	.201	.238	.275	.311	.348	.385	.422	.459	.495	.532
300	.0523	.0700	.0878	.1234	.1590	.1945	.230	.266	.301	.337	.372	.408	.443	.479	.515

**Tabla N°7. Densidad del aire (Continuación)<sup>8</sup>**

<b>T(°F)</b>	<b>Presión (psig)</b>														
350	.0490	.0657	.0824	.1158	.1491	.1825	.216	.249	.283	.316	.349	.383	.416	.449	.483
400	.0462	.0619	.0776	.1090	.1405	.1719	.203	.235	.266	.298	.329	.360	.392	.423	.455
450	.0436	.0585	.0733	.1030	.1327	.1624	.1921	.222	.252	.281	.311	.341	.370	.400	.430
500	.0414	.0555	.0695	.0977	.1258	.1540	.1821	.210	.238	.267	.295	.323	.351	.379	.407
550	.0393	.0527	.0661	.0928	.1196	.1464	.1731	.1999	.227	.253	.280	.307	.334	.360	.387

## CAPÍTULO VI

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS DE COMPRESIÓN

La aplicación del aire comprimido en la operación de las Plantas de Proceso, incluye el aire de instrumentos, el aire de proceso y el aire de servicio. Para suplir los requerimientos se debe dimensionar la capacidad de generación del sistema, de acuerdo a la demanda en condiciones normales y los consumos pico por actividades extraordinarias. Adicionalmente, cuando la criticidad de un sistema es tal que se requiere garantizar el suministro sin ninguna interrupción, **se deberá diseñar un excedente de capacidad que permita suplir la demanda en caso de falla de una de las unidades de compresión.**<sup>3</sup>

Diseñar un sistema de aire comprimido requiere previamente definir los siguientes factores:<sup>3</sup>

- ✓ Presión requerida para el suministro del servicio.
- ✓ Calidad del aire (contenido de humedad).
- ✓ Demanda a condiciones normales de operación.
- ✓ Consumo pico.
- ✓ Incremento en la demanda por nuevos proyectos.
- ✓ Temperatura requerida (necesidad o no de post-enfriadores).
- ✓ Energía disponible.
- ✓ Impacto en los cabezales de vapor al usar turbinas como medio motriz.
- ✓ Disponibilidad para la instalación de removedores de aceite y secadores.

El procedimiento para determinar el tamaño de los compresores de aire, comienza con la tabulación de los consumos normal y máximo para cada uno de los subsistemas de aire de instrumentos, proceso y servicio. Estos valores se suman y se

considera un excedente de contingencia, de acuerdo a la etapa en que se encuentra el proyecto.<sup>9</sup>

- ✓ 30% para el Diseño Básico Mecánico (DBM).
- ✓ 20% Especificaciones de Proceso.
- ✓ 10% En la Ingeniería de Detalle.

Adicionalmente, se debe considerar para la determinación definitiva de la capacidad a instalar, el número de unidades de respaldo, de acuerdo a la confiabilidad y al tamaño de las mismas.<sup>9</sup>

Posteriormente, mediante un análisis de alternativas, se selecciona el esquema que permita mantener el número requerido de unidades de respaldo suministrado y cumpla con los requerimientos de aire comprimido.<sup>9</sup>

## **6.1 CALIDAD DEL AIRE COMPRIMIDO**<sup>3</sup>

Es el conjunto de propiedades y componentes que puede tener dicho elemento con el fin de satisfacer una necesidad determinada de la mejor forma posible.

### **6.1.1 Factores que determinan la calidad del aire comprimido**<sup>3</sup>

Entre los factores que influyen en la calidad del aire comprimido se tiene la presión, la presencia de partículas sólidas, aceite y condensado.

**Presión.** La presión es junto con el caudal, uno de los componentes de la potencia neumática. Se genera en el compresor y es regulable en él dentro de cierto rango. Entre los efectos que puede ocasionar se tiene una sobrepresión que podría causar la rotura de los componentes del sistema neumático, ocasionando fugas y por lo tanto, pérdidas de energía. Por otra parte, una baja de presión altera completamente el funcionamiento de los componentes neumáticos.

Las principales causas de presión inadecuada son las fugas de aire comprimido, la forma de la red de tuberías de aire y su rugosidad interna. Por último, el uso inadecuado de accesorios de línea, tales como filtros, trampas, llaves, mangueras y acoples, originan grandes caídas de presión.

**Partículas Sólidas.** Considerando como partículas sólidas todos los elementos en suspensión que pueda contener el aire se tiene que provienen principalmente de tres fuentes: del aire atmosférico succionado, del compresor propiamente, de la red neumática.

En el primer caso se encuentra una gran cantidad de contaminantes que varían en concentración y tipo de acuerdo a la zona, actividad, etc. En los compresores con cámara de compresión lubricada, ocurre que el aceite tiende a descomponerse, formando entre otras cosas, partículas de carbón. Las tuberías, si son metálicas, tienden a oxidarse, produciendo partículas de gran tamaño y en cantidad.

El efecto más común que producen es el desgaste prematuro de la maquinaria neumática. En instrumentación, puede obstruir orificios muy finos y en procesos, contaminarlos de diversas maneras.

Para prevenir la presencia de partículas sólidas, lo convencional es el uso de filtros en las diversas zonas productoras de partículas.

**Aceite.** Proviene principalmente de las cámaras de compresión lubricada, y en menor proporción del aire atmosférico aspirado por el compresor. Del aire atmosférico, en forma de neblina o vapores.

La cantidad de aceite que sale del compresor, junto con el aire comprimido, depende mucho de la cantidad, tipo y temperatura del lubricante, así como del tipo y tamaño del compresor.

En general, el aceite que ha logrado pasar a la red de aire comprimido se encuentra completamente degradado. Su capacidad lubricadora es nula y su grado de corrosión y acidez es alto. Se encuentra formando una emulsión junto con el vapor de agua condensado, de color marrón blancuzco llamado “condensado” con capacidad de introducirse en resquicios y luego expandirse al reaccionar con el metal.

Los vapores de aceite tienden a formar gases corrosivos al combinarse con el vapor de agua y de por sí son tóxicos en general; además de tener alta capacidad de impregnar sustancias con diversos olores.

En forma de partículas sólidas (carbón), podría acumularse a la salida de la cámara de compresión, erosionando y atascando válvulas de escape o creando posibilidad de ignición.

## **6.2 FUNDAMENTOS GENERALES**

Antes de seleccionar una unidad de compresión, es necesario conocer todos los factores y las consideraciones pertinentes para obtener los mejores resultados, de lo contrario se escogerá un equipo ineficiente lo cual se reflejará en problemas operacionales que pueden llegar a causar hechos tan graves como una parada de planta.<sup>7</sup>

### **6.2.1 Propiedades de los fluidos que influyen en el proceso de compresión.<sup>7</sup>**

Entre las propiedades de los fluidos que influyen en el diseño de servicio de compresores se encuentran la composición de la mezcla de gas, la humedad del aire atmosférico, la temperatura y presión crítica, la proximidad al punto crítico, el peso molecular, el calor específico y el contenido de líquido.

### ***6.2.1.1 Composición de la mezcla de gas.***

La especificación del diseño tiene que incluir un análisis completo del gas a ser comprimido para cada condición de operación especificada, identificando cada constituyente por su nombre y su velocidad de flujo individual, en moles por hora.

### ***6.2.1.2 Humedad del Aire Atmosférico.***

El aire atmosférico, dependiendo de su humedad relativa, contiene cierta cantidad de vapor de agua. Al comprimirse, aumenta su temperatura y disminuye su volumen, por lo que dicho vapor, al pasar a la red y comenzar a enfriarse, tenderá a condensarse. Este fenómeno ocurrirá hasta que la temperatura del aire comprimido se iguale con la ambiental.

### ***6.2.1.3 Temperatura Crítica, Presión Crítica***

Existe una temperatura límite a partir de cuyo valor es imposible condensar a un gas, sin importar la magnitud de la presión que se aplique. Esta temperatura se conoce como temperatura crítica.

### ***6.2.1.4 Proximidad al Punto Crítico.***

Debe prevenirse una trayectoria de compresión que se aproxime mucho a los valores de presión y temperatura crítica del gas. A medida que las condiciones se acercan al punto crítico, la exactitud del valor del factor de compresibilidad disminuye considerablemente.

### ***6.2.1.5 Peso Molecular, Constante de los Gases.***

El peso molecular,  $M$ , de un gas puro y el peso molecular promedio de una mezcla de gases afectan la conversión de la relación de presión al requerimiento de

cabezal y la conversión flujo másico a flujo volumétrico, y en consecuencia son de gran importancia en el diseño de servicios de compresión.

#### ***6.2.1.6 Calor Específico, Relación de Calor Específico.***

La relación de calor específico  $C_p/C_v=K$  se usa para calcular los exponentes de compresión. Cuando se aplica la teoría de compresión isentrópica, se utiliza directamente la relación  $(K-1)/K$ . La capacidad calórica del gas ideal a presión constante,  $C_p^\circ$ , y el efecto isotérmico de presión sobre la capacidad calórica a presión constante,  $\Delta C_p$ , son usados por el método Edmister para evaluar el exponente de aumento de temperatura,  $m$ , cuando se utiliza el método de compresión politrópica.

#### ***6.2.1.7 Contenido de Líquido.***

La presencia de líquidos en las corrientes gaseosas, usualmente es dañina a los compresores y debe evitarse diseñando un sistema de entrada apropiado. Cuando el gas llega al compresor a condiciones de saturación incide tanto en la selección de materiales como en el diseño del cilindro de enfriamiento.

#### ***6.2.1.8 Contenido de Sólidos.***

Las partículas sólidas grandes en la corriente gaseosa pueden causar daños mayores en compresores de cualquier tipo. Las partículas sólidas pequeñas, tales como desecho, soldadura, productos de corrosión, arena, etc, pueden dañar las válvulas y partes del revestimiento de los compresores reciprocantes, mientras que normalmente pasarán a través de compresores centrífugos y rotativos sin causar daños mayores, a menos que estén presentes en grandes cantidades o en forma continua.

#### ***6.2.1.9 Corrosión.***

Los constituyentes corrosivos en el gas deben ser identificados incluso para condiciones de operación transitorias. La sustancia corrosiva más común e importante en corrientes de refinería es el sulfuro de hidrógeno, aunque el cloruro de amonio, dióxido de azufre, amoníaco, cloruro de hidrógeno, dióxido de carbono y agua pueden llegar a ser significativos tanto en corrientes gaseosas como en servicios de aire. El sulfuro de hidrógeno húmedo es un problema serio, específicamente en compresores centrífugos, ya que éste puede causar agrietamiento corrosivo por tensión de componentes de acero altamente templado y endurecido.

#### ***6.2.1.10 Tendencia al ensuciamiento.***

El ensuciamiento de las partes internas de un compresor ocurre como resultado del arrastre de sólidos finos y la polimerización de monómeros insaturados. La predicción de la tendencia al ensuciamiento está basada principalmente en resultados de plantas pilotos y la experiencia en procesos comerciales anteriores. Las partículas sólidas encontradas con mayor frecuencia en operación normal, después de remover el polvo inicial y escombros, son el carbón, partículas de catalizador, partículas de desecantes, y productos de corrosión.

La temperatura a la cual comienza el ensuciamiento por polimerización gaseosa normalmente está considerada en el rango entre, 100° a 120°C, incrementándose el doble para cada aumento de 11°C por encima de los 120°C. Las etapas y los inter-enfriamientos son diseñadas convencionalmente para mantener todas las temperaturas de descarga por debajo de 120°C en servicios donde potencialmente tenga lugar el ensuciamiento por polímeros.

Todos los aspectos mencionados anteriormente son vitales a la hora de especificar o diseñar una nueva unidad de compresión. Adicionalmente, es importante

considerar la potencia necesaria de compresión o potencia de gas, el cabezal politrópico y la temperatura de descarga del compresor.

La potencia de Gas, se refiere al requerimiento de potencia para compresión a las condiciones del proceso, incluyendo todas las pérdidas termodinámicas, por fugas y por fricción del fluido. El cabezal politrópico, se refiere a la cantidad de energía que debe ser añadida a cada unidad másica de gas para producir el incremento deseado de presión.<sup>7</sup>

La temperatura de descarga del compresor afecta el diseño mecánico del mismo ya que está involucrada en el cálculo del cabezal politrópico y la potencia, la tendencia a ensuciamiento del gas y el diseño del enfriador de descarga. Durante el diseño básico del servicio, esta sólo puede ser estimada ya que no se conoce la eficiencia del compresor.

### **6.3 TIPOS DE COMPRESORES PARA SERVICIO DE AIRE DE PLANTA<sup>7</sup>**

Debido a la amplia variedad para elegir, la tecnología cambiante y la gran competencia entre los tipos de compresores, usualmente resulta más ventajoso hacer la selección final del tipo de compresor para servicio de aire de planta durante la ingeniería de detalle, basándose en las propuestas comerciales competentes, en vez de hacerlo durante la fase de diseño de planta.

Un tipo de compresor libre de aceite resulta mejor que el reciprocante lubricado cuando se usa cualquier porción del aire comprimido como aire de instrumento, de tal manera la limpieza del sistema de aire de instrumentos no depende del mantenimiento y del rendimiento del equipo de remoción de aceite.

Los tipos aplicables para este servicio son:

### ***6.3.1 Reciprocantes Lubricados.***

Los modelos están bien desarrollados y altamente normalizados; la eficiencia y la confiabilidad son altas. Entre las desventajas se tiene que las paradas para mantenimiento de estos compresores son más frecuentes que para los rotativos y centrífugos, y los costos son elevados para flujos altos.

### ***6.3.2 Reciprocantes no Lubricados con Anillos de Presión de Teflón***

Los diseños de los materiales y las paredes de desgaste han mejorado a tal punto, que el requerimiento de mantenimiento de los modelos comerciales completamente desarrollados es moderadamente mayor que para los modelos reciprocantes lubricados convencionales.

### ***6.3.3 De Tornillo Helicoidal de Alta Presión***

Este tipo ha sido usado ampliamente en Europa para plantas y servicios de aire de proceso desde finales de la década del cincuenta. Los costos son bajos para capacidades altas; la operación es libre de aceite.

### ***6.3.4 Unidad Paquete Centrífugo de Aire de Planta***

Este tipo es de multietapas y de velocidad muy alta. La mayoría de los modelos usan carcazas separadas para cada impulsor, montadas sobre una caja de engranajes común e impulsadas por múltiples piñones. El compresor viene en el paquete con un sistema de interenfriamiento pre-entubado, las unidades son interenfriadas para lograr una alta eficiencia; ellas son de bajo costo para grandes volúmenes y la operación es libre de aceite.

### ***6.3.5 Centrífugos Interenfriados de Gran Volumen***

Son de carcasa sencilla dividida horizontalmente, de baja velocidad. Desarrollados para la compresión de baja potencia de grandes volúmenes de aire en los servicios de proceso, pero aplicables y económicos para servicios de aire de planta en refinerías grandes.

### ***6.3.6 Reciprocante de Pistón Tipo laberinto (Sulzer)***

Libre de aceite, de costo más alto y eficiencia marginalmente más baja que los de estilo no lubricados de anillo plástico; pero más bajos en requerimientos de mantenimiento. El alto costo inicial es difícil de justificar para servicios de aire de planta, a pesar de los bajos requerimientos de mantenimiento.

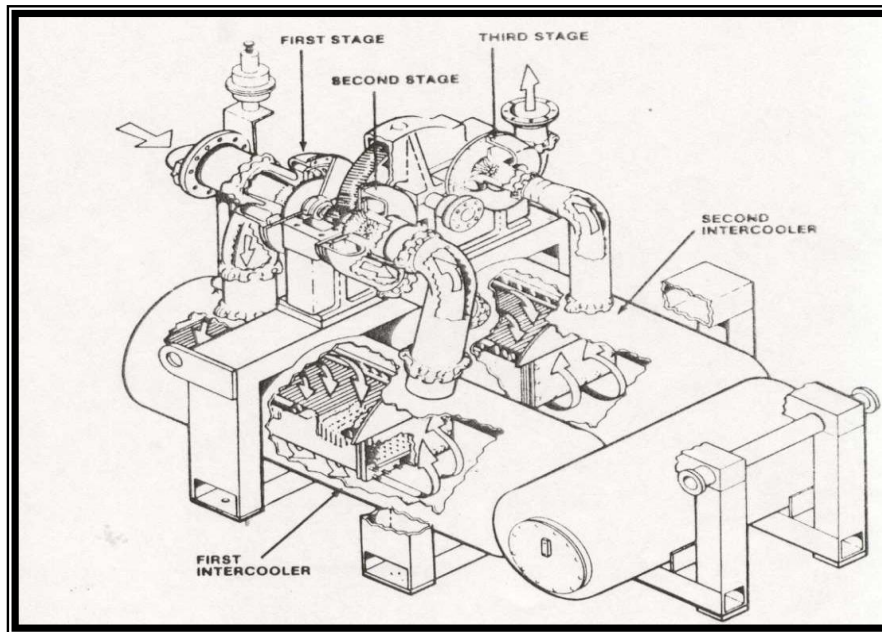
Todos los tipos de compresores mencionados anteriormente a excepción del tipo centrífugo interenfriado de gran volumen, requieren un mínimo de dos unidades iguales instaladas. Esto permite que el mantenimiento de los compresores se realice mientras la planta esté operando, en vez de realizarse durante las paradas, cuando el consumo de aire está al máximo.

## ***6.5 RAZONES PARA DISEÑAR UN PROCESO DE COMPRESIÓN POR ETAPAS***<sup>7</sup>

Los servicios de compresión de alta relación de presión comúnmente se separan en etapas de compresión múltiples y casi siempre incluye enfriadores entre etapas a fin de remover el calor generado en la compresión. La compresión se lleva a cabo por etapas, por las siguientes razones:

1. Para limitar la temperatura de descarga de cada etapa a niveles que sean seguros desde el punto de vista de limitaciones mecánicas o tendencia de ensuciamiento del gas.
2. Para tener disponibles corrientes laterales, en la secuencia de compresión a niveles de presión intermedia, tales como en los subsistemas de los procesos de refrigeración.
3. Para aumentar la eficiencia total de compresión ( a fin de obtener una reducción de potencia) manteniendo la compresión tan isotérmica como sea posible, optimizando la inversión adicional en enfriadores interetapas y los costos de operación del agua de enfriamiento contra el ahorro de potencia.
4. Para enfriar las entradas a las etapas y de ésta manera reducir los requerimientos de cabezal de compresión total, suficientemente a fin de reducir el número de etapas de compresión requeridas. Esto da como resultado compresores más compactos y de costos de construcción más bajos.

El procedimiento de la compresión múltiples etapas consiste en comprimir hasta una presión intermedia en un primer compresor, pasar el gas por un intercambiador de calor intermedio (llamado el interenfriador) de tal manera que el gas recupere la temperatura inicial, y posteriormente comprimir hasta la presión final en un segundo compresor. Es frecuente que a la salida del compresor de mayor presión se agregue un último intercambiador de calor, llamado post-enfriador, con el objeto de tener un gas a alta presión, pero frío, de tal manera que ocupe el mínimo volumen posible, mediante este procedimiento se ahorra trabajo y aumenta el rendimiento volumétrico. La figura N°2, muestra un compresor centrífugo de tres etapas interenfriado.



**Figura N°2. Compresor Centrífugo de tres etapas.**

Aumentando el número de etapas, la compresión se aproxima a la isotérmica. Por una parte, el rendimiento de la compresión se incrementa, pero por otra el compresor se hace mas caro y complicado. Para cada nivel de presión hay un número óptimo de etapas. El número de etapas utilizado normalmente en los compresores alternativos se muestra en la tabla N°8:

**Tabla N°8. Relación entre la presión y el número de etapas de compresión requeridos**

PRESIÓN EFECTIVA	N° DE ETAPAS
1-10 bar	Una
6-30 bar	Dos
30-180 bar	Tres
180-350 bar	Cuatro

El compresor de aire más común en la actualidad es el de tres o cuatro etapas con interenfriador. En este tipo los impulsores están montados sobre ejes de piñones que giran a diferentes velocidades en las etapas sucesivas. Esto le permite al diseñador lograr óptimas dimensiones y eficiencia con un volumen de aire o de gas que se reduce en forma continua, debido a la compresión. Esto permite que el compresor sea más eficiente que los convencionales de un solo eje para gas o aire.

## **6.6 COMPRESORES CENTRÍFUGOS**<sup>7</sup>

En un compresor centrífugo se produce un incremento en la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego, al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados. Estos compresores suelen ser unitarios, salvo que el flujo sea muy grande o que las necesidades del proceso exijan otra cosa.

Cuando se evalúa un compresor centrífugo, se debe prestar mucha atención al porcentaje de aumento en la presión, desde el punto normal de funcionamiento hasta el punto de oscilación. Este punto se define como el lugar donde una reducción adicional en el flujo ocasionará inestabilidad en forma de flujo a pulsaciones y pueden ocurrir daños por sobrecalentamiento, falla de los cojinetes por la inversión de empuje o por vibración excesiva.

### **6.6.1 Ventajas y desventajas del empleo de un compresor centrífugo**<sup>7</sup>

Aunque los compresores centrífugos ocasionalmente compiten con los compresores axiales, rotatorios y reciprocantes, los incentivos para la selección de este tipo de compresor pueden ser usualmente relacionados a su principal o más frecuente competidor: el compresor reciprocante. Las principales ventajas y desventajas con respecto a los reciprocantes pueden ser sintetizadas como sigue:

*Las ventajas son:*

- ✓ En el intervalo de 2000 a 200000 ft<sup>3</sup>/min, y según sea la relación de presión, este compresor es económico porque se puede instalar una sola unidad.
- ✓ Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.
- ✓ La ausencia de piezas rozantes en la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceite lubricante y aceite de sellos estén correctos.
- ✓ Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto puede ser una ventaja cuando el terreno es muy costoso.
- ✓ Cuando se genera suficiente vapor en el proceso, un compresor centrífugo será adecuado para moverlo con una turbina de vapor de conexión directa.
- ✓ Su característica es un flujo suave y sin pulsaciones.
- ✓ No existe contaminación con aceite lubricante del gas de proceso como ocurre en el caso de los compresores reciprocantes.
- ✓ El control de flujo es simple, continuo y eficiente en un amplio rango.

*Las desventajas son:*

- ✓ Menor eficiencia (de 7 a 13%) que la mayoría de los tipos de compresores de desplazamiento positivo al mismo flujo y relación de presión, especialmente con relaciones de presiones mayor que 2.

- ✓ Los centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.
- ✓ Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y a aumentar el flujo, hay que tener mucho más cuidado al balancear los rotores y con los materiales empleados en componentes sometidos a grandes esfuerzos.
- ✓ Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de proceso puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor.
- ✓ Se requiere un complicado sistema para aceite lubricante y aceite para sellos.

## CAPÍTULO VII

### PROPIEDADES FUNDAMENTALES DE FLUIDOS

Entre las propiedades que caracterizan el estado de un fluido hay tres que se denominan fundamentales, a saber: la presión, la temperatura y el volumen específico. Se llaman fundamentales porque se prestan a medición fácil y directa.<sup>10</sup>

El estado de un cuerpo queda inequívocamente determinado por dos propiedades que sean independientes entre sí. En termodinámica se prefiere utilizar la representación bidimensional, utilizándose como coordenadas dos propiedades cualesquiera; siendo los planos  $p$ - $v$  (presión-volumen específico),  $T$ - $s$  (Temperatura-entropía) y  $h$ - $s$  (entalpía-entropía) los preferidos en el estudio de máquinas térmicas.<sup>10</sup>

#### 7.1 PRIMER PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA<sup>10</sup>

El primer principio de la termodinámica es la aplicación de una ley universal de la naturaleza que es la conservación de la energía. Esta ley se enuncia a continuación:

“La energía del universo no se crea ni se destruye; sólo se transforma”<sup>10</sup>. Esta ley se confirma en todos los campos de la física y se aplica en todas las transformaciones energéticas.

##### ***7.1.1 Enunciado del Primer Principio***

En todo sistema (abierto o cerrado, estático o dinámico, en régimen permanente o transitorio):

*energía que entra = incremento (positivo o negativo) de energía almacenada en el sistema – energía que sale.*

o lo que es igual, en todo sistema:

$$\begin{aligned} \text{energía final almacenada} &= \text{energía inicial almacenada} + \text{energía que entra} \\ &- \text{energía que sale.} \end{aligned} \quad (1)$$

### 7.1.2 Formulación del Primer Principio

1.- En el primer principio de la termodinámica se consideran solo tres manifestaciones de la energía: calor, energía interna y trabajo. Aplicada a los cambios que ocurren en los sistemas cerrados, el primer principio se escribe así:

*calor absorbido por el sistema = aumento de su energía interna + trabajo efectuado por el sistema.*

$$Q = (U_{i2} - U_{i1}) + W \quad (2)$$

donde:

Q : Calor transferido, BTU

$U_i$  : Energía interna, BTU

W : Trabajo realizado, BTU

La ecuación (2) se denomina ecuación simple de la energía o de los procesos sin flujo de masa.

En un sistema cerrado existe un equilibrio entre el calor, trabajo y variación de la energía interna. Si se suministra calor y no se efectúa trabajo, debe crecer la energía interna. Si no se añade calor y se realiza trabajo, la energía interna tiene que disminuir. Finalmente, si se suministra calor y se efectúa trabajo, la ecuación simple de la energía se convierte, para una pequeña variación en el sistema, en:

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (3)$$

donde:

$\delta Q$ : diferencial de calor, BTU/hr.

$dU$ : diferencial de energía interna, BTU/hr.

$\delta W$ : diferencial de trabajo, BTU/hr.

Debido a que  $\delta Q$  y  $\delta W$  son diferenciales inexactos y  $dU$  exacto, al integrar la ecuación (3) se obtiene:

$$Q_{12} = U_{i2} - U_{i1} + W_{12} \quad (4)$$

donde:

$Q_{12}$ : Calor absorbido por el sistema, BTU/hr.

$U_1$  y  $U_2$ : Energía interna inicial y final respectivamente, BTU/hr.

$W_{12}$ : Trabajo realizado, BTU/hr.

## 2.- Sistemas dinámicos abiertos en régimen permanente.

En un sistema cerrado el estado final del proceso está separado temporalmente del estado inicial. En un sistema abierto todos los estados ocurren simultáneamente en el tiempo, pero localmente en sitios diferentes. En régimen permanente no se almacena masa ni energía en el sistema. Como no hay acumulación de energía se tiene:

Energía que entra al sistema = Energía que sale del sistema.

Por tanto:

$$Q = \Delta U + \Delta(pV) + \Delta E_z + \Delta E_c + W \quad (5)$$

donde:

$Q$ : Calor suministrado o retirado, BTU/hr.

$\Delta(pV)$ : Variación del flujo de energía, BTU/hr.

$\Delta E_z$ : Variación de energía potencial, BTU/hr.

$\Delta E_c$ : Variación de energía cinética, BTU/hr.

$W$ : Trabajo realizado, BTU/hr.

## **7.2 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA<sup>10</sup>**

Existen diversos enunciados del segundo principio, los cuales mutuamente se complementan. Desde el punto de vista de su aplicación a la Termodinámica técnica los enunciados más interesantes son el de Plank y el de Clausius.

### **7.2.1 Enunciado de Plank**

*“No es posible construir un motor periódico que realice un trabajo mecánico a expensas solamente de la refrigeración de una fuente de calor.”<sup>10</sup>*

### **7.2.2 Enunciado de Clausius**

“El calor no puede pasar espontáneamente de un cuerpo a otro cuya temperatura sea superior a la del primero.”<sup>10</sup>

Los procesos de la naturaleza se clasifican en espontáneos y no espontáneos, según que para realizarse se requiera o no otro proceso adicional.

### **7.2.3 Tercer Enunciado**

Los Procesos Espontáneos en la Naturaleza no son Reversibles. Este enunciado no es más que una generalización del enunciado de Clausius. Además de la transmisión de calor, en la naturaleza se dan diversos procesos que se realizan espontáneamente en una dirección, sin necesidad de procesos adicionales y no son reversibles.

### 7.3 LEY DE LOS GASES IDEALES<sup>11</sup>

Un gas se puede considerar como ideal, cuando la distancia media entre las moléculas es lo bastante grande como para ignorar los efectos de las fuerzas intermoleculares y el volumen de las moléculas mismas. En otros términos, un gas ideal es un gas imaginario que obedece exactamente a la siguiente relación:

$$PV = nRT \quad (6)$$

donde:

P: Presión del gas, psia.

V: Volumen del gas, pie<sup>3</sup>.

n: moles de gas, lbmol.

R: Constante universal de los gases, pie<sup>3</sup> psia/°R lbmol.

T: Temperatura del gas, °R.

### 7.4 FACTOR DE COMPRESIBILIDAD<sup>12</sup>

El factor de compresibilidad es la relación del volumen actual de un gas al volumen de un gas perfecto a las mismas condiciones. Refleja la desviación de las características de un gas con respecto a las del gas ideal.

A altas presiones y temperaturas, al igual que en regiones cercanas al punto crítico donde el gas condensa a la fase líquida, se presentan variaciones de la relación P-V-T de los gases ideales.

Existen numerosas ecuaciones para compensar estas variaciones del comportamiento ideal. Sin embargo, el procedimiento más simple consiste en utilizar el factor de compresibilidad, Z.

$$Z = \frac{P \times V}{n \times R \times T} \quad (7)$$

donde:

Z: Factor de compresibilidad, adim

Este factor se determina experimentalmente y se grafica como función de la presión para líneas de temperatura constante.

Se ha observado que reemplazando las presiones y temperaturas reales por los cocientes de ellas con las presiones y temperaturas críticas, las curvas de compresibilidad de prácticamente todos los gases, se asemejan mucho con muy pocas divergencias. Dichos cocientes son llamados Cantidades Reducidas.

$$\mathbf{Pr = \frac{P}{Pc}; Tr = \frac{T}{Tc}; Vr = \frac{V}{Vc}} \quad (8)$$

donde:

Pc: Presión crítica, Psia

Pr: Presión reducida, Psia.

Tc: Temperatura crítica, °R

Tr: Temperatura reducida, °R

Vc: Volumen crítico, pie<sup>3</sup>

Vr: Volumen reducido, pie<sup>3</sup>

Con el fin de aproximar mejor el comportamiento de los gases reales se han desarrollado una gran cantidad de ecuaciones de estado. Dos de las más usadas son la de Redlich-Kwong y la de Benedict-Webb-Rubin.

La ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin se aplica sólo a ciertos gases (mayormente hidrocarburos) con un alto grado de exactitud. La ecuación de Redlich-Kwong se aplica a todos los gases pero con menor precisión. Es muy difícil recomendar uno de estos métodos en particular porque sus méritos dependen del área

de aplicación (rangos de presión y temperatura) y la exactitud de las constantes usadas para los gases.

La ecuación de Redlich-Kwong es más sencilla de usar y es más precisa que la ecuación de Benedict-Webb-Rubin cuando se usa con mezclas de gases que no son hidrocarburos. Por eso es más práctico usar la ecuación de estado de Redlich-Kwong en programas de computadora para la selección de etapas de compresión y predicción de desempeño, donde el uso de la ecuación de Benedict-Webb-Rubin es demasiado complicado.

La ecuación de estado de Redlich-Kwong se basa en la ley de estados correspondientes, por lo tanto se requiere los valores de presión pseudo-crítica y temperatura pseudo-crítica de las mezclas de gases, los cuales pueden calcularse con un programa de propiedades de mezclas de gases.

De acuerdo con la ecuación de estado de Redlich-Kwong, el factor de compresibilidad  $z$  se puede obtener resolviendo la ecuación:

$$z^3 - z^2 + [A - (1+B)B]z - A \times B = 0 \quad (9)$$

$$A = \frac{Pr}{Tr} \times \frac{C_2}{\sqrt{Tr^3}} \quad (10)$$

$$B = \frac{Pr}{Tr} \times C_1 \quad (11)$$

donde:

$$C_1 = 0.08664 \text{ y } C_2 = 0.42748$$

A y B adimensionales.

## 7.5 PROCESOS TERMODINÁMICOS <sup>12</sup>

Un sistema termodinámico se define como una cantidad de materia de masa fija. Para estudiar un sistema termodinámico es necesario establecer los límites del mismo, los cuales pueden ser móviles o fijos.

Un sistema aislado es uno en el cual no hay ningún tipo de influencia del exterior. Esto quiere decir, que ni calor ni trabajo cruzan los límites del sistema, el ESTADO de una sustancia se define indicando algunas de sus características como son presión, temperatura y densidad.

Las propiedades de una sustancia en un estado dado, tienen solamente un valor definido. Un sistema está en equilibrio cuando las propiedades de la sustancia considerada son similares para todo el sistema. Cuando un sistema está en equilibrio en relación con cualquier posible cambio de estado, el sistema se encuentra en equilibrio termodinámico.

### 7.5.1 *Proceso Isobárico.*<sup>3</sup>

Es un proceso a presión constante. Para cambiar el volumen del estado 1 al estado 2, debe hacerse una remoción de calor del sistema. En este tipo de proceso el cambio de temperatura es proporcional al cambio de volumen.

$$T_2 - T_1 = T_1 \times \left( \frac{V_2}{V_1} - 1 \right) \quad (12)$$

donde:

$T_1$ : Temperatura inicial, °R.

$T_2$ : Temperatura final, °R.

$V_1$ : Volumen inicial, pie<sup>3</sup>

La cantidad de calor removida es igual a:

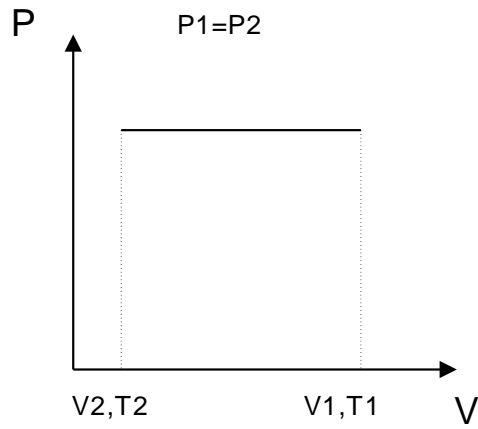
$$Q_{1,2} = Cp \times m \times (T_1 - T_2) \quad (13)$$

donde:

m: masa, lb

$Q_{12}$ : Calor removido, lbf pie

Cp: Capacidad calorífica a presión constante, lbf pie/ lb °R

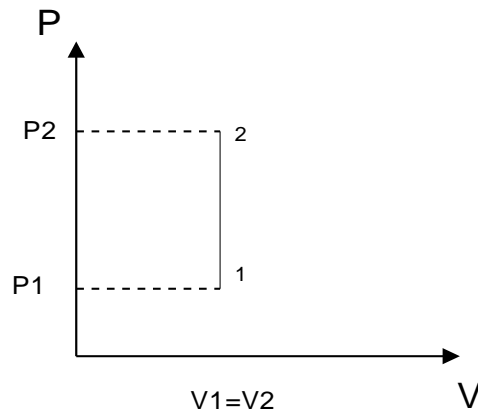


**Figura N°3. Representación gráfica del proceso isobárico.**

### 7.5.2 Proceso Isométrico.<sup>3</sup>

Es aquel que ocurre a volumen constante. En este tipo de proceso, para elevar la presión del estado 1 al estado 2 debe suministrarse calor al sistema. El cambio de temperatura es proporcional a la relación de presión como se muestra en la ecuación 14.

$$T_2 - T_1 = T_1 \times \left( \frac{P_2}{P_1} - 1 \right) \quad (14)$$



**Figura N°4. Proceso a volumen constante.**

### 7.5.3 Proceso Isotérmico<sup>3</sup>

Este proceso se lleva a cabo a temperatura constante. Al comprimir un gas del estado 1 al estado 2 hay que eliminar calor del sistema para mantener la temperatura constante.

La ecuación 15 muestra que en un proceso isotérmico el cambio de presión es inversamente proporcional a la relación de volúmenes.

$$P_2 - P_1 = P_1 \times \left( \frac{V_1}{V_2} - 1 \right) \quad (15)$$

En este caso la cantidad de calor a ser removida es igual al trabajo de compresión.

$$Q_{1,2} = P_1 \times V_1 \times 10 \times \ln \left( \frac{V_1}{V_2} \right)$$
$$Q_{1,2} = R \times T_1 \times m \times \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (16)$$

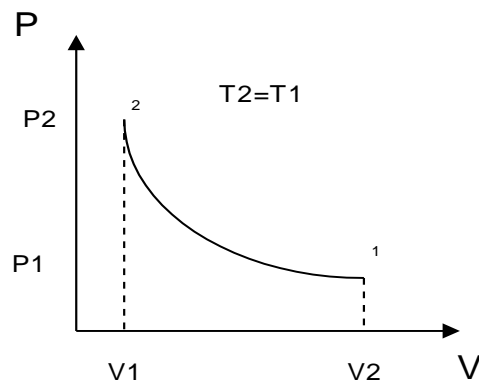


Figura N°5. Proceso Isotérmico.

#### 7.5.4 Proceso Isentrópico. <sup>3</sup>

En un proceso real, el trabajo puede ser transformado completamente en energía calórica, pero el calor no puede ser convertido totalmente en trabajo debido a las pérdidas. Por esto los procesos reales son irreversibles. Sólo los procesos hipotéticos ideales pueden ser reversibles. La entropía es una propiedad termodinámica que se usa como índice de la irreversibilidad de los procesos.

Este proceso es adiabático (sin intercambio de calor con el medio) y además reversible. Los procesos isentrópicos siguen la Ley de Poisson.

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^K = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{K(K-1)} \quad (17)$$

donde:

k: Exponente isentrópico, adim

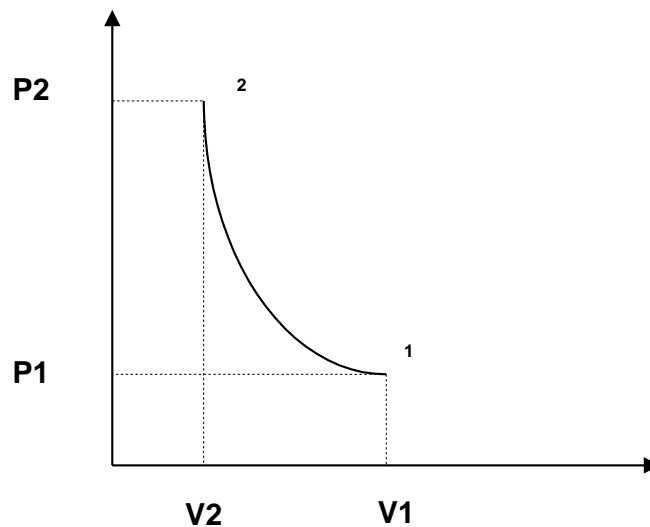


Figura N°6. Proceso Isentrópico.

### 7.5.5 Proceso Politrópico.<sup>3</sup>

Los procesos isotérmicos están basados en un completo intercambio de calor con el ambiente; mientras en los procesos isentrópicos no existe intercambio alguno de calor.

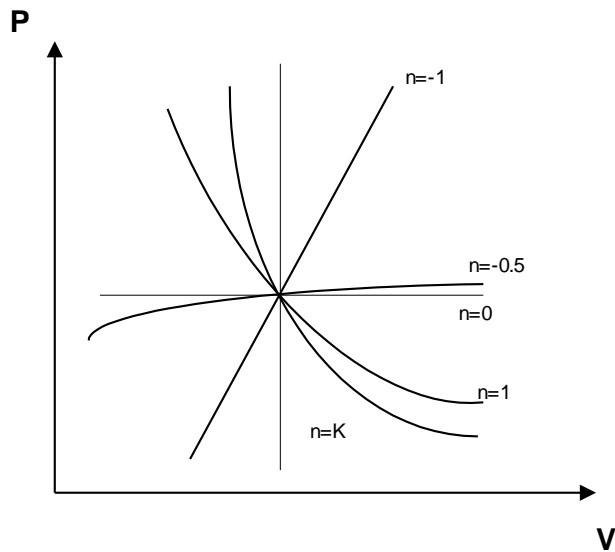
En realidad todos los procesos de compresión están comprendidos entre los dos mencionados. A estos procesos se les denomina POLITRÓPICOS y siguen la ley:

$$P \times V^n = \text{constante} \quad (18)$$

Donde  $n$  es el exponente de compresión, adimensional y puede tomar cualquier valor. Los valores más comunes se muestran en la tabla N°9.

**Tabla N°9. Valor de  $n$  para los procesos más comunes**

PROCESO	$n$
Isobárico	0
Isotérmico	1
Isentrópico	K
Isométrico	$\infty$



**Figura N°7. Procesos Politrópicos.**

## **7.6 MÉTODOS DE CÁLCULO DE COMPRESIÓN PARA EL DISEÑO DEL SERVICIO<sup>7</sup>**

Se aplican ampliamente dos métodos básicos de cálculos de compresión isentrópico (también llamado adiabático) y politrópico, cada uno describe el tipo de trayectoria de compresión usado como base de referencia a fin de calcular el cabezal, requerimiento de potencia y temperatura de descarga.

### **7.6.1 Detalles del método isentrópico**

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

La trayectoria a entropía constante ofrece una base de referencia conveniente ya que es seguida por un proceso perfectamente reversible “adiabático”.

Las desviaciones a partir de un proceso reversible adiabático son relativamente pequeñas en la práctica para los compresores y se pueden predecir con suficiente exactitud para propósitos de diseño y operación de los mismos. Esta aproximación se denomina frecuentemente compresión “adiabática” tanto en la literatura como en la práctica industrial; sin embargo el hecho de asumir una trayectoria a entropía constante es más representativo desde el punto de vista ingenieril que asumir que no se transfiere calor durante el proceso.

Cuando el proceso adiabático es reversible la trayectoria para un gas ideal se describe mediante la relación:

$$P \times V^K = C; \quad (19)$$
$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

donde

Cv: Capacidad calorífica a volumen constante, lbf pie/ lb °F

C: Constante

Cuando se usa el método de cálculo isentrópico, la compresión puede ser asumida como enfriada, lo cual es el caso normal en los compresores reciprocantes; o también sin enfriamiento en el caso de los compresores dinámicos. La suposición convencional en la compresión enfriada, es que la energía añadida en exceso al gas por encima de la energía que refleja una trayectoria a entropía constante debido al grado de reversibilidad, es igual al calor retirado por el cilindro de enfriamiento, determinando la caída de la temperatura al final del ciclo de compresión en la trayectoria  $PV^K=C$ . Lo dicho anteriormente constituye una suposición convencional conveniente, no una verdad teórica y no siempre es una suposición exacta.

Asumir que el exponente de compresión, k, sea igual a  $C_p/C_v$ , normalmente arroja buenos resultados. Sin embargo, a altas presiones, especialmente cerca del

punto crítico, los valores de  $C_p/C_v$  resultan extremadamente grandes, y no reflejan la trayectoria real de compresión. Debido a que los valores de  $C_p$  y  $C_v$  se pueden determinar de una manera confiable y exacta, lo que se coloca en tela de juicio es la validez de la suposición de que el exponente de compresión es siempre igual a  $C_p/C_v$  para gases reales.

El método isentrópico es mayormente aplicado a los tipos de compresores enfriados en los cuales las velocidades, turbulencias y deslizamientos son bajos. Esto se asemeja muy bien a la operación de los compresores recíprocos.

El requerimiento de cabezal es igual al incremento de entalpía a lo largo de la trayectoria de compresión a entropía constante. Para obtener la energía total de entrada requerida para compresión, el requerimiento de cabezal isentrópico debe ser dividido por la eficiencia isentrópica.

### **7.6.2 Detalles del método politrópico**

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

$$P \times V^n = C$$
$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad (20)$$

El exponente,  $n$ , puede ser evaluado como:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (21)$$

Donde solamente se desconoce  $V_2$ .

El volumen específico de la descarga,  $V_2$  depende de  $T_2$ , como se puede apreciar en la ecuación 24.

$$V_2 = \left(\frac{1}{P_2}\right) \left(\frac{Z_2 m R T_2}{M}\right) \quad (22)$$

donde:

M: Peso molecular, lb/lbmol

La temperatura real de descarga,  $T_2$ , se estima según el método de Edmister mediante:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{m_T}$$

$$m_T = \frac{\log\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)} \quad (23)$$

donde:

$m_T$ : Constante de Edmister, adimensional

Según el método de Edmister,  $m_T$  es evaluado a partir de los datos de propiedades de los gases y de la eficiencia politrópica a las condiciones dadas de presión y temperatura como:

$$m_T = \frac{\frac{RZ}{\eta_{POLI}} + RT_r + \left[ \frac{\delta Z}{\delta T_r} \right]_{Pr}}{Cp\Delta Cp} \quad (24)$$

donde:

$\eta_{poli}$ : Eficiencia politrónica, adim.

Para encontrar un valor de  $m_T$  el cual describe perfectamente el proceso de compresión completo, se comienza promediando los valores de  $m_T$  evaluados a la succión y a la descarga.

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

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{m_T prom} \quad (25)$$

Normalmente se requiere de varias iteraciones antes de que la suposición de la temperatura de descarga y el resultado, converjan satisfactoriamente. Por lo general son suficiente tres iteraciones para converger la suposición de  $T_2$  dentro de un rango de 5°C.

## CAPÍTULO VIII

### PRINCIPIOS DE FLUJO DE FLUIDOS

El método más común para transportar fluidos de un punto a otro es impulsarlo a través de un sistema de tuberías. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural sino también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma.<sup>8</sup>

Debido a la gran variedad de fluidos que se utilizan en los procesos industriales modernos, una ecuación que pueda ser usada para cualquier fluido ofrece ventajas obvias. Una ecuación de este tipo es la fórmula de Darcy, que puede ser deducida por análisis dimensional; sin embargo, una de las variables de la fórmula, el coeficiente de fricción, debe ser determinado experimentalmente. Esta fórmula tiene una extensa aplicación en el campo de la mecánica de los fluidos.<sup>8</sup>

Entre los principios de flujo de fluidos que sustentan este Trabajo Especial de Grado se encuentran el teorema de Bernoulli, factor de fricción, flujo a través de válvulas y accesorios y longitud equivalente. Estos se describen brevemente a continuación.

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. Viene dado por:<sup>13</sup>

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H \quad (26)$$

donde:

g : Aceleración de gravedad, pie / seg<sup>2</sup>.

H: Altura o energía total mecánica por unidad de masa en una sección transversal al flujo, pie.

P: Presión del fluido, Psig.

v: Velocidad del fluido, pie / seg.

z : Cota del fluido en relación al nivel de referencia, pie.

$\alpha$ : Factor de corrección de la energía cinética, adim.

$\rho$  : Densidad del fluido, lb / pie<sup>3</sup>

La ecuación 26 se conoce como Ecuación de Bernoulli. En resumen, la energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura debida a la velocidad.

Si las pérdidas por rozamiento se desprecian y no se aporta o se toma ninguna energía del sistema de tuberías, la altura total H en la ecuación anterior permanecerá constante para cualquier punto del fluido. Sin embargo, en la realidad existen pérdidas o incrementos de energía que deben incluirse en la ecuación de Bernoulli. La pérdida total de carga  $h_{lt}$  (o altura piezométrica) viene dada por la siguiente expresión:

$$h_{lt} = \left( z_1 + \frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left( z_2 + \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) \quad (27)$$

donde:

$h_{lt}$ : Altura piezométrica, pie

Se considera la suma de las pérdidas mayores, debidas a los efectos de rozamiento en un flujo completamente desarrollado a través de un conducto de área constante, y las pérdidas menores debidas a las entradas, los acoplamientos entre tubos, los cambios de área, entre otros. En la práctica, se emplea con mucha frecuencia la ecuación 27 para estimar las pérdidas de presión debidas a la fricción en tuberías y accesorios. Si el tramo de tubería es recto y el flujo está completamente desarrollado, generalmente se desprecia el cambio de energía cinética y la pérdida

sólo es función de la variación de la presión y la densidad del fluido. Las pérdidas mayores y menores pueden determinarse analíticamente a través de la fórmula de Darcy.<sup>13</sup>

La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy expresada en metros de fluido, es:

$$h_L = \frac{fLv^2}{2dg} \quad (28)$$

donde:

d: Diámetro de la tubería, pie.

f: Factor de fricción, adim.

g: Aceleración de gravedad, pie/seg<sup>2</sup>

h<sub>L</sub>: Pérdida por fricción, pie.

L: Longitud de la tubería, pie.

Con la ecuación (28) se obtiene la pérdida de presión debida al rozamiento y se aplica a tuberías de diámetro constante por la que pasa un fluido cuya densidad permanece razonablemente constante, a través de una tubería recta, ya sea horizontal, vertical o inclinada.

La fórmula de Darcy puede deducirse por análisis dimensional con la excepción del factor de fricción f, que debe ser determinado experimentalmente.

La información más útil y universalmente aceptada sobre factores de fricción que se utiliza en la fórmula de Darcy, la presentó L.F.Moody. Este investigador, mejoró la información en comparación con los conocidos diagramas de factores de fricción de Pigott y Kemler, incorporando investigaciones más recientes y aportes de muchos científicos de gran nivel.<sup>8</sup>

Por otro lado, ya que las instalaciones industriales en su mayor parte están constituidas por válvulas y accesorios, es necesario un conocimiento de su resistencia al paso de fluidos para determinar las características de flujo en un sistema de tuberías completo. Las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional.

Las pérdidas debidas a estrechamientos y ensanchamientos repentinos o graduales pueden calcularse fácilmente a partir del coeficiente de resistencia  $K$ .

Existen datos sobre pruebas de presión para una amplia variedad de válvulas y accesorios. Los conceptos que a menudo se utilizan para proporcionar un medio confiable de extrapolación de la información disponible sobre estas pruebas con el propósito de abarcar aquellos elementos que no han sido o no pueden ser probados con facilidad son: la longitud equivalente  $L/D$  y el coeficiente de resistencia  $K$ . La pérdida para una tubería recta se expresa por la ecuación de Darcy según la ecuación 30.

La relación  $L/D$  es la longitud equivalente en diámetros de tubería recta que causa la misma pérdida de presión que el obstáculo, en las mismas condiciones de flujo.<sup>13</sup>

## **8.1 PRINCIPIOS DE FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES EN TUBERÍAS<sup>8</sup>**

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

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

La densidad de los gases y de los vapores varía considerablemente con la presión; por lo tanto, si la caída de presión es muy grande, la densidad y la velocidad cambian de manera significativa.

Para fluidos compresibles como aire, vapor de agua, etc., deben tenerse en cuenta las siguientes restricciones al utilizar la fórmula de Darcy:

1. Si la pérdida de presión calculada es menor que el 10% de la presión de entrada, se obtiene una exactitud razonable si el volumen específico que se introduce en la fórmula se basa en las condiciones de entrada o en las condiciones de salida, cualquiera de las conocidas.
2. Si la caída de presión calculada está entre el 10% y 40% de la presión de entrada, la ecuación de Darcy puede aplicarse con razonable precisión utilizando el volumen específico basado en una media de las condiciones de entrada y de salida; de otra forma se puede utilizar el factor de fricción de Weymouth..
3. Para pérdidas de presión mayores, como las que se encuentran a menudo en tuberías largas, deben utilizarse otros métodos de cálculo.

## **8.2 TUBERÍAS RECTAS <sup>14</sup>**

Para el flujo de gases en tuberías rectas, el cálculo de la caída de presión es complicado debido a la dependencia de la densidad del gas y la presión. Para grandes cambios de presión, la velocidad y la densidad del gas varían considerablemente. El teorema de Bernoulli desarrolla expresiones que predicen la caída de presión conociendo la relación entre la presión y la densidad del gas en la tubería. La representación exacta depende de las condiciones de flujo existente en la línea, las cuales usualmente varían entre adiabático e isotérmico.

En líneas cortas, la transferencia de calor es baja por lo que el flujo es esencialmente adiabático. El balance de energía y la ecuación de Bernoulli para flujo adiabático y gas ideal se muestra a continuación.

$$\frac{4fL}{d} = \frac{1}{2k} \left[ \frac{2kg_c P_1}{G^2 v_1} + (k-1) \right] \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right] + \frac{k+1}{2k} \ln \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^2 \quad (29)$$

$$\frac{P_2 v_2}{P_1 v_1} = \frac{T_2}{T_1} = 1 + \left[ \frac{(k-1)G^2 v_1}{k2g_c P_1} \right] \left[ 1 - \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] \quad (30)$$

donde:

G: Velocidad másica, lb/seg

k : Relación de capacidades caloríficas, adim.

<sub>1,2</sub>: Condiciones aguas arriba y aguas debajo de la tubería, respectivamente.

Para tuberías largas, el flujo se aproxima mucho a las condiciones isotérmicas. El resultado del teorema de Bernoulli y el balance de energía para un gas ideal e isotérmico se muestra a continuación:<sup>14</sup>

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1 v_1} = \left[ \frac{4fLG^2}{g_c d} \right] \left[ 1 + \frac{d}{2fL} \ln \left( \frac{P_1}{P_2} \right) \right] \quad (31)$$

Para tuberías muy largas, el segundo término de la ecuación 33 se simplifica excepto cuando en la línea existe una gran caída de presión, quedando de la siguiente manera:

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_1 v_1} = \left[ \frac{4fLG^2}{g_c d} \right] \quad (32)$$

Esta es la forma básica de la fórmula de Weymouth o la ecuación de Panhandle para líneas de flujo de gas. La fórmula de Weymouth y la de Panhandle se derivan de la misma ecuación pero difieren en la selección de datos usados para determinar los factores de fricción.<sup>14</sup>

El factor de fricción de Weymouth se define como:

$$f = \frac{0.032}{d^{1/3}} \quad (33)$$

Éste coincide con el factor de fricción de Moody solamente para flujo completamente turbulento en tuberías de 20 pulgadas de diámetro interior. Sin embargo, los factores de fricción de Weymouth son mayores que los de Moody para pasos inferiores a los de 20 pulgadas y más pequeños para pasos superiores a 20 pulgadas.<sup>14</sup>

En la escala de flujos a que se limita la fórmula de Panhandle, se tienen factores de fricción inferiores a los obtenidos a partir de los datos de Moody así como para la fórmula de fricción de Weymouth. En consecuencia, los caudales obtenidos por la fórmula de Panhandle son normalmente mayores que los obtenidos por la fórmula simplificada para flujo compresible, con los factores de fricción de Moody o la fórmula de Weymouth.<sup>14</sup>

Las ecuaciones 29, 30, 31 y 32 se basan en las siguientes hipótesis:

- ☞ Flujo isotérmico.
- ☞ No se aporta ni se realiza trabajo mecánico sobre o por el sistema.
- ☞ La velocidad de flujo o descarga permanece constante con el tiempo.
- ☞ El gas responde a las leyes de los gases perfectos.
- ☞ La velocidad puede ser representada por la velocidad media en una sección.

- ☞ El factor de fricción es constante a lo largo de la tubería.
- ☞ La tubería es recta y horizontal entre los puntos extremos.
- ☞ En tuberías largas se puede despreciar la aceleración.

### 8.3 FLUJO LÍMITE DE GASES Y VAPORES<sup>8</sup>

El caudal en peso de un fluido compresible que pasa por una tubería con una determinada presión en la entrada, se aproxima a un cierto valor máximo que no puede ser superado por más que se reduzca la presión en la salida.

La velocidad máxima de un fluido compresible en una tubería está limitada por la velocidad de propagación de una onda de presión que se mueve a la velocidad del sonido en el fluido. Como la presión decrece y la velocidad se incrementa a medida que el fluido se mueve corriente abajo por una tubería de sección constante, la velocidad máxima aparece en el extremo de salida de la tubería. Si la pérdida de presión es muy alta, la velocidad de salida coincide con la velocidad del sonido. Al reducir aún más la presión en la salida, no se detecta corriente arriba ya que la onda de presión sólo se mueve a la velocidad del sonido y la señal no se traslada corriente arriba. El exceso de caída de presión obtenido al reducir la presión en el exterior después de haber alcanzado el máximo de descarga se produce más allá del extremo de la tubería. Esta presión se disipa en ondas de choque y turbulencias del fluido saliente.

La velocidad máxima en una tubería es la velocidad sónica, expresada como:

$$v_s = \sqrt{\frac{Kg_c RT}{M}} \quad (34)$$

donde:

vs: Velocidad sónica, pie/seg

K : Módulo de elasticidad de la masa del fluido, lbf / pie<sup>2</sup>

$g_c$  : Constante dimensional, lb pie / lbf seg<sup>2</sup>

$R$  : Constante de los gases, lbf pie / mol °R

$T$  : Temperatura absoluta, °R

Esta velocidad aparece en el extremo de salida o en una reducción de sección, cuando la caída de presión es muy alta.

## **8.4 PÉRDIDA DE PRESIÓN DEBIDO A VÁLVULAS Y ACCESORIOS**

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional.

### ***8.4.1 Medidores de carga***

Cuando se coloca una constricción en un canal cerrado que porta una corriente de fluido, se registrará un aumento de velocidad y, por ende, un incremento en la energía cinética en el punto de constricción. Según el balance de energía, dado por el teorema de Bernoulli, debe existir una reducción de presión correspondiente. La velocidad de descarga de la constricción puede calcularse si se conoce esta reducción de presión, el área disponible para el flujo en la constricción, la densidad del fluido y el coeficiente de descarga  $C$ . Este último se define como la razón entre el flujo real y el flujo teórico y permite un margen de seguridad para la contracción de la corriente y los efectos de fricción.<sup>13</sup>

Los medidores de carga más comunes son los Medidores Venturi, las Boquillas para Flujo y los Medidores de Orificio.<sup>5</sup>

#### **8.4.1.1 Medidores de Orificio**

Las placas de orificios se utilizan para medir caudales y también para restringir el flujo. Se usan normalmente en sistemas de tuberías como aparatos de medición y se instalan con bridas generalmente de acuerdo con la ASME o con otras especificaciones de normas.<sup>8</sup>

El flujo de cualquier fluido por un orificio, cualquiera que sea la velocidad de avenida, puede expresarse por la ecuación 35.

$$W = CdA\sqrt{2gh_L} \quad (35)$$

donde:

W : Flujo volumétrico, pie<sup>3</sup>/seg

Cd : Coeficiente de descarga, adim

A : Área de la sección transversal del orificio, pie<sup>2</sup>

g : Aceleración de gravedad = 32.2 pie/seg<sup>2</sup>

h<sub>L</sub> : Altura estática diferencial medida, pie de fluido

La velocidad de avenida puede tener un considerable efecto en la cantidad descargada a través de un orificio. El factor corrector para la velocidad de avenida es la ecuación 36.

$$\frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \quad (36)$$

donde:

$\beta$  : Relación entre el diámetro de la tubería y el diámetro del orificio, adim.

Al incorporarse el factor de corrección de la velocidad de avenida en la ecuación 35 queda la siguiente expresión:

$$W = \frac{CdA}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2gh_L} \quad (37)$$

La cantidad

$$\frac{CdA}{\sqrt{1-\beta^4}}$$

se define como el coeficiente de flujo  $C$ . El uso del coeficiente  $C$  elimina la necesidad de calcular la velocidad de avenida, y la ecuación 37 queda como:

$$W = CA\sqrt{2gh_L} = CA\sqrt{\frac{2g(144)\Delta P}{\rho}} \quad (38)$$

donde:

$\Delta P$  : Diferencia de presión entre dos agujeros roscados en la tubería situados a 1 diámetro antes y 0.5 diámetros después del orificio, psi.

$\rho$  : densidad del fluido, lb/ pie<sup>3</sup>

El coeficiente de flujo  $C$  se representa a partir de los diferentes números de Reynolds, basados en los diámetros internos de la tubería de entrada y estos valores se encuentran tabulados.

### 8.4.2 Flujo de gases y vapores<sup>8</sup>

La descarga de fluidos compresibles en toberas y orificios puede expresarse mediante la misma ecuación usada para líquidos, excepto que debe incluirse el factor de expansión neto  $Y$ .

$$W = YCA\sqrt{2gh_L} = YCA\sqrt{\frac{2g(144)\Delta P}{\rho}} \quad (39)$$

donde :

$Y$  : Factor de expansión, adim

El factor de expansión  $Y$  es función de:

1. La relación de calores específicos ( $k$ )
2. La relación ( $\beta$ ) entre el orificio o diámetro de garganta y el diámetro de la entrada.
3. Relación entre las presiones absolutas de salida y entrada.

## CAPÍTULO IX

### TRANSFERENCIA DE CALOR

#### 9.1 DISEÑO TÉRMICO DE EQUIPOS PARA TRANSFERENCIA DE CALOR<sup>5</sup>

El diseño debe estar consciente constantemente de la diferencia entre las condiciones idealizadas sobre las cuales se obtiene el conocimiento básico y las condiciones reales de la expresión mecánica de su diseño y ambiente. El resultado debe satisfacer requisitos operacionales y de proceso (como la disponibilidad, la flexibilidad y la posibilidad de darle mantenimiento), en forma económica, tomando en cuenta que no se deben escoger intercambiadores totalmente sobre la base del costo inicial más bajo que, con frecuencia, da como resultado deficiencias en el futuro.

##### *9.1.1 Coeficiente global de transferencia de calor<sup>5</sup>*

La ecuación básica de diseño para un intercambiador de calor es

$$dA = \frac{\delta Q}{U\Delta T} \quad (40)$$

donde:

dA: Elemento de área superficial, pie<sup>2</sup>.

δQ: Cantidad de calor que se requiere transferir, BTU/hr.

U: Coeficiente global de transferencia de calor, BTU/(hr pie<sup>2</sup>°F).

ΔT: Diferencia global de temperaturas masivas entre dos corrientes, °F.

El coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie exterior, se relaciona con los coeficientes individuales de transferencia de calor de película y con las resistencias de paredes y suciedades, mediante la ecuación 41.

$$\delta q = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{x A_o}{k_w A_{wm}} + \frac{A_o}{(h_i + R_{di}) A_i}} \quad (41)$$

donde:

$A_o$ ,  $A_i$ : Área exterior e interior de la superficie de transferencia de calor, respectivamente,  $\text{pie}^2$ .

$A_{wm}$ : Área media de la pared de retención,  $\text{pie}^2$ .

$h_i$ ,  $h_o$ : Coeficiente de película para transferencia de calor para la superficie interna y la externa, respectivamente,  $\text{BTU}/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ .

$k_w$ : Conductividad térmica del material de la pared de retención,  $(\text{BTU pie})/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ .

$R_{di}$ ,  $R_{do}$ : Resistencia a la suciedad en la superficie interna y externa,  $(\text{hr } ^\circ\text{F})/\text{BTU}$ .

$U_o$ : Coeficiente global de transferencia de calor con base a la superficie exterior,  $\text{BTU}/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ .

La ecuación 41 se puede integrar formalmente para dar el área exterior que se requiere para transferir la carga calórica total  $Q$ . Se deben conocer  $U_o$  y  $\Delta T$  en función de  $Q$ . El área de transferencia es igual a:

$$A_o = \frac{Q_T}{U_{om} \Delta T_m} \quad (42)$$

donde:

$Q_T$ : Cantidad total de calor transferido,  $\text{BTU}$

$U_{om}$ : Coeficiente global medio de transferencia de calor basado en la superficie externa,  $\text{BTU}/(\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$ .

$\Delta T_m$ : Diferencia de temperatura media,  $^\circ\text{F}$ .

### 9.1.2 Diferencia media de temperaturas<sup>5</sup>

La diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en el intercambiador de calor variará, en general, de un punto a otro. La diferencia media de temperaturas (MTD) se puede calcular a partir de las temperaturas finales de las dos corrientes, si son válidas las suposiciones siguientes:

1. Todos los elementos de una corriente dada de fluido tienen el mismo historial térmico al pasar por el intercambiador.
2. El intercambiador funciona en estado estacionario.
3. El calor específico es constante para cada corriente.
4. El coeficiente global de transferencia de calor es constante.
5. Las pérdidas de calor son despreciables.

Si el flujo de las corrientes es completamente a contracorriente o completamente en paralelo, o si una o ambas corrientes son isotérmicas, MTD correcta será la diferencia media logarítmica de temperaturas (LMTD), definida como sigue:

Flujo en contracorriente:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_2' - t_1'')}{\ln\left(\frac{t_1' - t_2''}{t_2' - t_1''}\right)} \quad (43)$$

Flujo en paralelo:

$$\Delta t_{ml} = \frac{(t_1' - t_1'') - (t_2' - t_2'')}{\ln\left(\frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''}\right)} \quad (44)$$

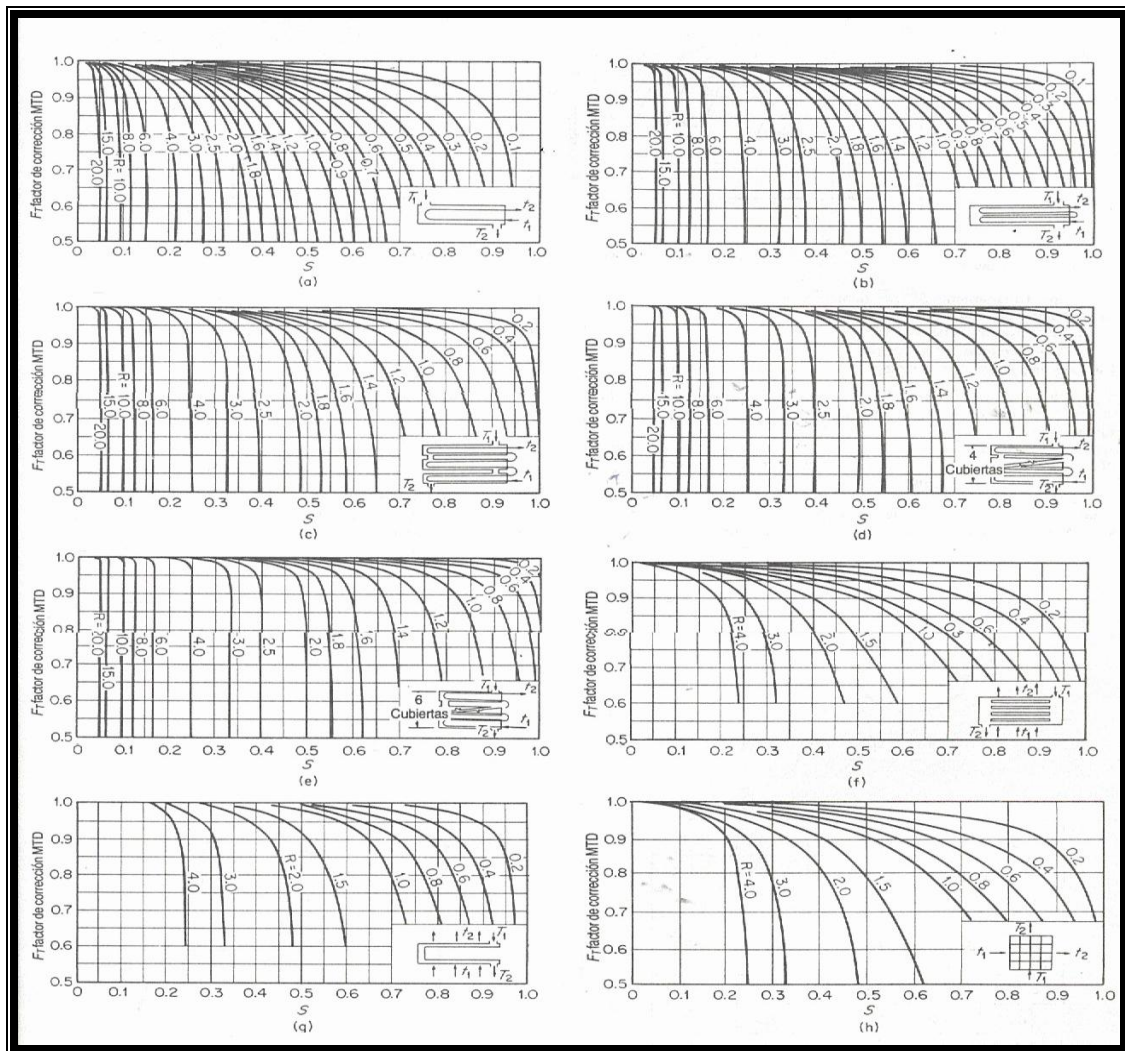
donde:

$\Delta t_{ml}$  : Diferencia media logarítmica de temperaturas, °F.

$t_1', t_2'$  : Temperaturas de entrada y salida, respectivamente, del fluido caliente, °F.

$t_1'', t_2''$  : Temperaturas de entrada y salida, respectivamente, del fluido frío, °F.

Si el patrón de flujo en el intercambiador no es completamente en paralelo o en contracorriente, será necesario aplicar un factor de corrección  $F_T$  por lo que se multiplica la LMTD para obtener la MTD apropiada.



**Figura N°8. Factores de corrección de LMTD para intercambiadores de calor.**

(a) Un paso de cubierta y dos o más pasos de tubos. (b) Dos pasos de cubierta, cuatro o más pasos de tubos. (c) Tres pasos de cubierta, seis o más pasos de tubos. (d) Cuatro pasos de cubierta, ocho o más pasos de tubos. (e) Seis pasos de cubierta, doce o más pasos de tubos. (f) Flujo transversal o cruzado un paso de cubierta, una o más hileras paralelas de tubos. (g) Flujo transversal o cruzado a dos pasos, dos hileras de tubos. (h) Flujo transversal o cruzado un paso de cubierta, un paso de tubo, los dos fluidos no se mezclan.

En la figura N°8 se muestran las gráficas de factor de corrección para intercambiadores con diferentes configuraciones. Los parámetros de entrada a todas las gráficas son los factores:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (45) \quad \text{y}$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (46)$$

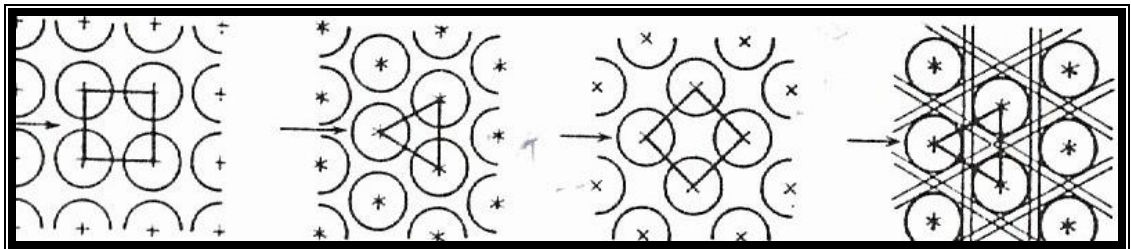
Los valores de  $F_T$  menores que 0.8 son en general inaceptables, debido a que la configuración escogida del intercambiador es ineficiente; la gráfica resulta difícil de leer con precisión y conducirá a un intercambiador termodinámicamente no funcional.

## 9.2 INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA<sup>15</sup>

La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser mejor obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

El equipo de tubo y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador, el diámetro exterior de los tubos es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador de Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

Los orificios de los tubos no pueden estar muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha del metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y éstos son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, la ventaja del espacio cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tiene pequeña caída de presión cuando el flujo fluye transversalmente como se muestra en la figura N°9.



**Figura N°9. Arreglos comunes para tubos de intercambiadores.**

El espaciado de los tubos es la menor distancia de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes se muestran en la tabla N°10.

**Tabla N°10. Espaciados de tubos más comunes.**

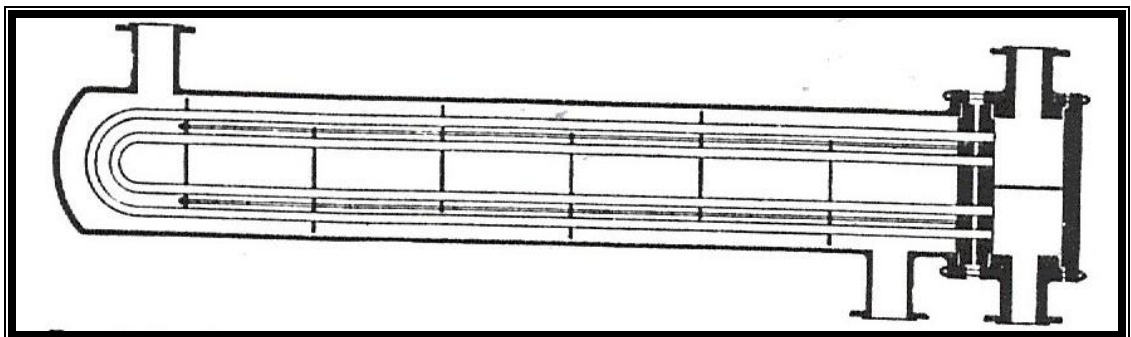
Arreglo	Espaciado (plg)	Diámetro Externo (plg)
Cuadrado	1	3/4
Cuadrado	1 ¼	1
Triangular	15/16	3/4
<b>Triangular</b>	1	3/4
Triangular	1 ¼	1

### 9.2.1 Intercambiadores con tubos en U

Estos están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en el espejo o cabezal de tubos.<sup>15</sup>

Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida y la tapa removible de la coraza. Se pueden instalar deflectores de manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triangulares. El diámetro más pequeño al cual se puede doblar un tubo sin deformar el diámetro exterior en un doblez en U, es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo. Esto significa que es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz, dependiendo de la distribución.<sup>15</sup>

Una modificación del intercambiador con tubos en U es aquel que emplea un doble cabezal de tubos estacionarios como se muestra en la figura N°11, y se usa cuando la fuga del líquido por uno de los cabezales al unirse con el otro fluido puede ocasionar serios daños por corrosión. Usando dos cabezales de tubos con una franja de aire entre ellos, cualquier fluido que se escape a través de los espejos tiene salida a la atmósfera. De esta manera, ninguna de las corrientes puede contaminar la otra como resultado de fuga, excepto cuando se corroe el tubo mismo.<sup>15</sup>



**Figura N°10. Intercambiador de tubos en U con doble cabezal.**

El diseño de tubo en U ofrece la ventaja de reducir el número de juntas. Esta característica es muy importante en la construcción para altas presiones, puesto que reduce tanto el costo inicial como el de mantenimiento. Los tubos en U han incrementado su empleo en forma significativa, gracias al desarrollo de limpiadores hidráulicos que son capaces de eliminar residuos depositados tanto en la parte recta como en la parte doblada en U de los tubos. <sup>5</sup>

### **9.3 INTERCAMBIADORES QUE USAN AGUA COMO MEDIO DE ENFRIAMIENTO<sup>15</sup>**

Las operaciones de enfriamiento que usan agua en equipo tubular son bastante comunes. A pesar de su abundancia las características de transferencia de calor del agua la separan de todos los demás fluidos. Es corrosiva al acero, particularmente cuando la temperatura de la pared de los tubos es alta y además está presente aire disuelto, por lo general se utilizan tubos de materiales no ferrosos como lo son el admiralty, latón rojo y cobre. Puesto que las corazas usualmente se fabrican de acero, el agua se maneja mejor dentro de los tubos evitándose problemas serios de corrosión del carrete o en la tapa del cabezal flotante, puesto que estas partes se hacen muy a menudo de hierro vaciado o acero vaciado. Los vaciados son relativamente pasivos al agua, y se pueden permitir grandes tolerancias para la corrosión sobre los requerimientos estructurales a un costo bastante bajo haciendo los vaciados más gruesos.

Cuando el agua se mueve a baja velocidad a través de los tubos, el lodo y la lama que resultan de la acción microbiana se adhieren a los tubos y pueden ser arrastrados para casos de altas turbulencias. En consecuencia, deben evitarse velocidades menores de 3 pies/seg en agua de enfriamiento, aún cuando en ciertas localidades se requieren velocidades mínimas de 4 pies/seg para una operación

continua. Otro factor de considerable importancia es el depósito de incrustación mineral. Cuando el agua con un contenido promedio de minerales y aire se lleva a una temperatura por encima de los 120 °F, se hace excesivo el movimiento de los tubos, y por esta razón deben evitarse temperaturas de agua a la salida por encima de 120 °F.

# CAPÍTULO X

## PAQUETES SIMULADORES

### 10.1 PROGRAMA DE SIMULACIÓN PROII-PROVISION<sup>16</sup>

El PROII de SIMSCI Inc. Es un programa de simulación de procesos de propósitos generales integrado a una interfase gráfica "amigable" (PROVISION), que le permite al usuario definir un problema y observar los resultados de los cálculos realizados.

A través de este programa se pueden modelar y optimizar procesos de transferencia de masa y calor, realizar cálculos hidráulicos en unidades de operación y tuberías y evaluar las condiciones y restricciones operacionales de equipos que incluyen intercambiadores de calor (rigurosos o no), mezcladores, columnas (despojadoras, fraccionadoras, de extracción), reactores, compresores, bombas, tambores flash, separadores trifásicos, divisores, ciclones, disolvedores, cristalizadores, entre otros, de cualquier planta química, refinadora o petroquímica. Las aplicaciones generales del programa son:

- ✓ Diseño de nuevos procesos.
- ✓ Evaluación de alternativas de configuración de plantas.
- ✓ Modernización y adaptación de plantas existentes.
- ✓ Guías para la solución de problemas de planta.
- ✓ Optimización y mejoramiento de rendimientos de plantas y seguridad de los procesos.

En la determinación de las restricciones o límites operacionales PROII es una herramienta clave, ya que permite establecer cuan sensible puede ser una variable ante cambios de otra u otras dentro del proceso. Para seleccionar las variables en

estudio se debe comprender el proceso en sí y tener bien identificados los objetivos operacionales del mismo.

A través del PROII-PROVISION se pueden modelar procesos que contemplan manejo de sólidos y polímeros. Los procesos donde se llevan a cabo las reacciones químicas y físicas de una extensa lista de componentes orgánicos e inorgánicos, datos de equilibrio de sistemas, modelos termodinámicos y algoritmos matemáticos que permiten mediante su correcta selección construir el modelo del sistema de interés. Incluso, ofrece la opción de que el usuario defina sus propios componentes incluyendo determinadas propiedades para facilitar la predicción de sus comportamientos dentro del proceso.

Para la industria de la refinación, el PRO II-PROVISION cuenta con la información termodinámica y matemática que permite modelar operaciones de destilación, craqueo catalítico, hidrocraqueo, reformado, hidrotratamiento, alquilación, isomerización, manejo de aminas, procesamiento de lubricantes, craqueo térmico (coquificación retardada) y facilidades.

Para elaborar un modelo simulado en este programa se procede de la siguiente manera:

1. *Dibujar el diagrama de flujo del proceso:* las unidades de operación se seleccionan de la barra PFD presionando el icono correspondiente y desplazando el cursor hasta el área de dibujo. Mediante otro botón, ubicado en la misma barra (streams) se interconectan las unidades de operación.
2. *Seleccionar las unidades de trabajo:* presionando el botón de las unidades en la barra de herramientas se puede seleccionar el sistema de unidades que trae por defecto el programa (inglés) o modificar las unidades de las variables a conveniencia del usuario. En los cuadros de diálogos a través de los cuales se

suministran datos operacionales para equipos o corrientes existe la opción de cambiar unidades de las variables o convertir (en algunos casos), unidades de flujo másico a volumétrico o molar y el resto de las combinaciones. En esta misma ventana se puede especificar qué variables deben reportarse en unidades absolutas y relativas.

3. *Definir los componentes del sistema:* se recomienda seleccionar los compuestos por orden de volatilidad comenzando por los livianos. Mediante la pulsación del botón correspondiente en la barra de herramientas del programa se despliega una ventana donde se listan los compuestos cuyas propiedades están dentro de la base de datos. En ese mismo cuadro, se puede acceder a la ventana donde se definen los componentes por el usuario o donde se introducen los datos de caracterización de corrientes.
4. *Seleccionar el modelo termodinámico para el cálculo de las propiedades de transporte:* pulsando el botón correspondiente para abrir la caja de diálogo, se selecciona el método termodinámico a emplear por defecto de la lista que tiene el programa, previo estudio de su compatibilidad con el proceso; así mismo, se modifican o se dejan los métodos recomendados por el paquete para el cálculo de las propiedades del transporte.
5. *Suministrar datos para las corrientes de alimentación y corrientes de reciclo:* mediante doble click en cada corriente de alimentación se debe proporcionar la información requerida en las cajas de diálogo; esto es, condiciones térmicas de la corriente, flujo y composición. Para las corrientes de reciclo se debe especificar algún estimado de flujo o condiciones térmicas con el fin de mejorar la velocidad de cálculo.

6. *Suministrar las condiciones de operación de las unidades de proceso:* haciendo doble click en la figura de cada unidad se despliega el cuadro correspondiente a través del cual se debe suministrar la información

dependiendo del equipo. Si el cuadro lo permite se fijan las especificaciones del proceso mediante la modificación de una variable asociada. Muchos datos están colocados por defecto (reflujos, propiedades), en esos casos existen casillas en las que si el usuario lo desea puede introducir el valor de una variable o dejar la que el programa trae por definición. Datos misceláneos como información descriptiva del problema, secuencia de cálculo, opciones de convergencia de ciclos, tolerancias de flujos y demás variables, las ofrece el programa por defecto; no obstante, el usuario puede modificar cada ítem, mediante los botones correspondientes en la barra de herramientas.

7. *Ejecutar la simulación:* cuando todos los datos han sido suministrados, el PROVISION mediante un código de colores indica que se puede correr la simulación. Presionando el botón correspondiente se inicia el cálculo. Los resultados se reportan en un archivo aparte que se puede abrir durante la ejecución o después de esta. En el reporte se muestran los resultados del balance de masa y de energía del sistema, las composiciones de las corrientes y un sumario de todas las precauciones y errores de convergencia en caso de haberlos. El usuario mediante la barra de herramienta tiene opción de modificar los datos que se imprimen en el reporte, adicionando información disponible que puede calcular el programa, pero que por defecto está deshabilitada.

El código de colores del programa se debe interpretar durante la fase de introducción de datos como sigue:

- ✓ Amarillo: valor de variable fuera del rango establecido por defecto y será tratado con precaución.
- ✓ Rojo: falta información estrictamente necesaria de una variable.
- ✓ Verde: el programa tomará valores por defecto de la variable.
- ✓ Azul: entrada satisfecha.

Los botones de la barra de herramientas y cuadros de diálogo a los que se asocia información faltante, satisfecha, por defecto o de precaución se colorean de acuerdo al código para notificar de esta forma al usuario el estatus de la definición del problema.

Cuando se corre una simulación, las unidades de operación y corrientes se colorean de la misma forma para indicar:

- ✓ Amarillo: no se ha ejecutado la corrida todavía.
- ✓ Rojo: no se alcanzó solución alguna para la unidad.
- ✓ Verde: unidad de cálculo.
- ✓ Azul: solución alcanzada.

## 10.2 PROGRAMA DE SIMULACIÓN INPLANT<sup>17</sup>

Inplant es un simulador para flujo de fluidos multifásico en estado estacionario que permite calcular velocidades de flujo, caídas de presión y transferencia de calor en tuberías, redes de tuberías y sistemas de alivios. Tiene aplicaciones en la industria química, petroquímica y de refinación. Se puede utilizar para examinar tuberías de proceso, sistemas de mechorrio y redes de facilidades. La interfase gráfica a través de la cual el usuario se interrelaciona con el programa se denomina Inplant GUI.

Inplant, resuelve las ecuaciones que definen la relación entre la caída de presión y caudal. Adicionalmente, calcula pérdidas de calor y ganancias en sistemas de tuberías.

Este programa fue diseñado por Simulation Sciences Inc, una compañía de invención que provee paquetes de simulación y optimización comerciales y servicios asociados para la industria petrolera, petroquímica, química y de ingeniería.

Este paquete cuenta con una amplia base de datos donde se almacenan: propiedades químicas y físicas de una extensa lista de componentes orgánicos e inorgánicos, modelos termodinámicos y algoritmos matemáticos que permiten, mediante su correcta selección, construir el modelo del sistema de interés. Incluso, ofrece la opción de que el usuario defina sus propios componentes (pseudocomponentes) incluyendo determinadas propiedades para facilitar la predicción de sus comportamientos dentro del proceso. Para predecir las propiedades de transporte, Inplant posee una librería con datos de conductividades térmicas, tensión superficial y viscosidad de líquidos y gases. Las propiedades termodinámicas que calcula el programa son valores K de equilibrio, entalpías, densidad de líquidos y vapor.

En la determinación de la caída de presión para fluidos monofásicos en tuberías y accesorios, el programa posee las correlaciones de Moody y Hazen-William y utiliza los factores de resistencia K encontrados en el Manual de Crane. En el caso de flujo bifásico, para determinar la caída de presión de las fases se multiplican las ecuaciones respectivas por un "factor de corrección para flujo en dos fases". Para estimar este factor existen dos opciones: el método HOMOGENEOUS y el CHISHOLM. Ambos modelos son efectivos; la diferencia más notoria entre uno y el otro es que para el primero el usuario no necesita especificar ninguna información más que la de entrada normal (en la definición del problema) y su simplicidad es mucho mayor comparada con el CHISHOLM.

En sistemas de tuberías, el usuario puede fijar casi cualquier combinación de presiones y flujos para que el programa calcule las variables desconocidas, a través de la resolución de las ecuaciones de caída de presión y los balances de energía. La principal condición de este programa es que el número de incógnitas no debe superar el número de nodos.

En Inplant, un sistema de tuberías se compone de líneas que involucran una fuente, un destino y uniones. Cada línea contiene una serie de dispositivos; estos son: válvulas, conexiones, tubería recta y equipos de proceso. Los dispositivos que Inplant puede manejar son: tuberías horizontales, verticales o inclinadas, conexiones como codos con una amplia variedad de ángulos, contracciones y expansiones graduales, estrangulamientos, entradas, salidas, boquillas, orificios, tes, válvulas (de diversos tipos) y venturímetros; equipos de procesos básicos como compresores (de etapa simple o multietapa), enfriadores, calentadores, inyectoras, bombas, reguladores (de presión), purgas, separadores (sólo para remover una fase del fluido) y expansores de vapor.

Para llevar a cabo el cálculo de la caída de presión y de la transferencia de calor, cada tubería es subdividida en segmentos de cálculo. El cálculo de cada

segmento toma en consideración los cabezales de velocidad, presión y de elevación, así como las pérdidas debidas a la fricción. Adicional al balance de presión para el segmento, se ejecuta un balance de energía.

El cálculo es secuencial, este se indica en la tubería de entrada donde las condiciones operacionales son conocidas. El balance de energía y momento se resuelve en forma iterativa para el primer segmento y de esta forma se determinan las condiciones al final del mismo. Las condiciones operacionales y las propiedades del flujo recientemente calculadas a la "salida" del segmento son las de entrada del segmento siguiente. El cálculo de los segmentos continúa en esa secuencia hasta que se alcanza el final (o salida) de la tubería. Sí existe otra tubería conectada a la primera, como parte de una serie, entonces los cálculos para la nueva progresan de la misma manera. Sí el dispositivo siguiente es un equipo de proceso, las condiciones calculadas a la salida de la tubería son las condiciones de entrada para el equipo. De esta forma se ejecutan las ecuaciones para resolver el equipo.

Las ecuaciones de caída de presión empleadas en el cálculo de cada segmento son iterativas por definición, debido a que la presión y la temperatura promedio son necesarias para el cálculo de las propiedades físicas del fluido requeridas por las mismas ecuaciones. Con el propósito de lograr lo anterior, Inplant utiliza un ciclo interno para la convergencia de la caída de presión y uno externo para la convergencia de entalpía. Esto se observa en la figura N°12, en el procedimiento la presión (P) y la temperatura (T) están definidas al comienzo de una longitud (L) por donde fluye una masa conocida (m). La iteración se completa cuando dentro del lazo interno, la diferencia para la presión ( $\Delta P$ ) con la calculada por la correlación ( $\Delta P_{est}$ ) es menor a un error esperado para la presión.

A través de los nodos se conectan dos o más líneas. El flujo neto de masa en cada nodo debe ser cero, debido a que el flujo proveniente de todas las fuentes debe igualar al que sale por los destinos. Los balances entre nodo y nodo forman un

conjunto de ecuaciones no lineales que deben ser resueltas numéricamente. El método que utiliza Inplant para resolver estos balances es un Newton-Raphson que se denomina Método de Solución de Balance de Presión (PBAL, siglas en inglés). Éste resuelve las derivadas numéricamente. Las presiones en una unión o destino se calculan para cada flujo entrante en la línea. La presión a través de cada línea se calcula en la dirección del flujo desde la entrada de la línea hasta la salida. Para una unión o destino con flujos entrantes múltiples y donde la presión no es fijada por el usuario las presiones en los nodos se calculan para cada línea incidente en estos. Si las presiones calculadas por balance se encuentran dentro de la tolerancia definida por el usuario, la presión en el nodo ha convergido.

Cuando el usuario fija la presión en una unión, fuente o destino, la presión en los nodos converge sólo si la calculada iguala a la fijada dentro de una tolerancia igualmente definida por éste. Si la discrepancia en las presiones no está dentro de la tolerancia en algunos nodos, el método Newton-Raphson calcula un nuevo estimado del balance de flujo en la línea y un nuevo estimado de la presión de la fuente para la iteración siguiente. Se recomienda que cada dispositivo adyacente a un nodo tenga un valor de variable fijo y uno estimado. Adicionalmente, se debe fijar al menos una presión alrededor de un nodo.

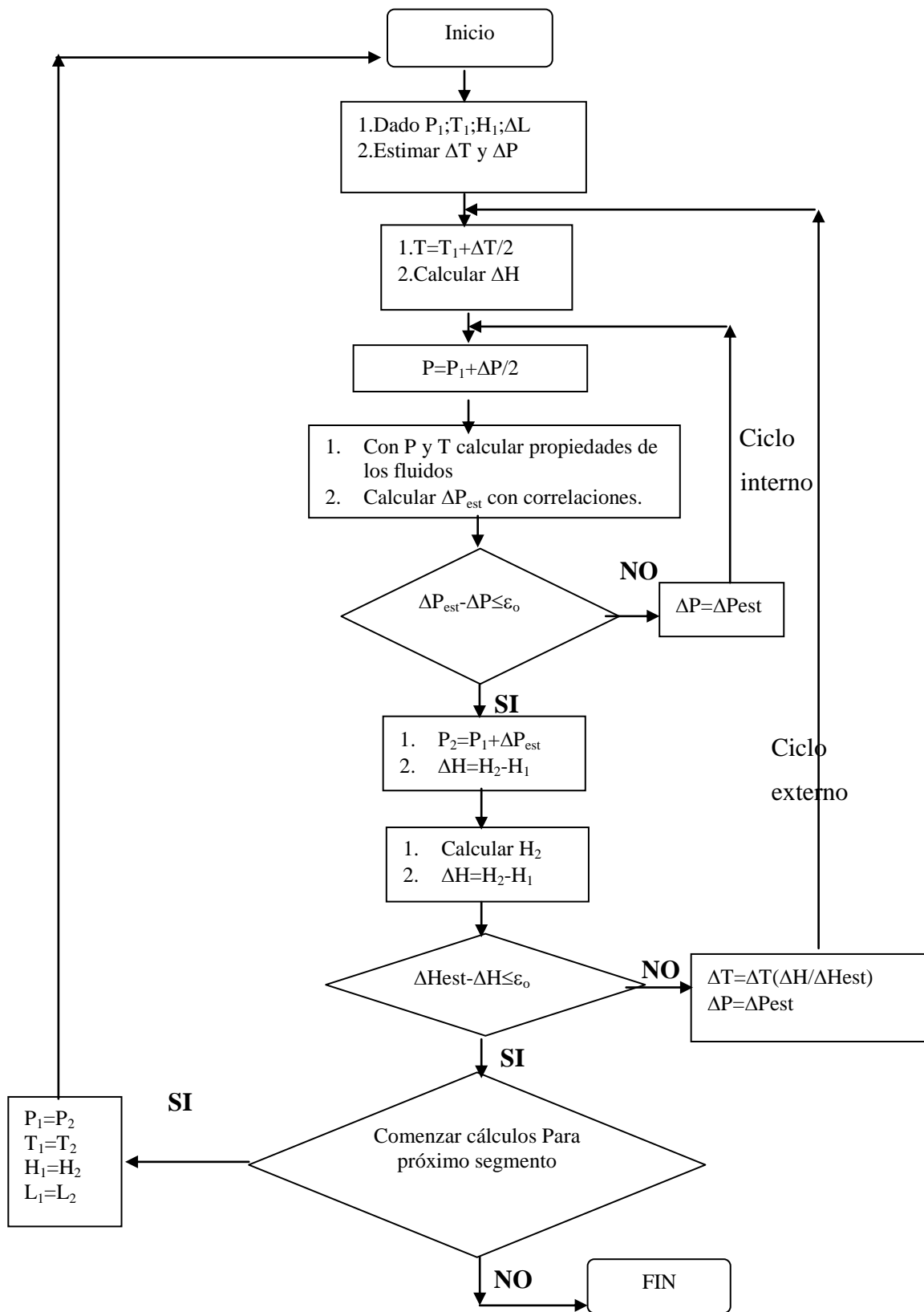


Figura N°11. Procedimiento para el cálculo de un segmento

### ***10.2.1 Método general para simular en INPLANT***

Para elaborar un modelo de simulación en este programa, se deben de seguir los siguientes pasos:

#### ***10.2.1.1 Definición del Problema***

Para la definición del problema en INPLANT se debe indicar lo siguiente:

En la tabla N° 11 se muestran los tipos de sistemas disponibles en INPLANT.

**Tabla N°11. Tipos de sistemas disponibles en INPLANT**

<b>Tipo de sistema</b>	<b>Descripción</b>
Simple	Una entrada y una salida de fluido
Red de tuberías	Múltiples entradas y salidas. Las líneas pueden formar ciclos.
Red de tuberías adiabáticas	Múltiples entradas y salidas. Las líneas pueden formar ciclos. En las entradas se fija la entalpía en lugar de la temperatura.
Sistemas de Alivio	Sistema de recolección con múltiples entradas y sólo una salida. No se permiten recirculaciones en el sistema. Se pueden realizar tres tipos de cálculos: tambores de depresurización, sistemas de mechorrios y combinación de los dos anteriores.
PVTGEN	Crea tablas para interpolar las propiedades de los fluidos con composición definida. Estas tablas pueden utilizarse para aumentar la velocidad de los cálculos.

✓ ***Tipo de Fluido:***

INPLANT posee cuatro tipos de fluido: Composicional, Fase simple de gas, Fase simple de líquido y Vapor.

Los fluidos con composición definida (composicional) pueden presentarse como una fase simple de gas o líquido; o como fluido multifásico. Este tipo de fluidos requieren de un método termodinámico para calcular el comportamiento de la fase y las propiedades físicas. Las fases simples de gas y líquido, emplean correlaciones empíricas basadas en la densidad del fluido para estimar las propiedades físicas. En el caso de vapores, se emplean tablas de vapor para determinar las propiedades físicas y el comportamiento de las fases.

✓ ***Definición de Unidades***

En este paso se debe indicar el sistema de unidades con el cual se desea introducir la data al problema. Adicionalmente se pueden indicar las unidades con las que se desean ver los resultados de la corrida. Entre los sistemas disponibles están: Petróleo, Ingles e Internacional.

✓ ***Definición de las Propiedades del Fluido***

Para fluidos con composición definida, se deben indicar los componentes y el método termodinámico que se va a emplear. Para los fluidos con composición no definida (fase simple líquida o fase simple vapor), sólo debe especificarse la densidad, y el programa calcula sus propiedades físicas mediante correlaciones empíricas.

✓ ***Selección de los Valores por Defecto***

La rugosidad y el tamaño de las tuberías puede ser fijado por defecto a fin de ahorrar tiempo al usuario definiendo estos parámetros para cada línea. La temperatura ambiental y los parámetros necesarios para los cálculos de transferencia de calor también son información que debe especificarse por defecto.

✓ ***Selección del Método de Cálculo de Caída de Presión***

Los métodos de cálculo de caída de presión disponibles en el programa, varían de acuerdo al tipo de fluido en estudio, y las fases presentes. Este puede ser global para un problema, o se puede seleccionar un método específico para cada tramo de tubería en un mismo sistema.

✓ ***Realización del Diagrama de Flujo del Sistema***

El diagrama de flujo de un sistema de tuberías en el programa se realiza de la siguiente manera:

- 1.-Definir las entradas y las salidas del sistema.
- 2.-Colocar los respectivos nodos donde se van a realizar bifurcaciones o uniones de líneas.
- 3.-Unir los diferentes nodos, entradas y salidas utilizando el cursor del mouse teniendo cuidado con la dirección del vector flujo.

✓ ***Especificación de las Líneas y Datos en las Entradas y Salidas del Sistema***

1.-Introducir a las líneas la serie de segmentos (tramos de tuberías, accesorios, equipos) correspondientes.

2.-Definir la isometría y detalles tales como rugosidad, longitud, elevaciones, etc., de cada uno de los tramos de la tubería.

✓ ***Especificación de las condiciones de diseño de accesorios y equipos.***

En este paso se definen los parámetros conocidos en las entradas y salidas permitiendo al sistema tener por lo menos un grado de libertad al momento de realizar las iteraciones y determinar las variables desconocidas.

### 10.3 HEXTRAN vs 8.01<sup>18</sup>

HEXTRAN, es un programa de simulación de procesos en estado estacionario diseñado por la Compañía Simulation Sciences<sup>®</sup>, ampliamente utilizado en la industria química y petrolera para el diseño y análisis de todo tipo de sistema de transferencia de calor. Hextran combina la tecnología de simulación para transferencia de calor con el banco de datos de propiedades físicas más grande y confiable en la industria. A través de este simulador, se puede evaluar de manera global el comportamiento de redes de intercambiadores desde la más sencilla hasta las más complejas y de intercambiadores por separado, así como diseñar dichos equipos.

HEXTRAN es ventajoso en la simulación de intercambiadores de calor ya que posee una elevada velocidad de respuesta, permite el diseño y evaluación de todo tipo de intercambiador, se puede simular también los equipos asociados a estos sistemas de transferencia de calor tales como: bombas, líneas, accesorios, separadores, mezcladores, hace cálculos rigurosos de los coeficientes de película interno y externo, y de la caída de presión.

La versión utilizada de este programa en la Refinería Amuay es la número 8, cabe destacar, que desde la versión 7 el simulador cuenta con todas las capacidades del programa de simulación PRO II para la representación de corrientes de proceso y la generación de las propiedades de transporte y termodinámicas asociadas. Por lo tanto, los métodos termodinámicos que utiliza PRO II son los mismos para HEXTRAN.

## 10.4 TOOLKIT<sup>14</sup>

Es una herramienta de cálculo diseñada por LAGOVEN S.A. en 1992, la cual permite estimar caídas de presión a través de líneas y accesorios.

### *10.4.1 Caída de Presión por Fricción en Líneas*

Esta herramienta puede ser utilizada para calcular la Caída de Presión por fricción en tubería de acero al carbono, para gases.

El programa exige que el usuario defina los siguientes parámetros:

- ✓ Flujo del fluido en las siguientes unidades: B/D @ 60°F, GPM @ condiciones de operación, GPM @ 60°F, Klb/hr.
- ✓ Densidad del fluido en lb/ft<sup>3</sup>.
- ✓ Viscosidad del fluido en cP.
- ✓ Diámetro interno de la tubería en inches.
- ✓ Rugosidad de la tubería en inches.

La hoja de cálculo contiene las siguientes tablas:

- ✓ Caída de presión por diseño típicas en psi/100 ft.
- ✓ Valores típicos para estimar longitudes equivalentes.
- ✓ Tablas de diámetro interno vs. tamaño nominal de tuberías.
- ✓ Valores de rugosidad en pulgadas según el material de la tubería.

Después de introducir la información requerida, el programa automáticamente calcula el factor de fricción utilizando el procedimiento explícito de Churchill. Dicho procedimiento funciona automáticamente tanto para flujo laminar como flujo turbulento.

# **CAPÍTULO XI**

## **METODOLOGÍA**

Con la finalidad de cumplir con los objetivos establecidos se aplicará la siguiente metodología de trabajo:

### **11.1 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE MANUALES**

Revisión bibliográfica de manuales de diseño de los sistemas de generación de aire comprimido, de donde se obtendrá la información sobre la configuración del sistema así como también la filosofía de operación del mismo y lectura de los manuales para el usuario de los simuladores INPLANT vs 3.02, PRO II con PROVISION vs. 5.1 y HEXTRAN vs 8.01.

### **11.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE PUBLICACIONES**

Revisión de documentos y evaluaciones anteriores realizadas al sistema de aire comprimido, con la finalidad de conocer las limitaciones existentes a lo largo de su operación así como la calidad del servicio.

### **11.3 ESTUDIO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO**

Comprensión, familiarización y conocimiento del sistema a través del recorrido de los compresores, tambores de aire, estaciones tumbacarga, así como también el sistema de distribución, con el fin de crear una visión clara de la configuración del sistema para de esta manera poder plantear modificaciones que eliminen las limitaciones existentes en el mismo. Además de la identificación de los diferentes subsistemas de aire: proceso, instrumento y servicio.

## **11.4 LIMITACIONES DEL SISTEMA**

Una vez conocida la filosofía de operación del sistema de aire comprimido, estudiado los antecedentes y realizado el recorrido de las instalaciones se determinarán las limitaciones existentes en el sistema.

## **11.5 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS**

Determinadas las limitaciones existentes en el sistema de compresión de aire, se plantean alternativas para mejorar la confiabilidad del sistema considerando cada restricción por separado.

## **11.6 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS**

Una vez establecidas las limitaciones del sistema, se evaluarán y seleccionarán las alternativas planteadas. Para realizar esto, se elaborará una matriz de selección considerando los siguientes criterios:

- ✓ Inversión de capital.
- ✓ Cumplimiento del criterio de diseño.
- ✓ Calidad del servicio.

## **11.7 DESARROLLO DE LA INGENIERÍA CONCEPTUAL**

Seguido de la selección las opciones para solventar cada una de las restricciones planteadas se procederá a desarrollar la ingeniería conceptual bajo el siguiente esquema:

11.7.1 Revisión de los antecedentes de la limitación a considerar.

11.7.2 Determinación de los criterios de diseño.

11.7.3 Bases de diseño.

11.7.4 Alcance de la propuesta, es decir, la medida en la cual se proporcionará solución al problema con la mejora considerada.

11.7.5 Estimado de equipos, se refiere al cálculo general de los requerimientos de las propuestas seleccionadas, tales como: capacidad y n° de equipos o unidades entre otros.

## **11.8 DESARROLLO DE LA INGENIERÍA BÁSICA.**

La ingeniería básica de las propuestas seleccionadas comprenderá la revisión de las bases de diseño, el dimensionamiento de los equipos e instalaciones necesarias para ejecutar la propuesta, Hojas de Especificación de cada equipo a instalar y los Diagramas de Proceso.

## **11.9 ESPECIFICACIONES DE PROCESO.**

Se realizará la especificación de proceso de cada mejora a desarrollar, en donde se organizará toda la información necesaria para ser aprobada por la empresa las instalaciones sugeridas.

Las especificaciones de proceso estarán basadas en:

- ✓ Alcance de la propuesta.
  
- ✓ Antecedentes.

- ✓ Justificación
- ✓ Bases de diseño
- ✓ Descripción de las instalaciones: En esta parte se resumen las características de los equipos a instalar así como los diámetros, longitudes y ubicación de cada tramo de tubería necesario.
- ✓ Ejecución de las instalaciones: Donde se definen las estrategias operacionales pertinentes a seguir durante el período de realización de las conexiones necesarias para solventar cada una de las limitaciones consideradas.
- ✓ Filosofía de operación: Se refiere a las alteraciones causadas por las modificaciones planteadas, en la filosofía de operación del sistema actual.
- ✓ Análisis de Riesgo: Se consideran las variables que pueden afectar la estabilidad operacional y física del sistema por grandes alteraciones en las mismas y se determina la manera de controlarlas.
- ✓ Estimado de costo: Se solicitará el estimado de costo de las instalaciones requeridas al personal de Proyectos Operacionales para de esta manera reportar un valor cercano de la inversión requerida.
- ✓ Diagrama de Flujo: Se realizarán los diagramas de flujo donde se representará el sistema con las modificaciones necesarias para solventar las limitaciones incluyéndose todos los medidores de flujo, válvulas de bloque, válvulas de seguridad, válvulas de control,

diámetros de líneas e identificación de cada tramo de tubería a los cuales se hace referencia en la descripción de las instalaciones.

- ✓ Hojas de especificación: Se presentarán en cada uno de las especificaciones realizadas, las hojas de especificación de los equipos, accesorios y líneas involucradas en las propuestas.

## **CAPÍTULO XII**

### **RESULTADOS Y DISCUSIONES**

Éste capítulo comprende la presentación y discusión de los resultados obtenidos durante la elaboración de este Trabajo Especial de Grado. Contiene la evaluación, selección de alternativas y el desarrollo de la ingeniería básica y conceptual de cada una de las opciones escogidas para solventar las limitaciones encontradas.

Las restricciones halladas durante el estudio del sistema de compresión de aire, fueron:

- ✓ Ausencia de un compresor de respaldo en Bloque 29.
- ✓ Insuficiente y desigual distribución de la capacidad de los secadores de aire de instrumentos en Bloque 11 y Bloque 29.
- ✓ Ausencia de un secador de aire de proceso de respaldo en Bloque 29.
- ✓ Diámetro de la línea de distribución de aire de instrumentos de Bloque 29 inferior al requerido.
- ✓ Limitación en la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752 en Bloque 11 por diferencia en presiones de diseño.
- ✓ Tambor receptor de aire en Bloque 11 (D-210) desviado.
- ✓ Líneas de salida de los tambores receptores de aire D-4619 y D-4620 en Bloque 29 independientes por lo que no permite el respaldo entre los mismos.

#### **12.1 AUSENCIA DE UN COMPRESOR DE RESPALDO EN BLOQUE 29**

La capacidad instalada de generación del Sistema de Compresión de Aire es de 24400 PCSM de los cuales se utilizan 16000 PCSM en promedio. La evaluación neumática del Sistema de Aire Comprimido reveló que el mejor perfil de presión se obtiene cuando se mantienen en operación (3) tres compresores en Bloque 11 y (1)

uno en Bloque 29 lo cual corresponde a la actual filosofía de operación del sistema de compresión de aire de la Refinería de Amuay.

En unidades de proceso del tipo de sistema de servicios tales como aire comprimido, el cual requiere una alta confiabilidad debido a la dependencia de los usuarios del producto en la continuidad del suministro, la práctica normal de usar unidades compresoras sin auxiliares no aplica, el criterio de diseño empleado por PDVSA es el de disponer de N-2 equipos para respaldo.<sup>7</sup>

Debido a que las fuentes de generación del Sistema de Compresión de Aire, se encuentran ubicadas en dos zonas distantes de la Refinería, estas se deben considerar por separado, lo cual significa que en ambos centros de generación se debe cumplir con el criterio anteriormente mencionado. En el Bloque 11, se cumple este requisito más no en Bloque 29, por lo que se plantea la necesidad de instalar un compresor adicional para respaldo en Bloque 29.

### ***12.1.1 Selección de Alternativas***

Las opciones consideradas para la restricción planteada, fueron:

- A) Comprar un nuevo compresor de la misma capacidad que el existente en BQ-29 (4000 PCSM).
- B) Trasladar un compresor desde Bloque 11 hasta Bloque 29.
  - B.1) Trasladar el compresor CM-1700.
  - B.2) Trasladar el compresor CT-1752.
  - B.3) Trasladar el compresor CT-1701.
  - B.4) Trasladar el compresor CT-1751.
- C) Comprar un compresor portátil del tipo reciprocante de inferior capacidad.

Los factores utilizados como medios comparativos para obtener la opción más favorable entre las consideradas fueron:

1. Inversión de capital.
2. Cumplimiento del criterio de diseño.
3. Calidad del servicio.

A cada opción según sus ventajas se le asignó una puntuación entre cero (0) y dos (2), obteniendo cero la más desfavorables y dos la mejor. Resultando la siguiente matriz:

	A	B	C
1	0	1	1
2	2	0	1
3	2	1	1
Total	4	2	3

La opción **A** correspondiente a la instalación de un nuevo compresor centrífugo de 4000 PCSM de capacidad y tres etapas de compresión en Bloque 29, resultó ser la más ventajosa desde el punto de vista técnico y económico, ya que aunque requiere de una mayor inversión de capital que las demás porque involucra la compra de un nuevo equipo más los gastos de instalación, proporciona mayor confiabilidad al sistema cumpliendo con los criterios de diseño impuestos por la empresa y proporcionando un servicio de mayor calidad y vida útil. Además presenta la ventaja de que en caso de falla las piezas son intercambiables entre los compresores por tratarse de la instalación de un equipo de características idénticas al que se encuentra en operación.

La opción **B** se consideró automáticamente descartada por no cumplir con el criterio de diseño de N-2 equipos disponibles en unidades de servicios industriales ya que no proporciona confiabilidad al sistema, es decir, al trasladar cualquiera de los compresores operantes en Bloque 11 hacia el Bloque 29, se deja de cumplir con el criterio N-2 en bloque 11 lo cual no genera solución al problema planteado.

La opción **C** correspondiente a la compra de un compresor portátil, no representa un verdadero respaldo para el compresor existente ya que es de inferior capacidad por lo que no podría cubrir la totalidad de la demanda de aire comprimido, esto ocasionaría problemas operacionales por cambio en la filosofía de operación, es decir, en caso de falla de la unidad instalada actualmente en el Bloque 29, se tendría que accionar el compresor disponible en Bloque 11, lo cual implica un cambio en la filosofía de operación y genera un perfil de presiones inferior al del sistema en condiciones normales.

### ***12.1.2 Criterio de diseño***

El criterio de diseño utilizado para el cálculo e instalación de la nueva unidad de compresión se estableció según las especificaciones del “Manual de diseño de PDVSA” <sup>7</sup>. Donde se fija una disponibilidad de N-2 equipos en todo sistema que sea de servicio, por esto se requiere de una unidad de compresión adicional en el Bloque 29. Este criterio fue utilizado en todas las propuestas que conforman el grupo de mejoras al sistema de aire comprimido de la Refinería de Amuay.

### ***12.1.3 Bases de diseño***

Las bases del diseño de la nueva unidad de compresión se fijaron según el “Manual de instrucciones generales de PDVSA” <sup>1</sup>. Siendo estas las siguientes:

✓ Flujo de aire seco nuevo compresor	4000PCSM
✓ Humedad Relativa del aire	81%
✓ Temperatura de bulbo seco	90°F
✓ Temperatura de bulbo húmedo	85°F
✓ Presión atmosférica	14.7Psia
✓ Temperatura del aire de instrumentos en Conversión	50°F
✓ Presión del aire de instrumentos en BQ-29	80 Psig (máx)
✓ Temperatura del aire de proceso	95°F
✓ Presión del aire de proceso en BQ-29	90 Psig(max)
✓ Temperatura del aire de servicio	110°F
✓ Presión del aire de servicio en BQ-29	90 Psig
✓ Viscosidad del aire @ 110°F y 90 Psig	0.019 cP
✓ Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	85°F
✓ Temperatura máxima de retorno del agua de enfriamiento	120°F
✓ Presión de entrada del agua de enfriamiento	55 Psig
✓ Espesor recubrimiento interno con concreto	0.25 plg
✓ Rugosidad absoluta de las líneas de agua de enfriamiento	0.01 plg
✓ Rugosidad de las líneas de acero comercial	0.002 plg
✓ Frecuencia de la energía eléctrica disponible	60 Htz
✓ Tensión	2300 Volt
✓ Número de fases	3

#### ***12.1.4 Ubicación del Compresor***

La nueva unidad de compresión estará ubicada en el Bloque 29, al lado del compresor CM-4602. Considerando que este punto cuenta con buena iluminación, amplios espacios laterales y superiores lo cual facilita la inspección y el mantenimiento. Además, se encuentra cerca de las fuentes de servicio (electricidad y agua de enfriamiento).<sup>3</sup>

### ***12.1.5 Elemento motor del nuevo compresor***

Se seleccionó el elemento motor del compresor entre turbina a vapor y motor eléctrico considerando que el C-4601 (compresor que opera actualmente para el servicio de aire comprimido) trabaja con turbina a vapor. Se escogió el motor eléctrico con la finalidad de poder prestar servicio en caso de fallas en el sistema de vapor de la Refinería.

### ***12.1.6 Características de la nueva unidad de compresión***

Tal y como se indicó en el capítulo VI, las características que se reflejan a la hora de especificar un compresor centrífugo son: el flujo, las condiciones de entrada al compresor, peso molecular del gas, humedad relativa, compresibilidad, condiciones a la descarga, potencia requerida, cabezal politrópico y eficiencia politrópica. La mayoría de estas, fueron definidas en las bases de diseño, quedando el cabezal politrópico y la potencia por especificar.

Los cálculos pertinentes se realizaron según el *Manual de diseño de Procesos. Compresores* PDVSA, siendo estos los siguientes:

- ✓ Fijación de la capacidad de la nueva unidad de compresión acorde con el requerimiento. En este caso como la unidad se diseñó para propósitos de respaldo lo más conveniente fue que la capacidad de la nueva unidad fuese igual a la del compresor que se encuentra en operación.
- ✓ Cálculo de la eficiencia Politrópica del compresor, la cual se obtiene a través de un gráfico (ver anexo 6) una vez conocido el flujo volumétrico que maneja el compresor.
- ✓ Estimación de la Temperatura a la descarga de la unidad.
- ✓ Cabezal Politrópico.
- ✓ Potencia de Gas.

El método de compresión utilizado fue el politrópico, ya que este admite que el nivel de entropía cambia realmente durante la compresión de los gases reales en compresores comerciales, debido a la ineficiencia del proceso de compresión y a la desviación del comportamiento del gas perfecto.<sup>7</sup>

Adicionalmente, se simuló el compresor centrífugo de tres etapas en el paquete PRO II con PROVISION versión 5.1, siguiendo los pasos especificados en el capítulo X. Para la simulación se seleccionó el modelo termodinámico de Soave Redlich Kwong ya que se asemejó más que los otros modelos disponibles, a las características físicas, químicas y operacionales del sistema. En el apéndice B se encuentran los datos de entrada de la simulación.

En la tabla N°12, se muestran los resultados de la simulación en PRO II versión 5.1 de la unidad de compresión y los cálculos realizados por etapa de compresión para validar dicha simulación.

**Tabla N° 12. Validación de la simulación del compresor**

	<b>1<sup>era</sup> Etapa de Compresión</b>		<b>2<sup>da</sup> Etapa de Compresión</b>		<b>3<sup>era</sup> Etapa de Compresión</b>	
	<i>Cálculo</i>	<i>Simulación</i>	<i>Cálculo</i>	<i>Simulación</i>	<i>Cálculo</i>	<i>Simulación</i>
<i>Temperatura de descarga, °F</i>	265.54	266.39	266.18	266.39	297.74	296.40
<i>Cabezal politrópico, pie</i>	24149.1	24437.32	24167.7	24443.58	28317.6	28652.41
<i>Potencia de compresión, hp</i>	215.04	226.22	215.51	226.28	240.5	265.24

Los valores obtenidos por las dos vías de cálculo, resultan muy similares tanto para la temperatura de descarga de cada etapa de compresión como para el cabezal politrópico, presentando un porcentaje de desviación inferior al 1.2%. Para la potencia, como se puede observar los valores son del mismo orden de magnitud y presentan una desviación menor al 9%, esta diferencia se debe a que las consideraciones por pérdidas mecánicas realizadas durante el cálculo, son valores aproximados. Debido a que los porcentajes de desviación se consideraron aceptables, se especificó la unidad de compresión con los valores obtenidos en la simulación.

Es importante resaltar, que durante la fase de ingeniería de detalle se deben comparar todos los aspectos que dependen de la temperatura de descarga con los valores suministrados por el suplidor del compresor.

#### ***12.1.7 Conexión al sistema de aire***

La ingeniería básica de la instalación del nuevo compresor de aire en bloque 29, incluyó la selección del punto de conexión del equipo a la red de aire. Dicha selección se realizó una vez efectuado el seguimiento de las líneas que conforman el sistema de compresión de aire en Bloque 29.

En la figura N° 12, se presenta un esquema de la distribución de los compresores en Bloque 29, la ubicación de la nueva unidad (C-4603) y las nuevas instalaciones, las cuales se describen a continuación:

- ✓ Tramo **AB** correspondiente a la succión de aire del compresor. Debe ser especificado por el fabricante.
  
- ✓ Tramo **CD** de 8 pulgadas de diámetro y 10 pies de longitud aproximada con su respectiva válvula de retención y válvula de bloqueo, correspondiente a la descarga del nuevo compresor. Se debe instalar en esta nueva línea,

específicamente entre la válvula de retención y la válvula de bloqueo un medidor de flujo del tipo **placa de orificio** de 3.914 pulgadas de diámetro (orificio).

- ✓ Tramo **EF** de 4 pulgadas de diámetro y 4 pies de longitud aproximada que incluye válvula de bloqueo de 4 pulgadas de diámetro y válvula de seguridad de 3×4 pulgadas para ventear el compresor a la atmósfera.
- ✓ Tramo **GH** de 4 pulgadas de diámetro y 10 pies de longitud aproximada, el cual incluye válvula de bloqueo.
- ✓ El fabricante del compresor deberá especificar los 2 enfriadores para las etapas intermedias, el post-enfriador, los enfriadores para aceite lubricante, la válvula de control a la succión, válvula de control anti oleaje y los filtros de aire ya que se requieren datos como la curva del compresor para poder realizar los cálculos pertinentes.

Cabe destacar que se seleccionó el punto de conexión del nuevo compresor a la línea de descarga del CT-4601, manteniendo la versatilidad del sistema ya que las unidades de compresión que allí operan (CT-4601 y CM-4602), pueden descargar a los dos tambores existentes (D-4619 y D-4620) según se desee.

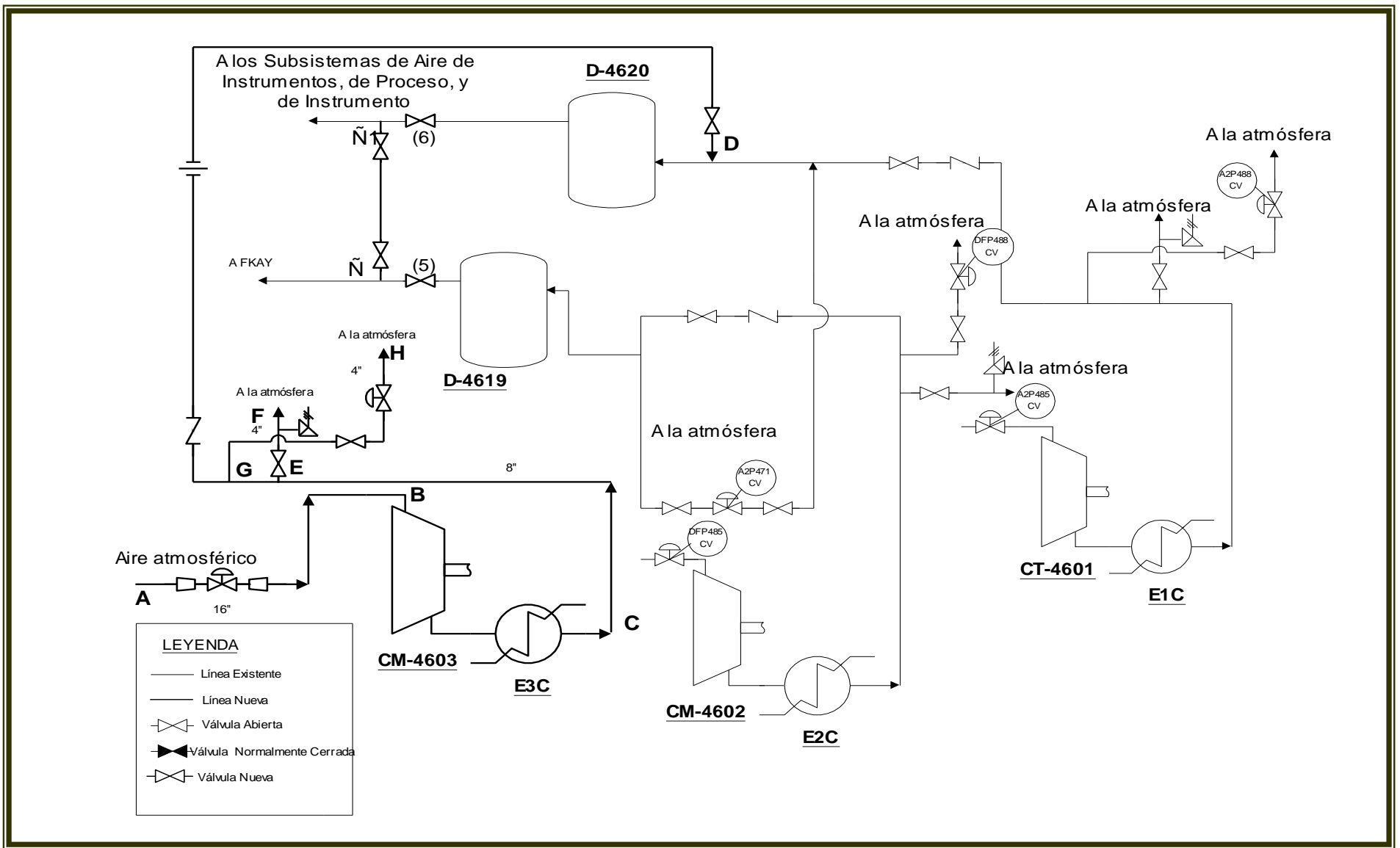


Figura N°12 . Diagrama de los compresores en Bloque 29.

### ***12.1.8 Conexiones al sistema de agua de enfriamiento***

El nuevo compresor es del tipo centrífugo interenfriado cuyo medio de enfriamiento será agua salada, por esto se hace necesario conectar el compresor al sistema de agua de enfriamiento. Las instalaciones que suministrarán agua de enfriamiento al nuevo compresor se muestran en la figura 13 y consisten en:

- ✓ Tramo **IJ** de 6 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 30 pies de longitud aproximada desde la toma del cabezal de 8 pulgadas de diámetro del compresor C-4601 hasta la contracción de flujo en la toma del nuevo compresor. Se requiere instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo para permitir el paso de agua de enfriamiento únicamente cuando sea necesario colocar el compresor de respaldo en operación. Adicionalmente se debe instalar una reducción de 6 × 4 pulgadas de diámetro en la línea.
  
- ✓ Tramo **KL** de 4 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 8 pies de longitud aproximada desde la contracción de la línea de 6×4 pulgadas de diámetro hasta la entrada de los enfriadores interetapa E3A/B/C. Se necesita instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo la cual corresponde a la entrada normal del agua de enfriamiento a los enfriadores interetapas y post-enfriador.
  
- ✓ Tramo **MP** de 4 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 7 pies de longitud aproximada. Dicho tramo corresponde a la salida normal del agua de enfriamiento e incluye una válvula de bloqueo justo a la salida del intercambiador y otra válvula de bloqueo correspondiente a la salida normal del agua de enfriamiento.
  
- ✓ Tramo **KN** de 4 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 3 pies de longitud aproximada el cual permite el paso del agua de enfriamiento

para el retrolavado de los intercambiadores. Incluye una válvula de bloqueo para restringir el flujo en esta dirección.

- ✓ Tramo **OQ** de 4 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 5 pies de longitud aproximada con su respectiva válvula de bloqueo y una expansión en el punto **Q** de 4×6 pulgadas de diámetro para permitir la salida de agua de lavado en contra flujo.
- ✓ Tramo **QR** de 6 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 30 pies de longitud aproximada con su respectiva válvula de bloqueo, para conectar con la línea de salida del agua de enfriamiento del compresor C-4601.
- ✓ Tramo **ST** de 2 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 10 pies de longitud aproximada con su respectiva válvula de bloqueo, desde la entrada del primer enfriador interetapa hasta el enfriador de aceite lubricante del nuevo compresor.
- ✓ Tramo **UW** de 2 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 10 pies de longitud aproximada con su respectiva válvula de bloqueo, desde la salida del enfriador de aceite lubricante hasta el drenaje del agua de enfriamiento.
- ✓ Tramo **VZ** de 2 pulgadas de diámetro con recubrimiento interno de concreto y 4 pies de longitud aproximada correspondiente a la salida del agua de enfriamiento proveniente de los E-4603 A/B. Instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo.

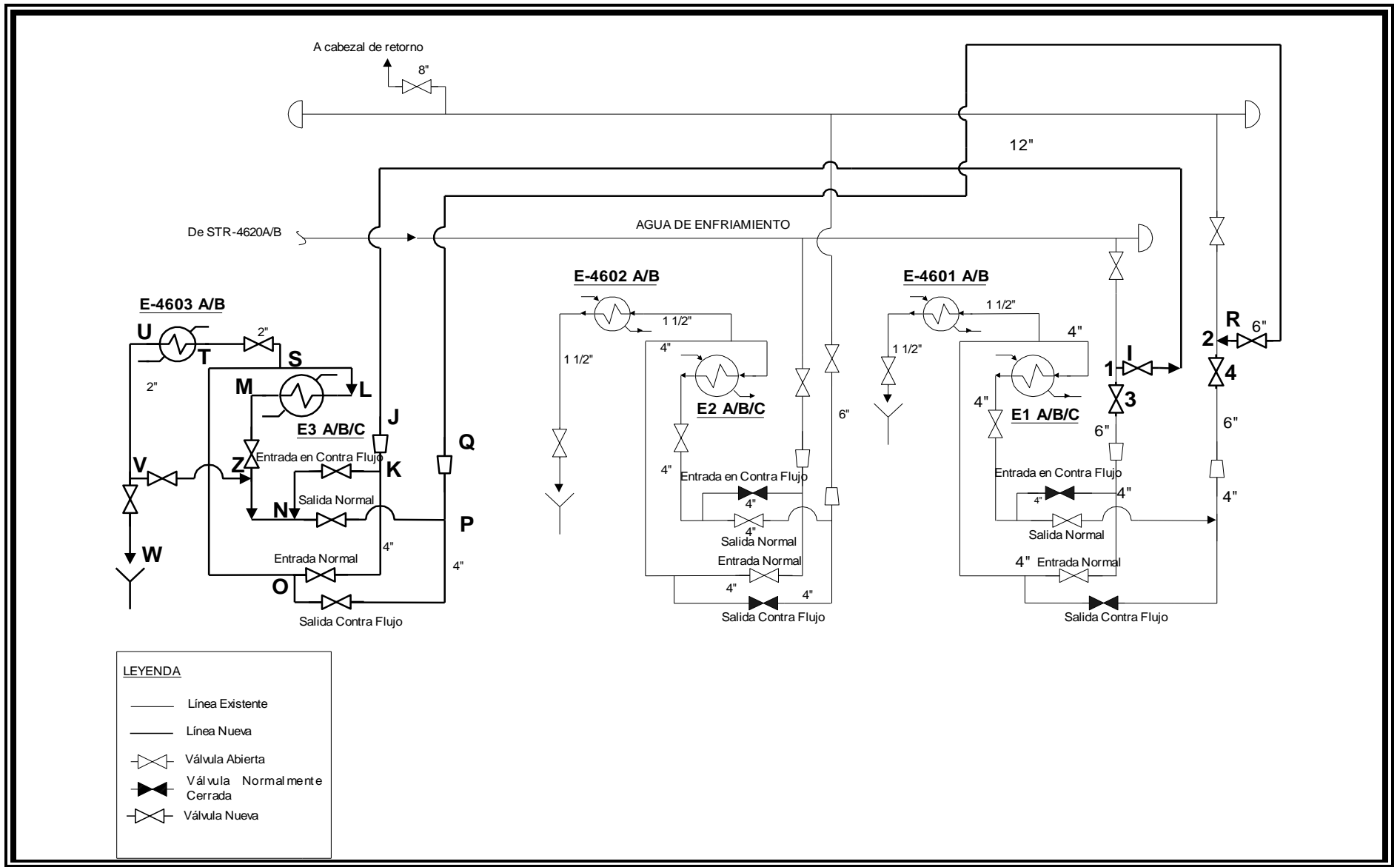


Figura N° 13. Conexiones al sistema de agua de enfriamiento.

Se requiere adicionalmente, instalar válvulas de bloqueo de 6 pulg  $\phi$  en las líneas existentes de entrada y salida del agua de enfriamiento del C-4601 (puntos 3 y 4) después de la conexión de las nuevas instalaciones ya que se hace imposible aislar al compresor C-4601 del sistema de agua de enfriamiento.

Todas las líneas a instalar requieren de un recubrimiento interno de concreto, con la finalidad de evitar la corrosión debido a al agua salada.

Como se puede observar en la figura N°13, las líneas que conforman las nuevas instalaciones para el suministro de agua de enfriamiento al compresor C-4603 (nuevo), poseen diámetros iguales a las líneas que actualmente se encuentran en operación en el C-4603, ya que se trata de una unidad de respaldo que conserva las características del C-4601 y por esto presenta los mismos requerimientos.

El diámetro del segmento **IJ** correspondiente a la línea de entrada del agua de enfriamiento al nuevo compresor (ver figura N°13), es igual al correspondiente para el compresor C-4601 (6 pulg), ya que a pesar de tratarse de un tramo más largo, la caída de presión en el mismo es despreciable como se puede observar en la tabla 13, por lo que no se justifica la inversión para una línea de diámetro mayor (8 plg).

**Tabla N° 13. Diámetro de la línea de suministro de agua de enfriamiento**

<b>Diámetro (pulg)</b>	<b><math>\Delta P</math> (psi)</b>
6	1.36
8	0.26

### 12.1.9 Medidor de flujo y válvula de seguridad del nuevo compresor de aire

Tal como se aprecia en la figura 12, en la descarga del compresor C-4603 se requiere instalar un medidor de flujo del tipo placa de orificio para poder contabilizar el aire que descarga el compresor y una válvula de seguridad con la finalidad de poder ventear el compresor a la atmósfera cuando sea necesario.

En la tabla 14, se aprecian diferentes diámetros de orificio calculados para manejar el flujo a la descarga del compresor (4000 PCSM) variando la caída de presión del medidor. Seleccionándose la placa cuyo diámetro de orificio es 3.914 pulgadas calibrada en 100 plg de H<sub>2</sub>O por presentar una relación  $\beta$  de 0.49. Según recomendaciones del Departamento de Instrumentación de la refinería de Amuay, el rango óptimo para las relaciones de diámetro es de 0.5 a 0.6, ya que valores de  $\beta$  por debajo de 0.4 pueden convertirse fácilmente en una restricción para pequeños incrementos del flujo donde se puede generar una caída de presión muy grande, igualmente aquellos valores de  $\beta$  por encima de 0.7 generan problemas de precisión en el instrumento.

En la Refinería de Amuay se prefiere trabajar en la medida de lo posible, con  $\Delta P$  de 100 plg de H<sub>2</sub>O, ya que proporciona mayor flexibilidad a la hora de calibrar el instrumento por aumento o descenso del flujo a manejar.

**Tabla N°14. Medidor de flujo a la descarga del compresor C-4603**

	$\Delta P$ (Pulg de H <sub>2</sub> O)				
	20	50	100	200	250
Diámetro del orificio (plg)	5.546	4.5792	3.914	3.3274	0.395
Relación $\beta$	0.695	0.5737	0.49041	0.4169	0.395

**Válvula de Seguridad;** el objetivo principal de una válvula de seguridad, es proteger el sistema en situaciones de sobre presión. En éste caso particular se seleccionó una válvula simple por ser aplicable cuando el sistema se alivia con un solo dispositivo.

Para especificar la válvula de alivio se cálculo la presión de flujo una vez conocido el porcentaje de sobrepresión correspondiente al diseño por cierre inadvertido de la válvula, se obtuvo el área efectiva requerida por la válvula de alivio siguiéndose lo especificado en la norma API 520 y posteriormente se seleccionó el tipo de orificio según las cartas API. Una vez conocido esto se especificó la válvula de alivio según catálogos “*Consolidated Safety Relief Valves*”. (Ver anexos 5 y 6)

Las características de la válvula de alivio requerida por el compresor C-4603 se presentan en la tabla N°15, a continuación:

**Tabla N°15. Características de la válvula de alivio del compresor.**

Área efectiva requerida de descarga, plg <sup>2</sup>	1.503
Área estándar del orificio requerido, plg <sup>2</sup>	1.838
Modelo de la válvula	1905 Kc
Tamaño de la válvula (entrada y salida)	3 x 4
Presión de ajuste, Psig	150
Contrapresión nominal, Psia	179.7
Contrapresión superimpuesta, Psig	0

Los dos valores de área reportados en la tabla N°15, se refieren al orificio de descarga de la válvula. El área estándar se refiere al valor disponible en el mercado el cual debe ser igual o mayor al calculado, de lo contrario la válvula no tendrá la capacidad de alivio requerida.<sup>19</sup>

El modelo de la válvula de alivio es el correspondiente a la presión de ajuste y la temperatura del fluido que manejará dicho dispositivo según el catálogo de “Consolidated”.

La contrapresión superimpuesta es 0 Psig, ya que la válvula descarga a la atmósfera y la presión de ajuste es 150 Psig ya que debe ser igual al “rating” de la línea donde se instalará la válvula.

### 12.1.10 Ejecución de las instalaciones

La estrategia operacional planteada para realizar las conexiones necesarias consiste en:

- ✓ Sacar de operación el tambor D-4620 (ver figura 12) para realizar las conexiones tanto de agua de enfriamiento como las de aire, en este momento el aire de instrumentos y de servicio serán suministrados por Bloque 11 y el aire de proceso por el C-4602.
- ✓ Despresurizar la línea de aire desde la descarga del C-4601 hasta el D-4620 para realizar corte en frío en el **punto D**, donde se conectará la nueva línea a la descarga de los compresores que va hacia el tambor D-4620.

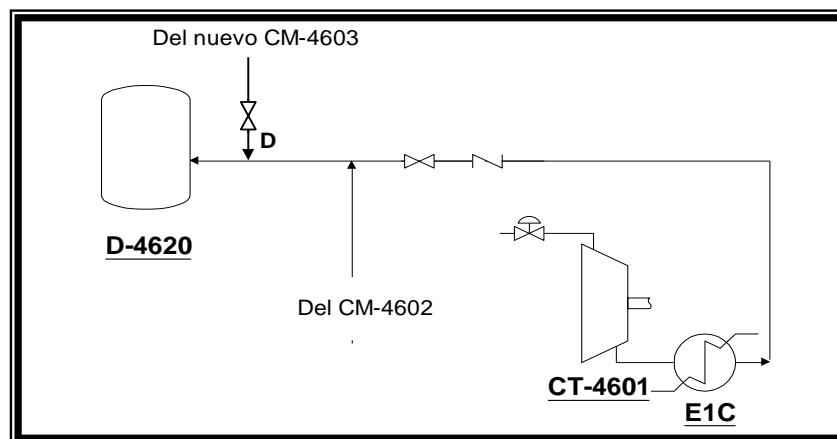
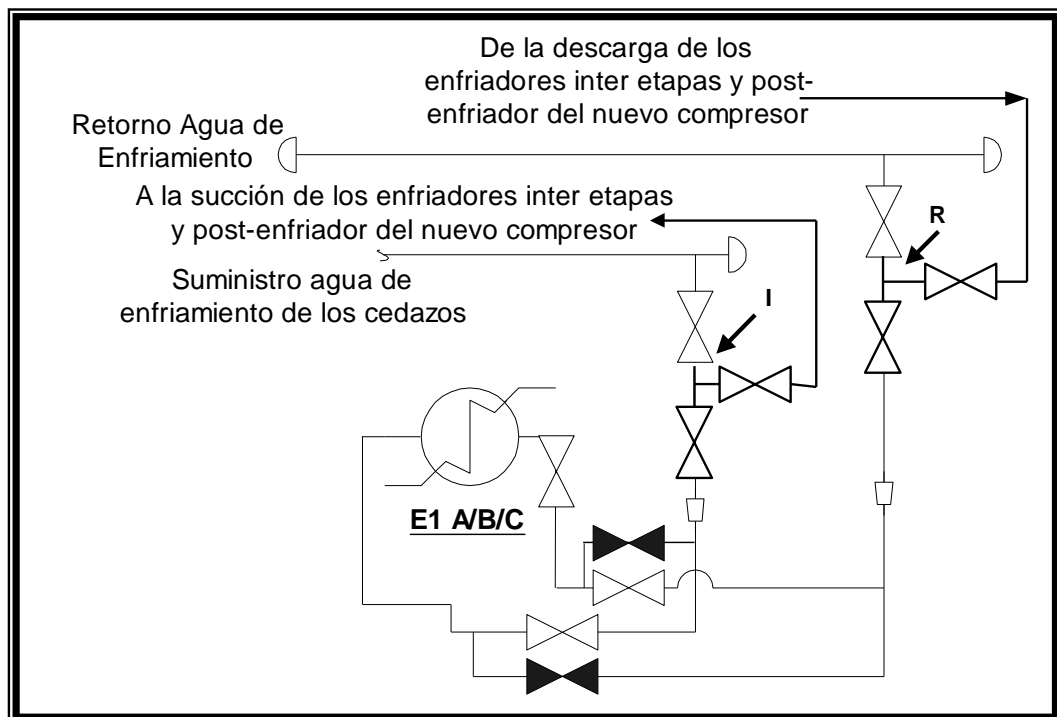


Figura N°14. Punto de conexión de la descarga del CM-4603 y CT-4601

- ✓ Drenar las líneas de succión y descarga del agua de enfriamiento del C-4601 para realizar cortes en frío en las mismas. (Ver figura 15)
- ✓ Instalar en el **punto I** una válvula de bloqueo de 6"φ. (Ver figura 15)
- ✓ Instalar en el **punto R** una válvula de 6"φ, en este punto se conectará la salida del agua de enfriamiento del nuevo compresor con la del C-4601. (Figura 15)



**Figura N° 15. Cabezales de agua de enfriamiento**

Una vez ejecutadas las acciones descritas anteriormente, se debe colocar en servicio el compresor CT-4601 y el tambor D-4620 de esta manera se podrá suplir aire comprimido desde Bloque 29 nuevamente.

Para efectuar estas conexiones se debe solicitar el compresor CM-4602 a FKAY por un lapso de tiempo determinado, considerando que se realizarán cortes en

líneas de agua de enfriamiento lo cual involucra restaurar el recubrimiento interno de concreto en las mismas.

#### ***12.1.11 Filosofía de operación del sistema con las modificaciones recomendadas***

En vista que las nuevas facilidades propuestas son fundamentalmente respaldo de las existentes, en términos generales no hay cambio en la filosofía de operación del sistema de suministro de aire comprimido. Sin embargo, la facilidad de un compresor adicional permite variar los escenarios bajo los cuales puede operar el Sistema de Aire Comprimido. El objetivo principal de esta nueva unidad de compresión es respaldar al CT-4601 en caso de falla. Adicionalmente este nuevo compresor podrá respaldar al CM-4602 siempre y cuando no se requiera para el Sistema de Aire Comprimido.

#### ***12.1.12 Análisis de Riesgo***

Con las instalaciones propuestas no existe riesgo adicional, ya que constituye un sistema de respaldo. Sin embargo, las situaciones de riesgo que pudieran presentarse son las siguientes:

La temperatura del aire comprimido a la descarga del compresor puede alcanzar valores elevados en caso de aumento de carga o ineficiencia de los enfriadores de etapas intermedias, en estos casos la indicación de temperatura en la línea de descarga o en el tambor debe ser traducida en una disminución en la carga del compresor a través de un sistema de control que envíe una orden a la válvula reguladora de presión en la succión del mismo.

La presión máxima que pudieran alcanzar en casos extremos las nuevas instalaciones será 150 Psig, por lo que en la línea de descarga del compresor se deberá instalar una válvula de seguridad como parte de los sistemas de protección de la Unidad.

Existe la potencialidad de que el aire contenga humedad por las características propias de la fuente de suministro, por tal motivo se deben instalar trampas de aire en los enfriadores para realizar el desalojo controlado de líquido.

***12.2 Insuficiente y desigual distribución de la capacidad de los secadores de aire de instrumentos en Bloque 11 y Bloque 29.***

El Sistema de Aire Comprimido de la Refinería de Amuay cuenta con siete (7) secadores de aire de instrumentos, cinco (5) ubicados en Bloque 11 y (2) en Bloque 29. La capacidad instalada de los secadores de aire de instrumentos que se encuentran operando para el sistema de aire comprimido es 11900 PCSM de los cuales se generan 7550 PCSM, con lo que se cubre el requerimiento de aire de instrumentos en todas las unidades de proceso de la Refinería, teniéndose una disponibilidad de 4350 PCSM vs 5000 PCSM mínimo, por lo que no se cumple con el criterio de diseño de servicios industriales de N-2 equipos disponibles para respaldar todo sistema que sea de servicio. En la tabla N°16 se muestra la capacidad de cada uno de los secadores instalados.

**Tabla N°16 . Secadores de Aire de Instrumentos**

<b>SECADOR</b>	<b>UBICACIÓN</b>	<b>CAPACIDAD DE DISEÑO (PCSM)</b>	<b>CARGA ACTUAL (PCSM)</b>	<b>DISPONIBILIDAD ACTUAL (PCSM)</b>
DR-1700	Bloque 11	1700	1400	300
DR-1703	Bloque 11	1700	1600	100
DR-1704	Bloque 11	2500	1100	1400
DR-1750	Bloque 11	2500	1500	1000
DR-1751	Bloque 11	2500	1500	1000
DR-4601	Bloque 29	500	225	275
DR-4602	Bloque 29	500	225	275
<b>TOTAL</b>		<b>11900</b>	<b>7550</b>	<b>4350</b>

Como consecuencia de lo anteriormente mencionado, se hace necesario agregar nuevos secadores al sistema de aire comprimido específicamente en Bloque 29 debido a la desigual distribución de capacidad de secado (10900 PCSM en Bloque 11 vs 1000 PCSM en Bloque 29) para de esta manera cubrir la capacidad mínima disponible de 5000 PCSM y cumplir con el criterio de diseño, con la finalidad de suministrar el servicio de una manera confiable. Adicionalmente se debe cambiar la línea de distribución de aire de instrumentos en el Bloque 29 por una de mayor diámetro.

### ***12.2.1 Selección de Alternativas***

Se consideraron diversas opciones con la finalidad de eliminar la restricción considerada, las cuales fueron:

A) Trasladar un secador desde el Bloque 11 hasta el Bloque 29.

A.1) Trasladar el DR-1750 desde Bloque 11 hasta Bloque 29.

A.2) Trasladar el DR-1751 desde Bloque 11 hasta Bloque 29.

B) Instalar un nuevo secador de aire de instrumentos en Bloque 29.

Utilizando como criterios comparativos los siguientes:

1. Inversión de capital.
2. Cumplimiento del criterio de diseño.
3. Calidad del servicio.

Se obtuvo la matriz comparativa utilizándose la escala anterior del cero al dos.

	A	B
1	1	0
2	0	2
3	2	2
Total	3	4

La alternativa **B** correspondiente a la instalación de un nuevo secador de aire de instrumentos en Bloque 29 resultó ser la más favorable, ya que aumenta la capacidad de secado en Bloque 29 cumpliendo con el criterio de diseño de N-2 y a su vez, proporciona una mayor flexibilidad operacional al subsistema de aire de instrumentos, ya que se puede cubrir la demanda de las unidades de Conversión completamente desde Bloque 29, equilibrando de esa manera el sistema de generación de aire de instrumentos.

La alternativa **A** no es viable por no cubrir con el requerimiento mínimo de disponibilidad de aire de instrumentos por lo que la opción quedó descartada, ya que el objetivo principal es mejorar la confiabilidad del sistema. Esta alternativa se consideró factible en un principio debido a que el problema inicial estaba en la gran caída de presión que se generaba en el sistema cuando salía de servicio algún secador del Bloque 11, atribuyéndose esto a que la capacidad total de secado del Bloque 29 era inferior a la capacidad de cualquiera de los secadores que operan en Bloque 11. Un estudio más detallado reveló la existencia de limitaciones adicionales en el sistema como capacidad de respaldo insuficiente que requerían de otra solución.

Con la finalidad de no alterar la configuración del sistema de aire de instrumentos en Bloque 29, se propuso instalar un tren de enfriamiento de las mismas características y configuración del que se encuentra en operación. Este contiene, dos secadores tipo refrigerante de 500 PCSM cada uno y dos filtros de aire de la misma capacidad.

### ***12.2.2 Bases de diseño***

La propuesta seleccionada requiere de la especificación de secadores de aire de instrumentos y filtros, por esto se fijaron las bases de diseño a continuación.

✓	Requerimiento de aire de instrumentos Conversión.	2400 PCSM
✓	Temperatura del aire de instrumentos en Bloque 29	50 °F
✓	Presión del aire de instrumentos en Bloque 29.	90 Psig
✓	Temperatura de bulbo seco	90 °F
✓	Temperatura de bulbo húmedo	85 °F
✓	Caída de presión en líneas de aire por cada 100 pies	0.2 Psi

### ***12.2.3 Secadores de Aire de Instrumentos***

Los dos secadores a instalar son de tipo refrigeración, en los cuales se efectúa el intercambio de calor entre un refrigerante y el aire por medio de un intercambiador. Las características de los nuevos secadores de aire de instrumentos son:

✓	Capacidad del secador	500 PCSM
✓	Presión de operación	90 Psig
✓	Punto de rocío a la presión de operación	50°F
✓	Máxima caída de presión permitida	5 psi
✓	Temperatura del aire a la entrada	110 °F

El aire se enfría hasta el punto de rocío a la presión de operación con la finalidad de obtener aire seco, cabe destacar que dicho aire se precalienta antes de salir del secador con la finalidad de evitar la condensación en las tuberías de distribución.<sup>3</sup>

#### ***12.2.4 Filtros de Aire de Instrumentos***

Estos filtros son llamados posteriores, ya que eliminan las partículas sólidas que se forman en el propio sistema. La especificación de los mismos queda en función de la eficiencia de retención de partículas de un tamaño dado. <sup>3</sup>

Como se dijo en la selección de alternativas, se requieren dos filtros para ser instalados cada uno aguas arriba de los nuevos secadores de aire de instrumentos.

Las características de los filtros requeridos se listan a continuación:

✓ Capacidad	500 PCSM
✓ Presión de entrada	90 Psig
✓ Temperatura de entrada	110°F
✓ Caída de presión limpios	0.5 Psi
✓ Eficiencia	93% para partículas de 0.1 micras 100% para partículas de 3 micras

El aire comprimido para ser utilizado en instrumentación, según las normas europeas PNEUROPS <sup>3</sup> es Clase 2, donde el tamaño de partícula permisible es 1 micra, por esto los filtros a instalar en este tipo de servicios deben estar en capacidad de remover partículas de tamaño mayor a 1 micra.

Con la instalación de estas nuevas unidades, se tendrá una capacidad disponible de 5350 PCSM de aire de instrumentos. De esta manera se cubre el requerimiento necesario según el criterio de diseño de N-2 equipos disponibles.

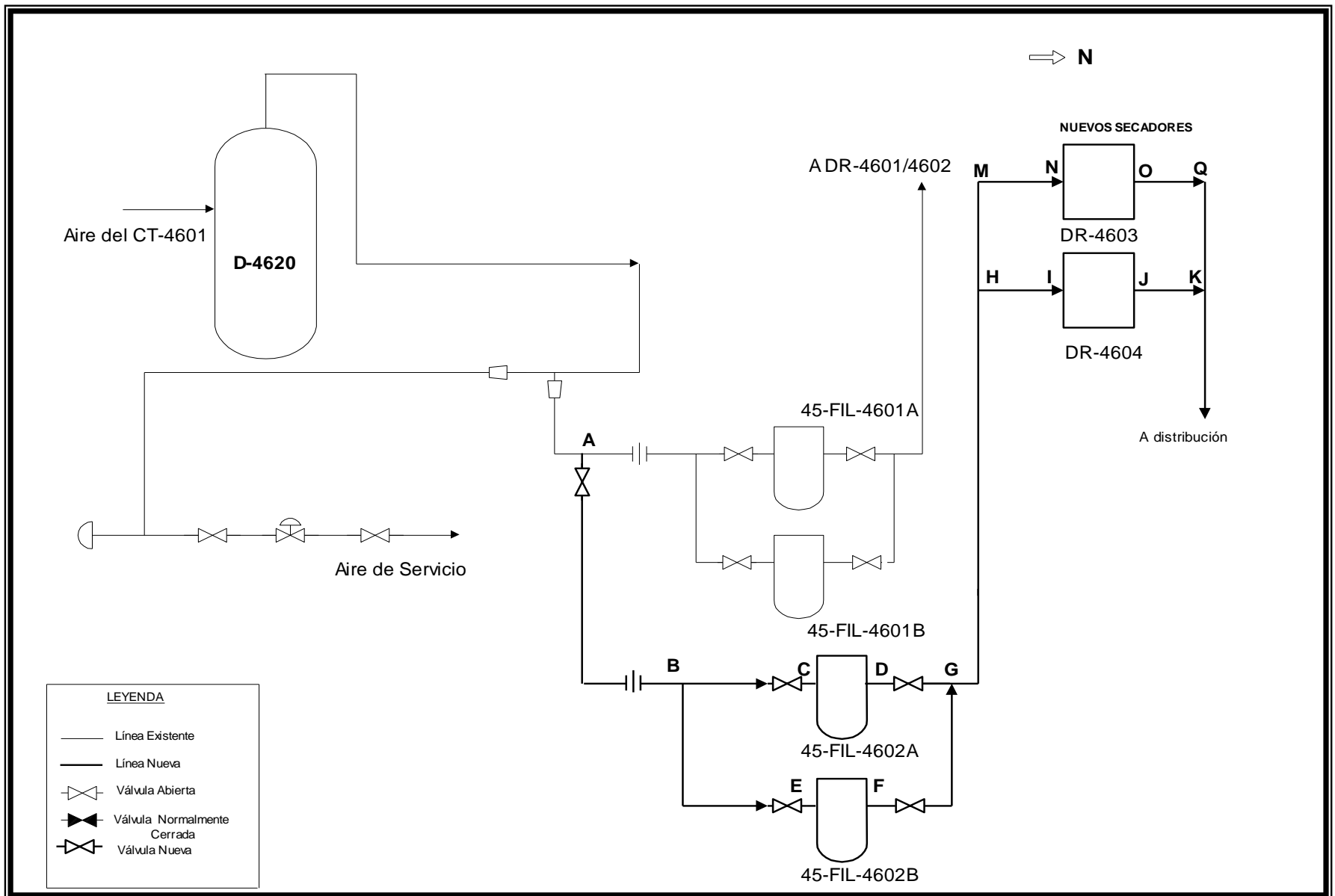
### ***12.2.5 Descripción de las instalaciones***

Para instalar los nuevos secadores y filtros de aire de instrumentos, es necesario realizar una serie de conexiones con la finalidad de suministrar la cantidad requerida de aire de instrumentos al sistema, estas consisten en (Ver Figura 16):

- ✓ Tramo **AB** de 3 pulgadas de diámetro y 10 pies de longitud aproximada, correspondiente a la entrada de los nuevos filtros. Se debe instalar en esta nueva línea un medidor de flujo del tipo **placa orificio** de 1.75675 pulgadas de diámetro (orificio), calibrado en 100 pulg de agua y una válvula de bloqueo.
- ✓ Tramo **BC** de 3 pulgadas de diámetro y 3 pies de longitud aproximada, correspondiente a la línea de succión del nuevo filtro FIL-4603 A. Requiere además, una válvula de bloqueo.
- ✓ Tramo **BE** de 3 pulgadas de diámetro y 3 pies de longitud aproximada, correspondiente a la línea de succión del nuevo filtro FIL-4602 B. Esta nueva línea incluye una válvula de bloqueo.
- ✓ Tramo **DG** de 3 pulgadas de diámetro y 3 pies de longitud aproximada, esta nueva línea corresponde a la salida del nuevo filtro FIL-4602 A hacia los secadores nuevos y se debe instalar la válvula de bloqueo correspondiente.
- ✓ Tramo **FG** de 3 pulgadas de diámetro y 3 pies de longitud aproximada, correspondiente a la salida del nuevo filtro FIL-4603 B hacia los secadores nuevos. Se debe instalar válvula de bloqueo en este tramo.
- ✓ Tramo **GH** de 3 pulgadas de diámetro y 20 pies de longitud aproximada, esta nueva línea corresponde a la salida de los dos filtros hacia los nuevos secadores.

- ✓ Tramo **HI** de 3 pulgadas de diámetro y 7 pies de longitud aproximada, correspondiente a la línea de entrada del nuevo secador DR-4604. Se requiere incluir en esta nueva línea una válvula de bloqueo.
  
- ✓ Tramo **MN** de 3 pulgadas de diámetro y 7 pies de longitud aproximada, correspondiente a la línea de entrada del nuevo secador DR-4603. Instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo.
  
- ✓ Tramo **OQ** de 3 pulgadas de diámetro y 7 pies de longitud aproximada, esta nueva línea conecta la salida del nuevo secador DR-4603.
  
- ✓ Tramo **JK** de 3 pulgadas de diámetro y 7 pies de longitud aproximada, esta nueva línea conecta la salida del secador DR-4604 con la línea de aire de instrumentos que va al cabezal en la Av. H1 lateral a DCAY. Es necesario instalar la válvula de bloqueo correspondiente en este tramo.





**Figura N°16. Nuevas instalaciones para el aire de instrumentos.**

Estas instalaciones, permitirán conectar los nuevos secadores y filtros al sistema de aire de instrumentos.

### **12.2.6 Medidor de flujo**

Como se puede observar en la figura 16, en el tramo **AB** se requiere instalar una placa de orificio para contabilizar el flujo hacia los nuevos secadores de aire de instrumentos.

En un principio se pensó en la posibilidad de operar con la placa de orificio que se encuentra instalada en la entrada de los filtros 45-FIL-4601A/B, de esta manera el tramo AB se instalaría aguas debajo de dicha placa. Se evaluó el instrumento conocidos el diámetro del orificio y la caída de presión a la cual está calibrado, con la finalidad de determinar el máximo flujo que puede manejar. Los resultados obtenidos se presenta a continuación en la tabla 17.

**Tabla N° 17. Placa de orificio de los secadores de aire de instrumento en BQ-29**

<b>Número de Reynolds Re</b>	562395
<b>Coefficiente de Descarga C</b>	0.606015
<b>Factor de corrección térmica</b>	1.0007
<b>Corrección Expansión Y</b>	0.9889
<b>Flujo másico (Lb/hr)</b>	5187
<b>Relación de diámetro Beta</b>	0.5726
<b>Máximo Flujo (PCSM)</b>	1132.7

El máximo flujo obtenido, equivalente a 1133 PCSM, es inferior a la capacidad necesaria de la placa para manejar el flujo de los cuatro secadores simultáneamente (2000 PCSM), por esto es necesario instalar un nuevo medidor de flujo aguas arriba de los nuevos filtros. La nueva placa de orificio a instalar deberá

manejar un flujo de 1000 PCSM, para esto se calcularon varios diámetros de orificio a diferentes caídas de presión, a través del programa *Orifice*, obteniéndose:

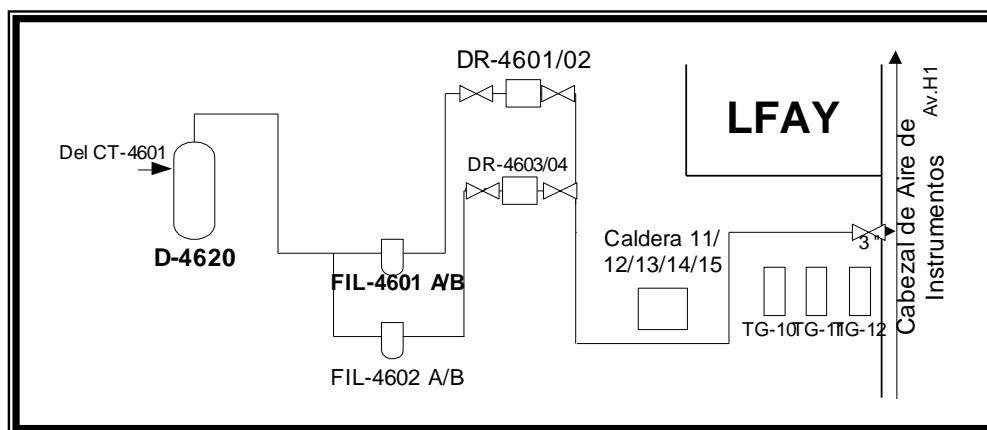
**Tabla N°18. Selección de la nueva placa de orificio para aire de instrumentos**

Máx $\Delta P$ (Pulg H <sub>2</sub> O)	20	25	50	100	200
Diámetro del orificio (in)	2.4395	2.3535	2.0734	<b>1.7964</b>	1.5406
Beta	0.797	0.76891	0.67742	<b>0.58692</b>	0.5033

En la tabla 18, se puede observar que el diámetro del orificio correspondiente a 1.7964 plg, genera una relación  $\beta$  de 0.59. Tal y como se explicó anteriormente, dicho valor de  $\beta$  se encuentra dentro del rango recomendado y está calibrada para una caída de presión de 100 plg de H<sub>2</sub>O lo cual proporciona mayor flexibilidad operacional.

### 12.2.7 Ejecución de las instalaciones

Se requiere sacar de operación al tambor D-4620 y la línea de aire de instrumentos para poder realizar las conexiones.



**Figura N°17. Línea de aire de instrumento actual**

En estos momentos, el aire de instrumentos y de servicio debe ser suministrado por Bloque 11 y el aire de proceso por el C-4602 en Bloque 29.

Las conexiones en sistemas de aire que se encuentren en funcionamiento no se pueden efectuar ya que se corre el riesgo de explosión en las líneas al realizar el corte de las mismas.

### ***12.2.8 Análisis de Riesgo***

Con las instalaciones propuestas no existe riesgo adicional, ya que constituyen un sistema de características idénticas al que se encuentra en operación. Sin embargo, la situación de riesgo que pudiera presentarse ocurre cuando la temperatura del aire de instrumentos es mayor a 50°F, esto ocasiona que aumente el porcentaje de humedad en el aire lo cual se traduce en daños en la instrumentación y a su vez puede causar graves problemas operacionales debido a la ausencia de control del proceso. En estos casos es necesario sacar de operación a los secadores para realizar el respectivo mantenimiento y operar con los secadores de respaldo.

### ***12.3 Diámetro de la línea de distribución de aire de instrumentos de Bloque 29 inferior al requerido.***

En ocasiones anteriores, cuando ha salido de operación algún secador en Bloque 11, la presión del sistema de aire de instrumentos ha disminuido debido a la desigual distribución de la capacidad de secado ya que los secadores ubicados en Bloque 29 son de una capacidad inferior a la de Bloque 11. Esto también es consecuencia de que la línea de distribución del aire de instrumentos en Bloque 29, genera una caída de presión mayor a la permitida por diseño (0.79 vs 0.2 Psi por cada 100 pies de tuberías).

Las modificaciones propuestas para la instalación de nuevos secadores de aire de instrumentos, requiere disponer de una línea capaz de manejar un flujo de 2000 PCSM correspondiente a la descarga simultánea de los cuatro secadores, generando una caída de presión dentro de los valores de diseño. De no cambiarse la línea, las mejoras en el sistema de aire de instrumentos no tendrán el alcance esperado debido a la presencia de un “cuello de botella”.

### ***12.3.1 Selección de Alternativas***

Las opciones consideradas para eliminar la limitación en cuestión fueron:

- A) Cambiar la línea existente por otra de 4 plg de diámetro.
- B) Cambiar la línea existente por otra de 6 plg de diámetro.
- C) Cambiar la línea existente por otra de 8 plg de diámetro.

Los factores considerados en este caso fueron:

1. Caída de presión en la línea dentro de los valores de diseño.
2. Inversión de capital.
3. Calidad del servicio.
4. Capacidad para manejar expansiones.

La matriz de comparación resultante se muestra a continuación:

	A	B	C
1	0	2	1
2	2	1	0
3	0	2	2
4	0	1	2
Total	<b>2</b>	<b>6</b>	<b>5</b>

Se seleccionó la opción **B** perteneciente a la instalación de una línea de 6 pulgadas de diámetro como nuevo cabezal de aire de instrumentos ya que como se observa en la tabla 19, la línea está en capacidad de manejar el flujo correspondiente a la descarga de los cuatro secadores de aire de instrumentos (2000 PCSM) presentando una caída de presión por debajo del valor fijado como criterio de diseño por PDVSA (0.2 Psi por cada 100 pies de tubería) contando aún con el 50% de su capacidad para futuras expansiones.

**Tabla N°19. Caída de presión en el cabezal de suministro de aire de instrumentos a Conversión**

Flujo (PCSM)	Diámetro (Pulg)	$\Delta P$ total (Psi)	$\Delta P/ 100$ pies (Psi)	$\Delta P/ 100$ pies (Psi) diseño
2000	4	7.68	0.86	0.2
2000	<b>6</b>	0.93	<b>0.10</b>	0.2
2000	8	0.21	0.024	0.2

La tabla 20, muestra los valores de la caída de presión en la línea para los tres diámetros considerados manejando el flujo actual de aire de instrumento proporcionado desde Bloque 29. Como se puede observar, para una tubería de 4 pulgadas de diámetro resulta satisfactorio manejar el flujo de 900 PCSM ya que produce una caída de presión inferior al valor de diseño, más no es apta para manejar flujos mayores lo cual es el propósito del sistema de aire de instrumentos.

**Tabla N°20. Caída de presión en el cabezal de suministro de aire de instrumentos desde Bloque 29**

Flujo (PCSM)	Diámetro (Pulg)	$\Delta P$ total (Psi)	$\Delta P/ 100$ pies (Psi)	$\Delta P/ 100$ pies (Psi) diseño
900	4	1.56	0.18	0.2
900	<b>6</b>	0.20	<b>0.02</b>	0.2
900	8	0.05	0.0056	0.2

La opción **C** correspondiente a una línea de 8 pulgadas de diámetro, presenta una caída de presión muy por debajo del valor deseado y aunque puede prestar el servicio deseado satisfactoriamente, constituye una inversión innecesaria.

Las bases de diseño empleadas en el desarrollo de esta propuesta, son las mismas a las descritas en la instalación de los nuevos secadores y filtros de aire de instrumentos.

### ***12.3.2 Descripción y ejecución de las instalaciones***

Las instalaciones propuestas consisten una línea correspondiente al tramo **PL** (figura 18) de 6 pulgadas de diámetro y 740 pies de longitud aproximada. Esta nueva línea sustituirá a la existente de 3 pulgadas de diámetro, la cual conecta la salida de los secadores con el cabezal de aire de instrumentos proveniente de BQ-11.

El punto de conexión de la nueva línea al cabezal de aire de instrumentos se realizará en la válvula de bloque de 3 pulgadas de diámetro que se encuentra instalada en el punto **L**. Esto genera una restricción en el sistema pero es la única forma de realizar la conexión sin sacar de operación al cabezal de aire de instrumentos.

Se requiere sacar de operación el tambor D-4620 y la línea actual de aire de instrumentos. En este momento, el aire de servicio e instrumentos debe ser suministrado desde el Bloque 11 y el aire de proceso se debe suplir con el compresor de FKAY (C-4602) ya que este se puede alinear al sistema de aire.

La línea de descarga del compresor CM-4602 va hacia un intercambiador de calor semejante al secador de aire de proceso. Esto permite que se suministre aire de proceso bajo especificación sin generar una caída de presión en el sistema como ocurriría si el suministro se realizase desde el Bloque 11. A continuación se muestran las instalaciones descritas anteriormente.



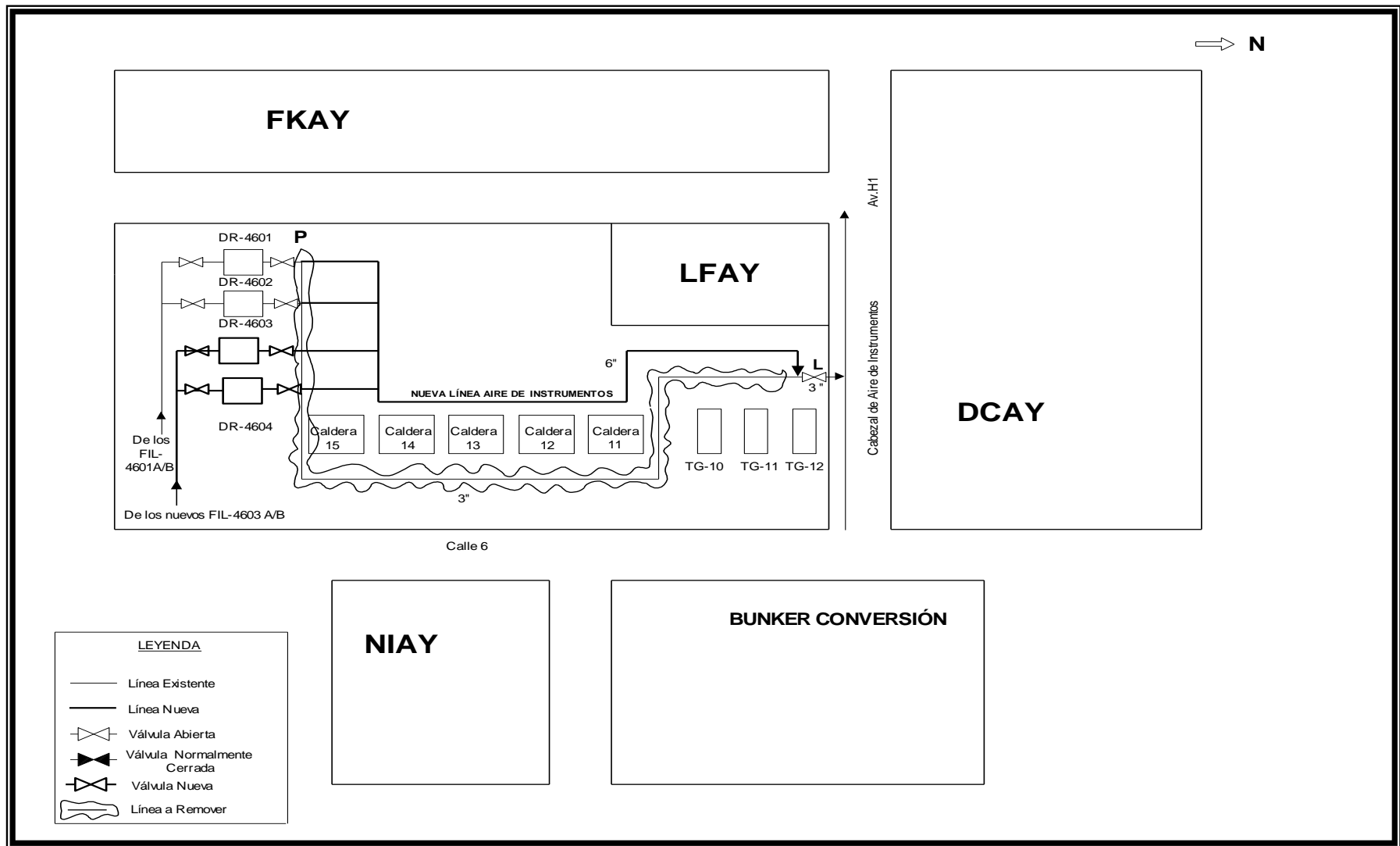


Figura N°18. Nueva línea de Aire de instrumentos.

### ***12.3.3 Filosofía de Operación***

De realizarse todas las mejoras planteadas hasta ahora, las nuevas instalaciones permitirán suministrar el aire de instrumentos a las unidades de Conversión desde la fuente de generación del Bloque 29. Esto requiere de la operación simultánea de los cuatro secadores de aire de instrumento del Bloque 29.

De esta manera el aire de instrumento a las unidades de destilación, desmineralización e hidrosulfuración será suministrado desde el Bloque 11 tal y como opera en la actualidad.

### ***12.4 Ausencia de un secador de aire de proceso de respaldo en Bloque 29.***

El aire de proceso se suple por la fuente de generación del Bloque 29, debido a la cercanía de los consumidores, se suministra un producto con mayor presión que el obtenido por la generación en Bloque 11. Este debe ser enfriado desde 110 °F hasta 95 °F para retirar humedad del mismo lo cual se realiza a través de un intercambiador de calor de carcasa y tubo en forma de horquilla (E-4608) de 3000 PCSM de capacidad. Dicho secador no dispone de una unidad de respaldo en Bloque 29 por lo que en caso de falla el aire suministrado a las unidades de proceso contendrá mayor humedad lo que se traduce en serios problemas operacionales tales como degradación de Nafta fuera de especificación, impacto en la calidad de las olefinas de alimentación a la unidad de alquilación (ALAY) y dilución del cáustico en las unidades de oxidación de mercaptanos (MEROX).

Siguiendo con el criterio de N-2 equipos disponibles para todo sistema que sea de servicio industrial es necesario instalar un nuevo secador de aire de proceso para mantener el subsistema de aire de proceso en especificación cuando el intercambiador E-4608 requiera mantenimiento.

### 12.4.1 Selección de Alternativas

Al igual que para las restricciones anteriores se obtuvo una matriz comparativa compuesta por las opciones y los factores considerados. Las alternativas propuestas fueron:

A) Instalar un nuevo secador de aire de proceso de igual capacidad que el que se encuentra en operación (3000 PCSM).

B) Instalar un nuevo secador de aire de proceso de 1000 PCSM de capacidad.

Los factores considerados fueron:

1. Cumplimiento del criterio de diseño.
2. Calidad del servicio.
3. Inversión de capital.
4. Flexibilidad Operacional

Obteniéndose la siguiente matriz de comparación:

	A	B
1	2	2
2	2	2
3	1	2
4	2	0
Total	<b>7</b>	<b>6</b>

La alternativa **A** correspondiente a la instalación de un nuevo secador de aire de proceso de 3000 PCSM de capacidad, resultó como la más favorable ya que aunque requiera de una inversión mayor y preste la misma calidad al servicio, proporciona una

mayor flexibilidad operacional permitiendo cubrir el requerimiento de expansiones futuras de las unidades de proceso de la Refinería de Amuay. Adicionalmente el seleccionar esta alternativa implica instalar un equipo de características idénticas al que se encuentra en operación, lo cual ofrece un completo respaldo.

La alternativa **B** propia de la instalación de un nuevo secador de aire de proceso de 1000 PCSM de capacidad cubre la demanda actual del servicio ya que el consumo promedio es de 800 PCSM más no permite la operación bajo condiciones de expansiones futuras en la Refinería.

#### **12.4.2 Bases de diseño**

Las bases de diseño empleadas para la especificación del nuevo secador de aire de proceso fueron:

✓ Presión de entrada del Aire Comprimido en BQ-29	90 Psig
✓ Viscosidad del Aire de Servicio	0.02 cP
✓ Temperatura del aire comprimido	110°F
✓ Temperatura del aire de proceso	95°F
✓ Presión del aire de proceso en Conversión	88 Psig
✓ Gravedad Específica del agua de enfriamiento	1.038
✓ Viscosidad del Agua de Enfriamiento	0.78 cP
✓ Temperatura de entrada del agua de enfriamiento	85°F
✓ Temperatura máxima de retorno del agua de enfriamiento	120°F
✓ Presión de entrada del agua de enfriamiento	55 Psig
✓ Espesor recubrimiento interno de concreto	0.25 plg
✓ Rugosidad absoluta líneas con recubrimiento de concreto	0.01 plg

### 12.4.3 Características del secador de aire de proceso

El nuevo secador de aire de proceso se requiere para respaldar al que se encuentra en operación actualmente. Debido a que se seleccionó instalar una unidad del mismo tipo y capacidad a la actual, la especificación del nuevo equipo se basó en el diseño del secador instalado.

Se realizó la simulación de un intercambiador de tubo y carcaza con los tubos en U en el paquete HEXTRAN vs 8.01 siguiendo los pasos especificados en el capítulo X, para manejar un flujo de 3000 PCSM de aire. Los datos suministrados a la simulación fueron: flujos de aire y agua de enfriamiento, presión y temperatura de ambos fluidos en la entrada y salida de los mismos, diámetro de tubos, diámetro de carcaza y la designación de tipo según las normas TEMA. Los valores de estos parámetros se encuentran en el apéndice B.

En las tablas 21, 22 y 23 a continuación, se muestran las características más importantes del nuevo intercambiador de calor:

**Tabla N°21. Características del intercambiador**

Área de intercambio, ft <sup>2</sup>	93
Calor intercambiado, BTU/min	55100
Coefficiente de transferencia, BTU/h-ft <sup>2</sup> -°F sucio / limpio	38.85 / 40.05
MTD corregido, °F	15.22

**Tabla N°22. Condiciones de operación del intercambiador**

	Lado Carcaza	Lado Tubo
Temperatura ent / sal, °F	110 / 95	85 / 87
Presión ent / sal, Psig	90 / 89.92	55 / 54.96

**Tabla N°23. Diseño mecánico del intercambiador**

Diámetro interno carcaza, plg	6.1
Diámetro externo tubos, plg	0.75
Longitud del tubo, pie	20
Espesor BWG	18
Espaciamento de los tubos, plg	1.2
Arreglo de los tubos	Triangular

En el nuevo secador de aire de proceso, el aire comprimido circula por la carcaza ya que es el flujo caliente y poco corrosivo. El agua de enfriamiento circula por los tubos, por tratarse de un fluido corrosivo. Este es el criterio ampliamente empleado ya que los tubos son de más fácil mantenimiento que la carcaza.

#### ***12.4.4 Descripción de las instalaciones***

Las nuevas instalaciones comprenden un intercambiador de calor de carcaza y tubo con un área de transferencia de calor de 93 pie<sup>2</sup>, capacidad de intercambio de 55100 Btu/h, carcaza de  $\phi$  6 pulg, tubos interno de  $\phi$  0.75 pulg, con capacidad de 3000 PCSM (13775 lb/hr) de aire por la carcasa y 53 GPM (27550 lb/hr) de agua de enfriamiento por los tubos.

Adicionalmente, es necesario conectar el nuevo intercambiador a los sistemas de aire comprimido y agua de enfriamiento. Las instalaciones que suministrarán aire comprimido al secador de aire de proceso consisten en (Ver Figura 19 ):

- ✓ Tramo **AB** de 6 pulgadas de diámetro, de acero al carbono y 10 pies de longitud aproximada, desde la línea de suministro de aire al E-4608 hasta el nuevo intercambiador de calor. Este tramo incluye una válvula de bloqueo de 6 pulgadas

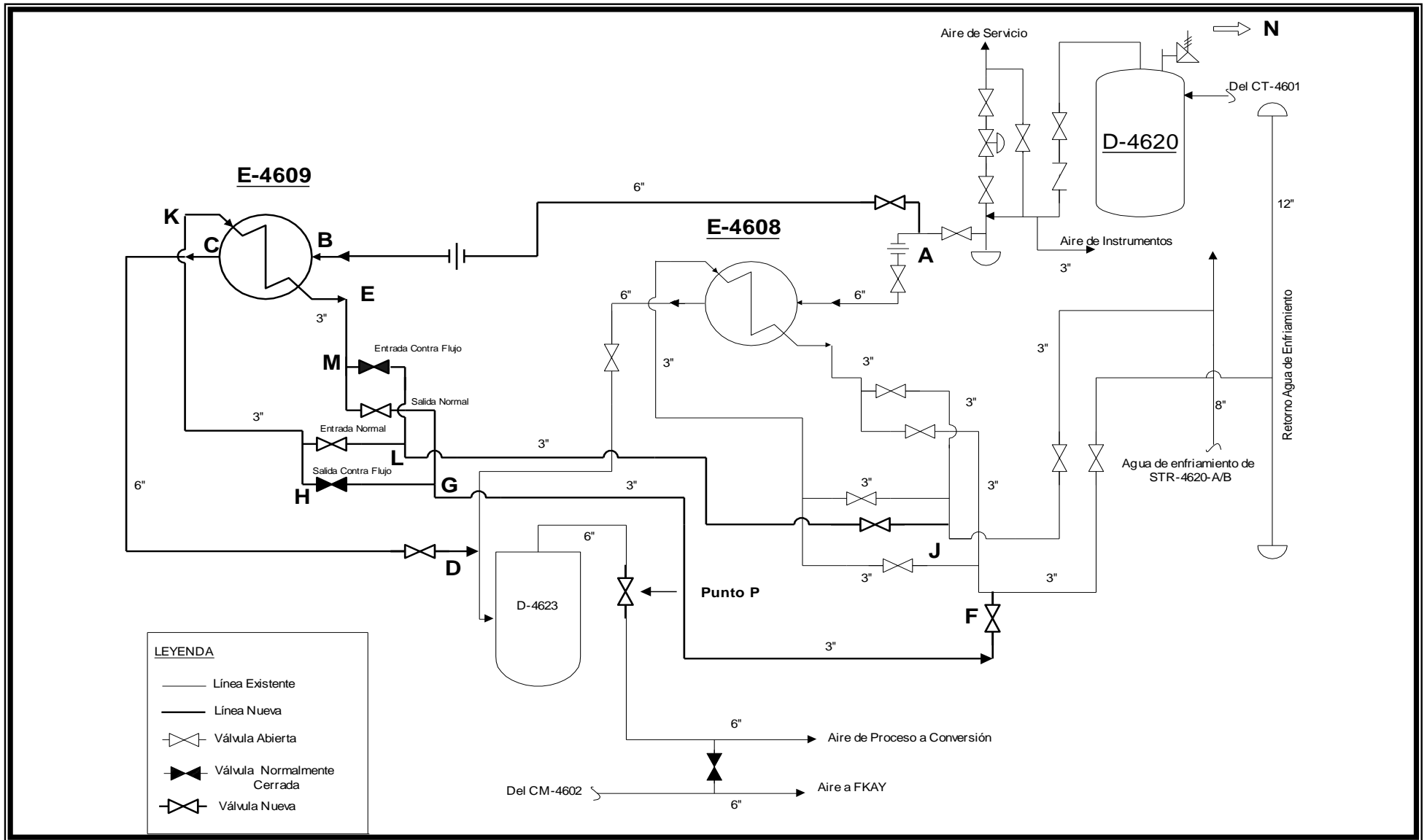
de diámetro y un medidor de flujo del tipo **placa orificio** de 3.369 pulgadas de diámetro (orificio) calibrada en 20 pulg de agua.

- ✓ Tramo **CD** de 6 pulgadas de diámetro, de acero al carbono y 7 pies de longitud aproximada correspondiente a la salida de aire del nuevo intercambiador de calor al tambor D-4623. Instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo de 6 plg  $\phi$ .

Las nuevas instalaciones que suministrarán agua de enfriamiento al secador de aire de proceso son (Ver Figura 19 ):

- ✓ Tramo **JK** de 3 pulgadas de diámetro, de acero al carbono, con recubrimiento interno de concreto y 30 pies de longitud aproximada, para suministrar agua de enfriamiento al nuevo secador (E-4609). Esta nueva línea incluye una válvula de bloqueo que permita la entrada normal del agua de enfriamiento.
- ✓ Tramo **LM** de 3 pulgadas de diámetro, de acero al carbono, con recubrimiento interno de concreto y 4 pies de longitud aproximada. Instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo de 3 pulgadas de diámetro para permitir la entrada en contra flujo del agua de enfriamiento al E-4609.
- ✓ Tramo **EF** de 3 pulgadas de diámetro, de acero al carbono, con recubrimiento interno de concreto y 30 pies de longitud aproximada, correspondiente a la línea de retorno del agua de enfriamiento al E-4609. Instalar válvula de bloqueo para permitir la salida normal del agua de enfriamiento.
- ✓ Tramo **HG** de 3 pulg  $\phi$ , de acero al carbono, con recubrimiento interno de concreto y 5 pies de longitud aproximada, correspondiente a la salida en contra flujo del agua de enfriamiento. Instalar en esta nueva línea una válvula de bloqueo de 3 pulgadas de diámetro.





**Figura N°19. Nuevo secador de aire de proceso.**

Adicionalmente, es necesario instalar una válvula de bloqueo en el **Punto P** con la finalidad de poder aislar al tambor D-4623 del sistema cuando sea necesario.

#### ***12.4.5 Ejecución de las instalaciones***

Para realizar la conexión de la línea de aire que alimentará al nuevo secador (Punto A, figura 19) y las líneas de agua de enfriamiento, el aire de proceso será suministrado por el compresor CM-4602. Esto implica que el aire de servicio y el aire de instrumentos se deberán suministrar desde Bloque 11 por lo cual es necesario regresar a la anterior filosofía de operación de 4 compresores en Bloque 11.

Debido a la ausencia de una válvula de bloque que permita aislar la línea de aire de proceso que nace en Bloque 29 (ver punto P, figura 19), se requiere sacar de operación a la misma para poder conectar la línea al tambor D-4623.

Se precisa sacar de servicio el tambor D-4620 y despresurizar la línea de aire desde la salida del mismo hasta el E-4608 para realizar corte en frío en el punto **A**, donde se conectará la nueva línea que suministrará aire al E-4609. También es necesario despresurizar la línea de aire desde la salida del E-4608 hasta el tambor D-4623 para realizar corte en frío en el punto **D**, donde se conectará la línea de descarga de aire del E-4609.

Se deben drenar las líneas de entrada y salida del agua de enfriamiento del E-4608 para realizar cortes en frío en los puntos **J** y **F** para conectar las líneas de suministro y descarga del agua de enfriamiento del E-4609 respectivamente.

#### ***12.4.6 Medidor de Flujo***

Las nuevas instalaciones requieren de un medidor de flujo en la línea de entrada de aire al intercambiador. En un principio se consideró utilizar el medidor de

flujo que se encuentra aguas arriba del secador actual, pero no hay espacio físico para sacar la línea que irá al nuevo secador después de la placa de orificio. En consecuencia, se instalará una placa de orificio igual a la ubicada en la entrada del viejo secador de aire.

Se determinó el máximo flujo que puede manejar a diferentes caídas de presión con la finalidad de seleccionar la presión de calibración.

**Tabla N° 24. Calibración de la placa para aire de proceso**

Máx $\Delta P$ (Pulg H <sub>2</sub> O)	20	25	50	100	200
Flujo máx (SCFM)	1863.75	2082.35	2935.36	4127.35	5771.16

La placa calibrada en 20 plg de H<sub>2</sub>O está en capacidad de manejar un flujo máximo de 1863.75 PCSM. Debido a que el flujo de aire de proceso es 800 PCSM aproximadamente, dicho medidor es apto para prestar el servicio requerido.

#### ***12.4.7 Filosofía de operación***

En vista que las facilidades propuestas son fundamentalmente respaldo de las existentes, en términos generales no hay cambio en la filosofía de operación del sistema de suministro de aire de proceso. El nuevo secador de aire de proceso se usará principalmente cuando el E-4608 requiera mantenimiento.

#### ***12.4.8 Análisis de Riesgo***

La temperatura del aire de proceso a la descarga del E-4609 puede alcanzar valores elevados en caso de ensuciamiento del intercambiador, estas temperaturas elevadas se traducen en mayor porcentaje de humedad en el aire de proceso, esto puede ocasionar serios problemas en las Unidades MEROX, produciéndose Nafta

fuera de especificación debido a la dilución del cáustico. En el mediano plazo, se debe considerar la instalación de alarma por alta temperatura en la descarga de los secadores aire de proceso.

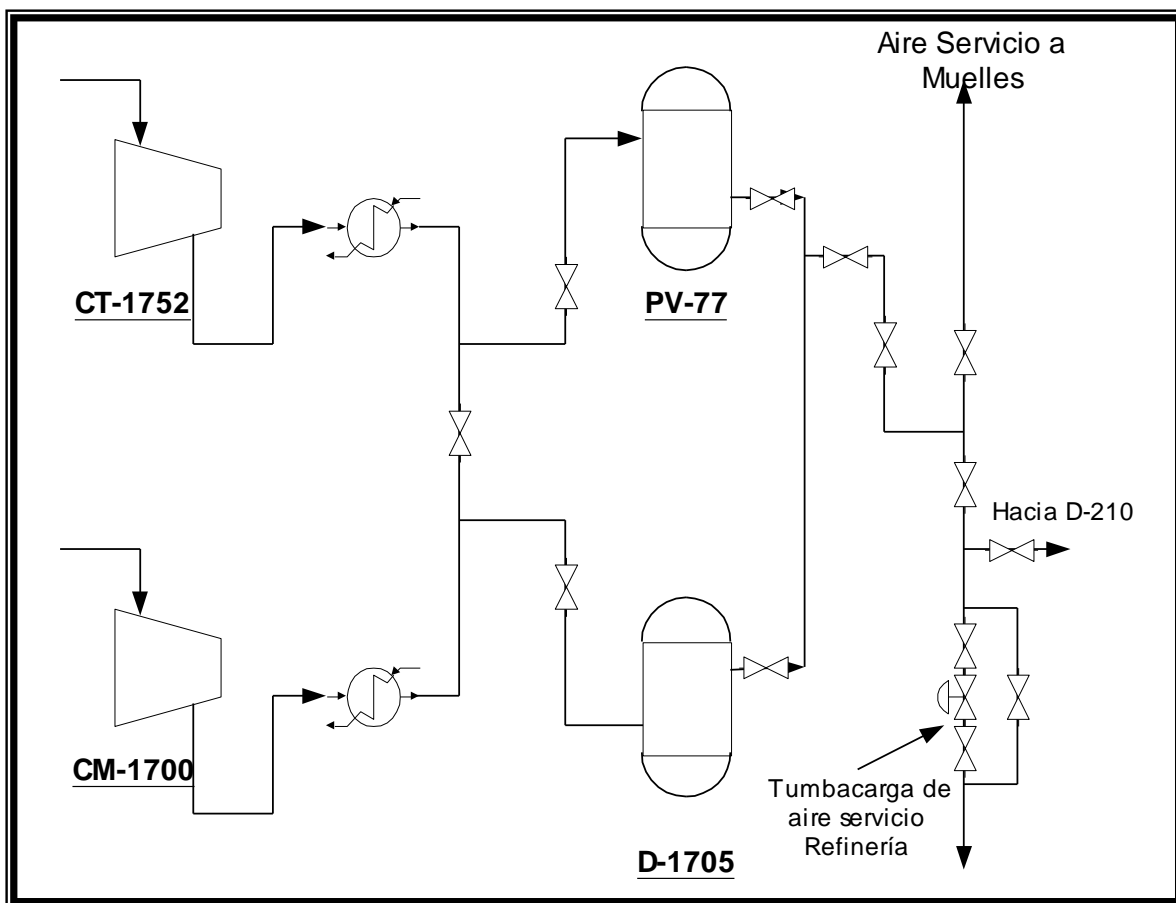
### ***12.5 Limitación en la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752 en Bloque 11 por diferencia en presiones de diseño.***

El diseño del compresor CM-1700 contempla una presión de descarga antes del post-enfriador de 110 psig, a diferencia de los otros compresores que por diseño tienen esa presión después del post-enfriador. Esta situación provoca que el CT-1752 y el CM-1700, los cuales están conectados al mismo cabezal, no puedan descargar a su máxima capacidad simultáneamente. Por esto se hace necesario separar las descargas de ambos compresores.

#### ***12.5.1 Selección de Alternativas***

En este caso no se realizó selección de alternativas ya que la ingeniería básica y conceptual de dicha restricción fue desarrollada en el año 1995 por el grupo de Ingeniería de Procesos de la Refinería de Amuay, donde fue propuesta la segregación del compresor CM-1700 al subsistema de aire de servicio para de esta manera separar la descarga de ambos compresores y así poder operar a su máxima capacidad simultáneamente. Sin embargo, la limitación ha permanecido en el tiempo por lo que se retomó el trabajo desarrollado y se prestó apoyo al grupo de Ingeniería de Confiabilidad con la finalidad de desarrollar la Ingeniería de detalle de la propuesta.

En la figura 20 se muestra la configuración actual de la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752 en el Bloque 11.



**Figura N°20. Configuración de la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752.**

La propuesta consiste en segregar el compresor CM-1700 para el sistema de aire de servicio a refinería y a Muelles, alinear el CT-1752 hacia el sistema de compresores de MPRA (se refiere a los tres compresores restantes ubicados en Bloque 11) y hacia los secadores de aire. Esta modificación incluye una válvula de control que admite aire del sistema del C-1752 por baja presión en el sistema del C-1700.

La única alteración realizada durante la revisión de esta propuesta fue que la válvula a instalar no requiere ser de control ya que la presión del aire de servicio no es punto de atención, éste es de consumo variable y el sistema está sujeto a cortes por

baja presión en el aire de instrumento y proceso, por lo que la válvula permanecerá la mayoría del tiempo cerrada. En caso de requerirse un aumento en la presión del aire de servicio, la abertura de la válvula se puede realizar manualmente ya que no es un sistema crítico que necesite respuesta inmediata.

En la figura 21, se muestra la configuración del sistema con la propuesta planteada.

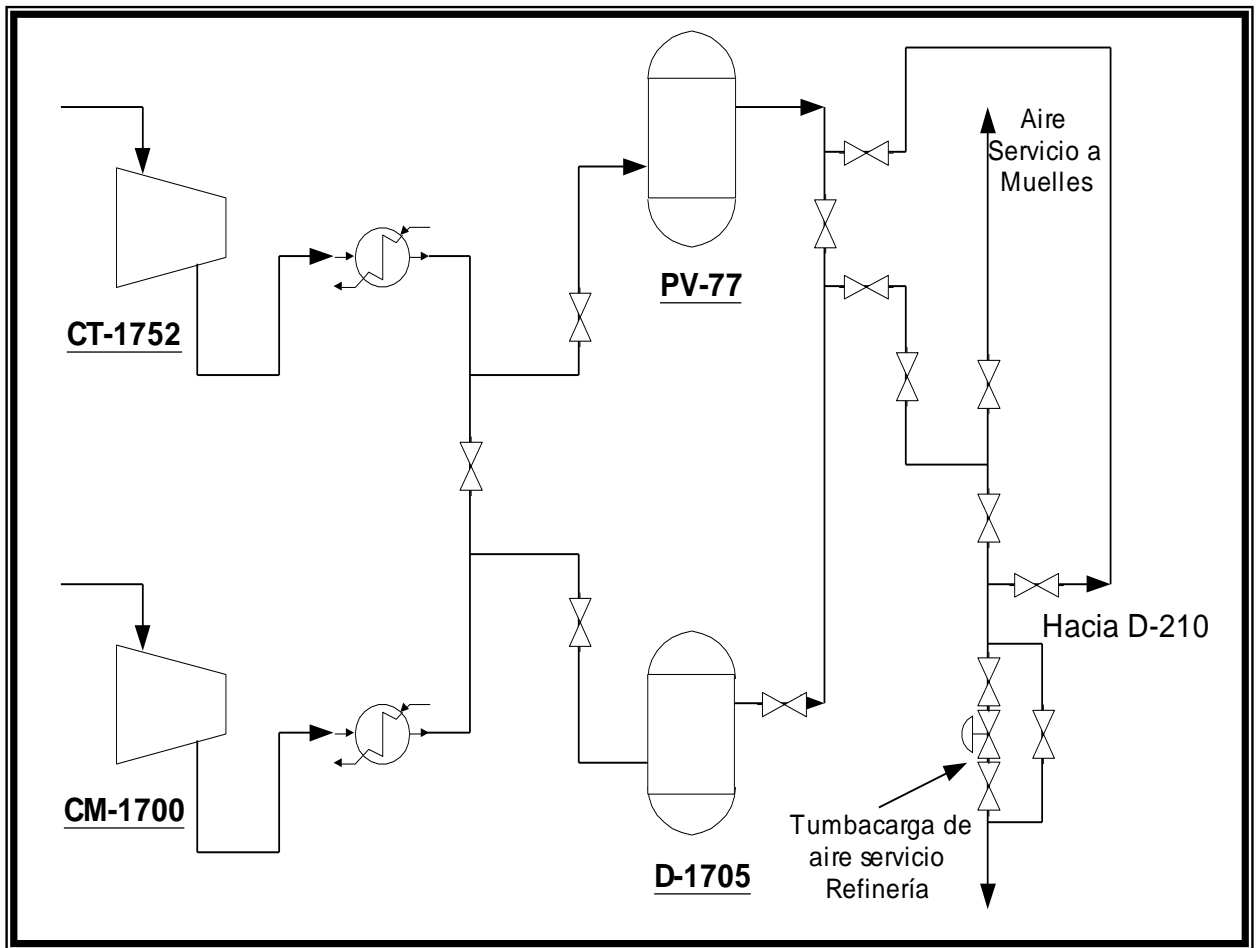
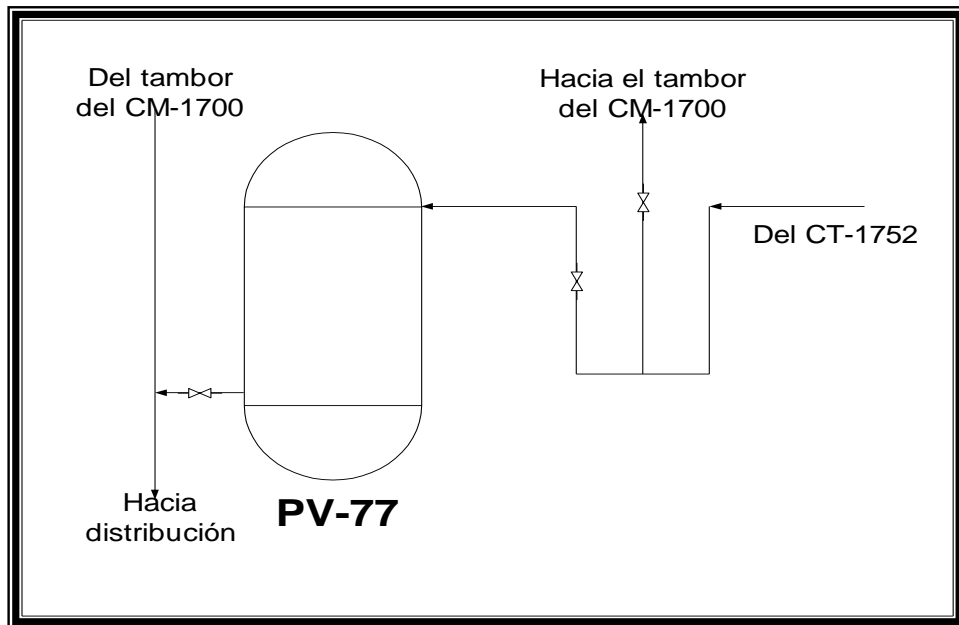


Figura N°21. Propuesta para separar las descargas de C-1700 y C-1752.

**12.6 Tambor receptor de aire del compresor CT-1752 (PV-77) invertido.**

La entrada de aire al tambor receptor del CT-1752 (PV-77) se encuentra por el tope y la salida por el fondo del mismo como se puede apreciar en la figura 22. Esta situación provoca un mayor arrastre de condensado en las líneas de distribución, lo cual aumenta la caída de presión del sistema.

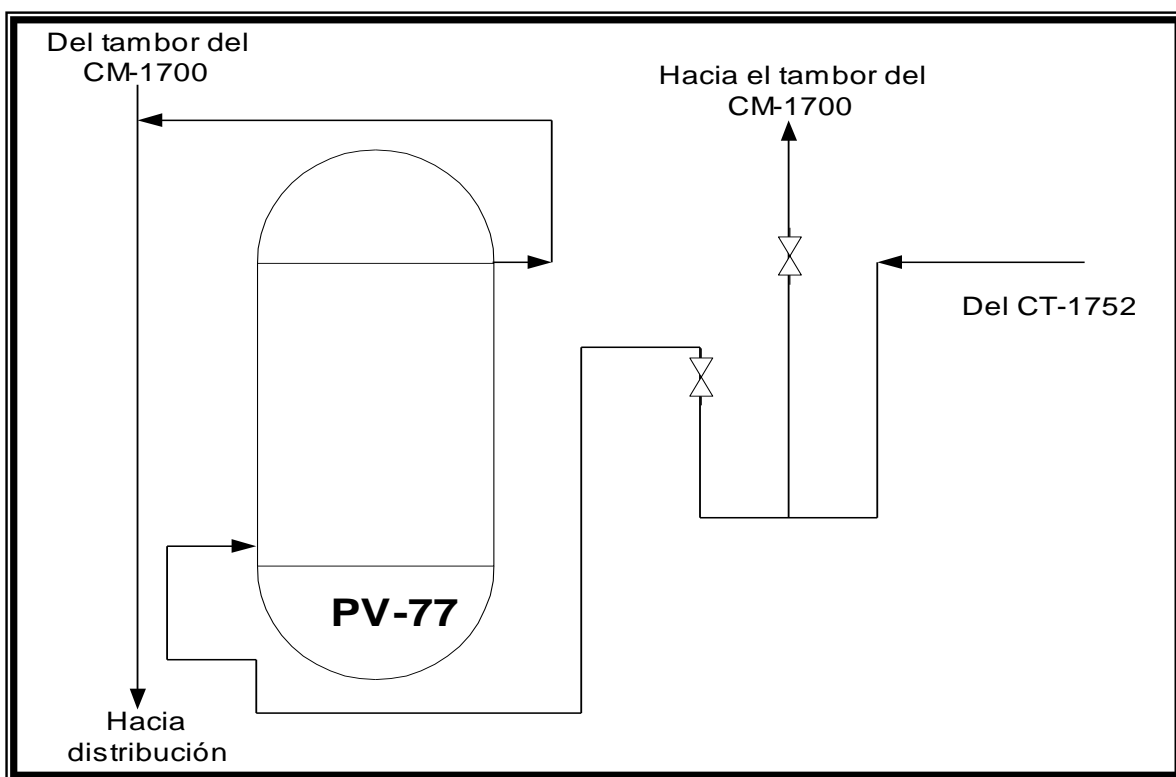


**Figura N°22. Situación actual del tambor PV-77**

La problemática de la inapropiada instalación del tambor PV-77 al igual que el caso de la descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752, fue considerada en años anteriores más no se ejecutaron las instalaciones propuestas. La solución recomendada por el Grupo de Ingeniería de Proceso fue cambiar la configuración de las líneas de entrada y salida, transformando la succión en la descarga del tambor y viceversa ya que la configuración interna del mismo permite su funcionamiento sin necesidad de girar el tambor.

Esta recomendación no fue puesta en práctica debido a la falta de presupuesto del CRP por lo que durante la realización de este trabajo especial de grado se consideró nuevamente la limitación debido a la importancia de la misma.

El esquema propuesto para intercambiar la entrada y salida de aire del tambor receptor PV-77, se muestra en la figura N°23.



**Figura N°23. Intercambio de las líneas de entrada y salida del tambor PV-77**

Realizar estas instalaciones requiere sacar de operación el compresor CT-1752 lo cual amerita colocar en servicio el compresor disponible en Bloque 11 (C-1701).

### ***12.7 Tambor receptor de aire en Bloque 11 (D-210) desviado.***

El tambor D-210 ubicado en la Planta Eléctrica del Bloque 11 el cual recibe aire de los compresores C-1700/52 se encuentra desviado por presentar una caída de presión mayor a la de diseño debido a la falta de mantenimiento, esto hace que se incremente el arrastre de líquido en las líneas aguas abajo del tambor.

Al igual que los dos casos anteriores no se realizó selección de alternativas ya que la desviación del tambor se debe a la falta de mantenimiento por lo que la solución lógica es realizar mantenimiento periódico al tambor con la finalidad de reducir el ensuciamiento y a su vez la caída de presión en el mismo.

### ***12.8 Líneas de salida de los tambores receptores de aire D-4619 y D-4620 en Bloque 29 independientes por lo que no permite el respaldo entre los mismos.***

En la Planta Eléctrica del Bloque 29 opera el compresor CT-4601 para el sistema de aire el cual descarga al tambor D-4620 adicionalmente se encuentra el compresor CM-4602 el cual presta servicio a FKAY y descarga al tambor D-4619. Las líneas de descarga de estas dos unidades de compresión poseen una distribución tal que permite que cada uno de los compresores pueda descargar tanto al tambor D-4619 como al D-4620.

Actualmente la salida del D-4619 y la del D-4620 son líneas independientes que no permiten intercambiar las funciones de los tambores tal y como se observa en la figura 24, el D-4620 descarga únicamente al Sistema de Aire Comprimido y el D-4619 está destinado al manejo de coque. En los casos que se hace necesario sacar de operación algún tambor, la configuración de las líneas de descarga no permite respaldo entre ellos.

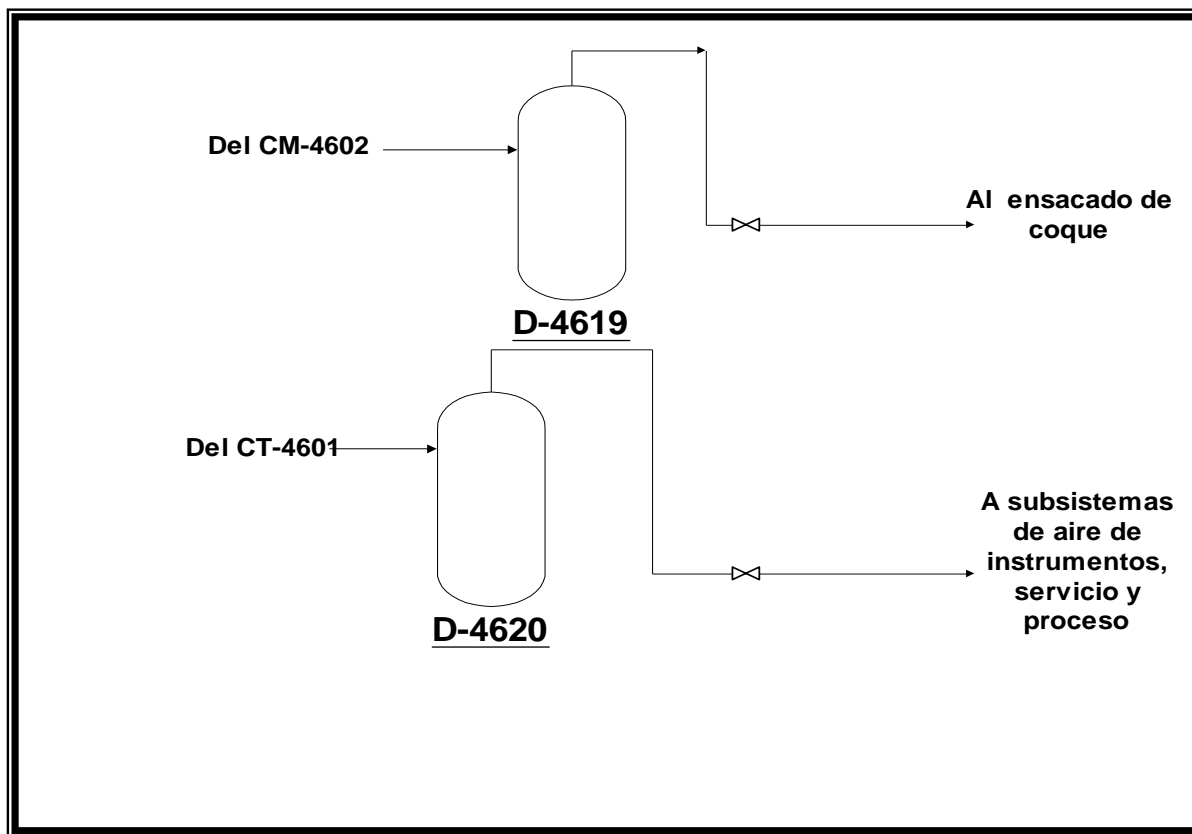


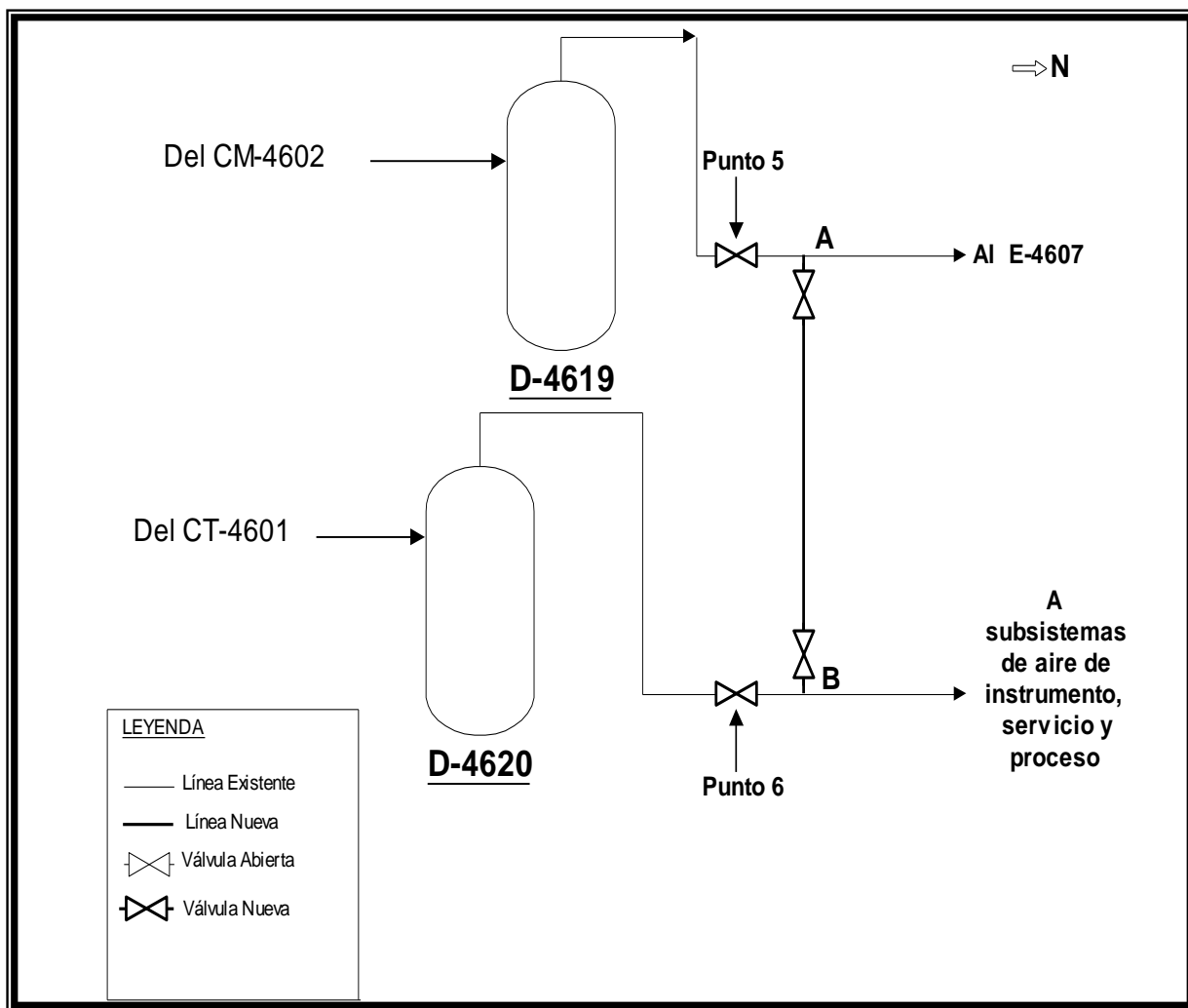
Figura N°24. Configuración actual de los tambores D-4619 y D-4620

### 12.8.1 Selección de Alternativas

Para hallar una solución viable a esta problemática, no fue necesario realizar una selección previa ya que la situación se corrige de manera sencilla instalando una línea que conecte las salidas de ambos tambores.

### 12.8.2 Descripción de las instalaciones

Las nuevas instalaciones que conectarán la descarga de los tambores D-4619 y D-4620 consisten en una línea de 8 pulgadas de diámetro y 100 pies de longitud aproximada, correspondiente al tramo **AB** en la figura N°25.



**Figura N°25. Conexión de la descarga de los tambores D-4619 y D-4620**

Se requiere instalar una válvula de bloque de 8 pulgadas de diámetro en la descarga de los tambores para poder aislarlos del sistema cuando sea necesario (puntos 5 y 6). Adicionalmente, con la finalidad de poder aislar la nueva línea de conexión, se debe instalar una válvula de bloque en cada extremo de la línea.

### ***12.8.3 Ejecución de las instalaciones***

Ejecutar las instalaciones anteriormente descritas requiere sacar de operación a los tambores D-4619 y D-4620, esto no debe hacerse de manera simultánea ya que ameritaría suministrar el aire de proceso desde Bloque 11 lo cual genera caída de presión en el sistema. Por esto se recomienda ejecutar las instalaciones en conjunto con las del nuevo compresor de aire, de esta manera se aprovecha que el tambor D-4620 se encuentra fuera de servicio para realizar el corte en los puntos 6 y B, lo cual permitirá instalar las válvulas de bloque correspondientes. (Ver figura 25)

Una vez que se coloque en servicio el compresor CT-4601 y el tambor D-4620, se puede sacar de operación el compresor CM-4602 y el tambor D-4619, esto permite realizar las conexiones pertinentes en los puntos 5 y A.

Posterior a la ejecución de las instalaciones, se deben desplazar las líneas de salida de los tambores, para prevenir la contaminación del aire comprimido con virutas metálicas.

### ***12.9 Cambio en la filosofía de operación del sistema de aire comprimido.***

Un punto adicional en este trabajo especial de grado fue el de evaluar la capacidad física del sistema de generación y distribución de aire comprimido desde el Bloque 29 para operar a los compresores CT-4601 y CM-4603 simultáneamente una vez ejecutadas las modificaciones propuestas anteriormente. De esta manera se podrían cubrir los requerimientos de aire de instrumentos (2000 PCSM), aire de servicio (5000 PCSM) y aire de proceso (800 PCSM) en las unidades de conversión desde Bloque 29. Por esto se realizó la evaluación hidráulica de las líneas aguas abajo de los compresores con la finalidad de determinar la posibilidad de aumentar el flujo que estas manejan.

En la tabla N°25, se muestra la caída de presión, en las líneas que conforman el sistema de distribución de aire comprimido desde el Bloque 29, para el caso A y el caso B. Donde el caso A, corresponde a la actual filosofía de operación y el caso B, atañe la operación simultánea de ambos compresores en el Bloque 29.

**Tabla N°25. Comparación de las caídas de presión en Bloque 29**

	$\Delta P/$ 100 pies (Psi) Caso A	$\Delta P/$ 100 pies (Psi) Caso B	$\Delta P/$ 100 pies (Psi) diseño (*)	$\Delta P/$ 100 pies (Psi) máximo (*)
<b>Aire de Instrumentos</b>	0.79	4.7	0.2	0.5
<b>Aire de Servicio</b>	0.14	0.71	0.2	0.5
<b>Aire de Proceso</b>	0.019	0.019	0.2	0.5

La línea de aire de instrumentos presenta una caída de presión en la actualidad mayor a la permitida por diseño. Esto ya fue considerado en un punto anterior como una limitación, de manera que al ejecutarse las instalaciones planteadas para el sistema de aire de instrumentos, la nueva línea está en completa capacidad de manejar el flujo correspondiente al aire de instrumento de todas las unidades de Conversión.

La caída de presión en la línea de aire de servicio, correspondiente a un flujo de 5000 PCSM es mayor al valor de diseño, esto no impide que se pueda cambiar la estrategia operacional, ya que el consumo de aire de servicio es variable acorde con la demanda y es un servicio intermitente.

### ***12.9.1 Distribución del flujo de agua de enfriamiento***

La configuración propuesta de las líneas para agua de enfriamiento del nuevo compresor CM-4603, presenta desventaja sobre la disposición de las líneas de

suministro al CT-4601, ya que se encuentran más lejanas al punto de conexión del cabezal de agua de enfriamiento que las del CT-4601, esto puede ocasionar que el flujo vaya en mayor proporción a los intercambiadores del compresor actual CT-4601 y por lo tanto no se suministre la cantidad de agua necesaria para los enfriadores de etapas intermedias del CM-4603.

Por las razones anteriormente explicadas, se evaluó la operación de los dos compresores en el paquete simulador INPLANT vs 3.02. Los resultados obtenidos se reportan en la tabla N° 26, a continuación:

**Tabla N°26. Distribución de flujo de agua de enfriamiento en el CT-4601 y CM-4603**

	CT-4601	CM-4603
<i>Flujo total de agua de enfriamiento a los enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador, GPM</i>	438	405
<i>Presión a la salida de los enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador, Psig</i>	4.1	4.4
<i>Flujo total a los enfriadores de aceite, GPM</i>	30	31
<i>Presión a la salida de los enfriadores de aceite, Psig</i>	0	0

El flujo promedio requerido por los enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador del compresor CT-4601 es de 400 gpm aproximadamente según el reporte diario del sistema de agua de enfriamiento de la Refinería de Amuay. La simulación arrojó que el flujo que puede llegar a dichas unidades con la configuración propuesta de la nueva unidad de compresión, es mayor a 400 gpm lo cual satisface las necesidades de los intercambiadores.

La presión del cabezal de retorno de agua de enfriamiento es en promedio 3.5 Psig, debido a que la presión a la descarga de los enfriadores intermedios y post-enfriador reportados por la simulación es de 4.1 y 4.4 Psig, entonces el agua podrá retornar al cabezal sin problemas.

El agua de enfriamiento que sale de los enfriadores de aceite va hacia el desagüe, por lo que la presión a la salida debe ser la atmosférica, esto también se cumple según los resultados de la simulación.

En vista de los resultados obtenidos, es factible operar simultáneamente al compresor CT-4601 y CM-4603.

Es importante resaltar que es necesario conocer el perfil de presiones obtenidos con la operación simultánea de estos compresores, con la finalidad de determinar si resulta satisfactorio un cambio en la filosofía de operación del sistema.

## CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos y las discusiones realizadas se formulan las siguientes conclusiones:

- ✓ Es necesario instalar un nuevo compresor centrífugo en el Bloque 29 ya que actualmente no se cubre el requerimiento mínimo impuesto por PDVSA de N-2 equipos disponibles en sistemas de servicio.
- ✓ Se requiere que el compresor a instalar posea enfriamiento de etapas intermedias, con la finalidad de aumentar la eficiencia total de compresión y aproximándose al proceso isotérmico.
- ✓ El sistema de aire de instrumento requiere la instalación de dos nuevos secadores y filtros, ya que éste debe disponer de 5000 PCSM en todo momento, contando actualmente con 4350 PCSM.
- ✓ El aire de instrumento debe contener la menor cantidad posible de agua ya que ocasiona serios daños en la instrumentación, aquí la importancia de contar con las unidades de secado correspondientes.
- ✓ Se amerita cambiar la línea de aire de instrumentos que conecta al Bloque 29 con el cabezal del Bloque 11, debido a la gran caída de presión que ésta produce en el sistema.
- ✓ El aire de proceso cuenta con un secador único, esto imposibilita el mantenimiento del mismo, por lo cual es necesario instalar un equipo de respaldo, garantizándose así el suministro continuo del producto.

- ✓ Debido a diferencias en la presión de descarga de los compresores CM-1700 y CT-1752, se requiere segregar el CM-1700 al sistema de aire de servicios.
- ✓ Es necesario cambiar la configuración de las líneas de entrada y salida del tambor PV-77 en Bloque 11, para disminuir el arrastre de líquido en las líneas del sistema.
- ✓ Para incrementar la flexibilidad del sistema permitiendo respaldo entre los tambores D-4619 y D-4620, se requiere instalar una línea que conecte las descargas de los mismos.
- ✓ Las unidades integrantes de todo sistema que se encuentre en operación deben ser aislables del mismo, con la finalidad de poder realizar el mantenimiento correspondiente.
- ✓ La relación de diámetros  $\beta$  para las placas de orificio, debe oscilar entre 0.5 y 0.6, con el fin de evitar problemas de grandes caídas de presión y poca precisión del instrumento.
- ✓ El nuevo compresor debe disponer de una válvula de alivio en la descarga del mismo, para poder descargar el compresor a la atmósfera en casos de sobrepresión.
- ✓ El sistema de aire comprimido del Bloque 29 una vez que se realicen las mejoras propuestas, está en capacidad de operar de manera simultánea la descarga de los compresores CT-4601 y CM-4603.

## RECOMENDACIONES

Considerando el alcance logrado en el presente trabajo, se formulan las siguientes recomendaciones:

- ✓ Realizar la simulación del sistema de compresión de aire considerando la operación de dos compresores en el Bloque 11 y dos compresores en el Bloque 29, con la finalidad de conocer el perfil de presiones generado para evaluar el cambio de la filosofía de operación del sistema.
- ✓ Drenar una vez por día como mínimo, los tambores receptores de aire y puntos bajos de las líneas con la finalidad de disminuir el arrastre de líquido en el sistema.
- ✓ Instalar instrumentación en el compresor CM-1700 para poder evaluar la operación del mismo.
- ✓ Incluir en el control maestro de presión el compresor CT-1752 con el fin de reducir el tiempo de respuesta cuando el equipo se encuentra disponible para respaldo.
- ✓ Realizar limpieza de los secadores de aire de instrumentos para disminuir la caída de presión existente en los mismos.
- ✓ Limpiar los intercambiadores de calor de los compresores para eliminar ensuciamiento y taponamiento que interfieren en la transferencia de calor.

- ✓ Realizar sondeo de presión en la línea de entrada al tambor D-210, una vez que se encuentren descargando el CM-1700 y el CT-1752 simultáneamente para verificar la caída de presión en la misma.

## BIBLIOGRAFÍA

1. LAGOVEN S.A., “**Manual general de instrucciones e información**”. Copia N°18. 1995.
2. RAMIREZ U. KYRA M., “**Evaluación Hidráulica del sistema de aire comprimido del Centro de Refinación Paraguaná - Refinería de Amuay con la incorporación del proyecto DFAY**”. Universidad Simón Bolívar. 2000
3. ATLAS COPCO, “**Manual sobre Aire Comprimido y su aplicación en la industria**”. Venezuela 1999
4. CHANG R, “**Química**”. Editorial Mc Graw Hill. 4<sup>ta</sup> edición. México, 1992.
5. PERRY R, “**Manual del Ingeniero Químico**”. Editorial Mc Graw Hill. Sexta edición. México, 1998.
6. BIBLOGRAF, S.A, “**Enciclopedia didáctica universal VOX4**”. 1<sup>era</sup> edición. España, 1980.
7. PDVSA, “**Manual de diseño de procesos, Compresores**”. Caracas. 1996.
8. CRANE Co, “**Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías**”. Capítulos 1,2. Editorial Mc Graw Hill. México, 1992.

9. **LAGOVEN S.A.**, “Guía para ingenieros de contacto de Instalaciones Auxiliares”. **1987.**
  
10. GRUPO CENTEC, “**Sistemas de Turbocompresión Turbogeneración**”. 1996.
11. HIMMELBLAU D, “**Principios básicos y cálculos en Ingeniería Química**”. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 6ta edición. México, 1997
  
12. VAN WYLEN, “**Fundamentos de Termodinámica**”. Editorial Limusa. Capítulo VI.
  
13. FOX R. W, “**Introducción a la mecánica de los fluidos**”. Editorial Mc Graw Hill. 2da edición. México, 1989.
  
14. EXXON, “**Prácticas de Ingeniería de diseño**”. 1974.
  
15. KERN D, “**Procesos de transferencia de calor**”. Compañía Editorial Continental. México Editorial Mc Graw Hill. 1996.
  
16. SIMSCI INC, “**PRO II. manual**”. Simulation Sciencies Inc. USA, 1997.
  
17. SIMSCI INC, “**Inplant input manual. Version 3.02**”. Simulations Sciencies Inc. USA, 1994
  
18. SIMSCI INC, “**Hextran manual. Versión 8.01**”. Simulation Sciencies Inc. USA, 1994.
  
19. **CONSOLIDATED**, “Consolidated Safety Relief valves sizing and selection”. **Industrial Valves. DRESER. Fall 1991. SRV-1.**

## APÉNDICE A

### CÁLCULOS TIPO

#### A.1 Cálculo de la temperatura de descarga del compresor.

*A.1.1 Cálculo de la presión y temperatura reducida del aire a la entrada de la primera etapa de compresión.*

$$T_{ro} = \frac{T_o}{T_c} \quad (47) \quad \text{y} \quad P_{ro} = \frac{P_o}{P_c} \quad (48)$$

$$T_{ro} = \frac{549,67}{238,41} = 2.305 \quad \text{y} \quad P_{ro} = \frac{14,7}{546,68} = 0.027$$

donde:

$T_{ro}$ : Temperatura reducida del aire a la entrada de la primera etapa de compresión, adim

$T_o$  : Temperatura de bulbo seco, °R

$T_c$ : Temperatura crítica del aire, °R.

$P_{ro}$  : Presión reducida del aire a la entrada de la primera etapa de compresión, adim

$P_o$  : Presión atmosférica, Psia.

$P_c$ : Presión crítica del aire, Psia.

*A.1.2 Cálculo de la relación de compresión global.*

$$r_{global} = \frac{P_3}{P_o} = \frac{125.7}{14.7} = 8.55 \quad (49)$$

donde:

$r_{global}$  : Relación global de compresión, adim.

$P_3$  : Presión a la salida de la tercera etapa de compresión, Psia.

$P_o$  : Presión atmosférica, Psia.

*A.1.3 Cálculo de la relación de compresión por etapa.*

$$r_{etapa} = \sqrt[n_e]{r_{global}} = \sqrt[3]{8.55} = 2.045 \quad (50)$$

donde:

$n_e$ : Número de etapas de compresión, adim.

$r_{etapa}$  : Relación de compresión en cada etapa, adim.

*A.1.4 Cálculo de la presión de descarga en la primera etapa de compresión.*

$$P_1 = r_{etapa} * P_o = 2.045 * 14.7 = 30.06 \text{Psia} \quad (51)$$

donde:

$P_1$  : Presión a la descarga de la primera etapa de compresión, Psia.

*A.1.5 Cálculo del exponente de compresión.*

Para las condiciones de presión y temperatura a la entrada de la primera etapa de compresión, se obtiene el valor de k a través de la tabla N°5 en el capítulo V. Para  $P=14.7$  Psia y  $T= 90^\circ\text{F}$ ,  $k=1.402$ .

*A.1.6 Factor de compresibilidad.*

La tabla N°6 del capítulo V posee valores de factor de compresibilidad para diferentes temperaturas y presiones. Para las condiciones de entrada,  $Z=0.9999$ .

*A.1.7 Cálculo del volumen específico.*

$$v_1 = \frac{ZRT_o}{P_oMF_2} = \frac{1*1545*549.67}{14.7*29*144} = 13.83 \text{ pie}^3/\text{lb} \quad (52)$$

donde:

$v_1$  : Volumen específico del aire,  $\text{pie}^3/\text{lb}$ .

$M$  : Peso molecular del aire,  $\text{lb}/\text{lbmol}$ .

$F_2$  : Factor de cambio de unidades.

*A.1.8 Cálculo del flujo molar de aire.*

Con la capacidad del compresor (4000 PCSM) y las condiciones estándar de presión y temperatura, se obtiene el flujo molar de aire en el compresor.

$$n = \frac{P_e V_e}{ZRT_e} = \frac{1*113267.39}{0.082*333.15} = 4146,20 \text{ gmol}/\text{min} = 9.14 \text{ lbmol}/\text{min} \quad (53)$$

donde:

$n$  : Flujo molar de aire,  $\text{lbmol}/\text{min}$ .

$P_e$  : Presión a condiciones estándar,  $\text{atm}$ .

$V_e$  : Volumen a condiciones estándar, PCSM.

$R$  : Contante Universal de los gases,  $(1 \text{ atm}/^\circ\text{K mol})$

Te: Temperatura a condiciones estándar, °K.

*A.1.9 Flujo másico de aire*

$$m = n * M = 9.14 * 28.84 = 263.59 \text{ lb} / \text{min} \quad (54)$$

donde:

m : Flujo másico de aire, lb/min.

*A.1.10 Flujo volumétrico real de aire*

$$Fv_R = v_1 * m = 13.83 * 263.59 = 3645.45 \text{ pie}^3 / \text{min} \quad (55)$$

donde:

Fv<sub>R</sub> : Flujo volumétrico real de aire, pie<sup>3</sup>/min

*A.1.11 Eficiencia politrópica.*

La eficiencia politrópica se obtiene a partir de la figura N° del Anexo, una vez conocido el flujo volumétrico real que maneja el compresor.

Para este caso en particular resultó:

$$\eta_{\text{poli}} = 73.7 \%$$

*A.1.12 Cálculo del primer estimado de la temperatura de descarga en la primera etapa de compresión.*

$$T_1 = T_o \left( \frac{P_1}{P_o} \right)^{\frac{k_o - 1}{k_o * n_{poli}}} = 549.67 \left( \frac{30.04}{14.7} \right)^{\frac{1.403 - 1}{1.403 * 0.737}} = 726.22^\circ R = 266.55^\circ F \quad (56)$$

donde:

$T_1$  : Temperatura a la descarga de la primera etapa de compresión, °F.

#### A.1.13 Cálculo del exponente de compresión promedio.

Una vez encontrado un primer estimado de la temperatura de descarga, se obtiene el valor del exponente de compresión a las condiciones de salida de la primera etapa de compresión. En este caso 30.06 Psia y 266,55 °F, para lo cual  $k_1=1.381$ .

$$k_{prom} = \frac{k_o + k_1}{2} = \frac{1.404 + 1.381}{2} = 1.3925 \quad (57)$$

donde:

$k_{prom}$  : Exponente de compresión promedio entre las condiciones de entrada y salida de la primera etapa de compresión, adim.

#### A.1.14 Segundo estimado de la temperatura de descarga en la primera etapa de compresión.

$$T_1 = T_o \left( \frac{P_1}{P_o} \right)^{\frac{k_{prom} - 1}{k_{prom} * n_{poli}}} = 549.67 \left( \frac{30.04}{14.7} \right)^{\frac{1.3925 - 1}{1.3925 * 0.737}} = 725.24^\circ R = 265.54^\circ F \quad (58)$$

La iteración finaliza cuando dos valores consecutivos de  $T_1$  posean una diferencia menor que 10°F, lo cual se cumple en este caso. Por lo que la temperatura del aire a la descarga de la primera etapa de compresión es aproximadamente 266°F.

Este procedimiento se repite para cada una de las etapas de compresión considerando que el equipo posee unidades de intercambio de calor entre las etapas las cuales tienen como función llevar la temperatura del aire que sale del intercambiador hasta la temperatura de bulbo seco.

Se debe considerar también, que estos intercambiadores poseen una caída de presión por diseño. Para efectos de cálculo se fijó una caída de 2 psi por el lado de la carcasa, por lo que la presión a la entrada de la segunda etapa de compresión será:

$$P_1' = P_1 - \Delta P_{\text{intercambiador}} = 30.04 - 2 = 28.04 \text{ Psia} \quad (59)$$

## A.2 Cálculo del Cabezal politrópico.

### A.2.1 Cálculo del exponente de aumento de temperatura.

$$m_T = \frac{\log\left(\frac{T_1}{T_o}\right)}{\log\left(\frac{P_1}{P_o}\right)} = \frac{\log\left(\frac{722.45}{549.67}\right)}{\log\left(\frac{30.04}{14.7}\right)} = 0.382 \quad (60)$$

donde:

$m_T$ : Exponente de aumento de temperatura, adim.

### A.2.2 Cabezal politrópico para la primera etapa de compresión.

$$H_{\text{poli}} = \frac{R * T_o}{M} \left( \frac{1}{m_T} \right) * \left( \left( \frac{P_1}{P_o} \right)^{m_T} - 1 \right) \quad (61)$$

$$H_{\text{poli}} = \frac{1545.3 * 549.67}{29} \left( \frac{1}{0.382} \right) * \left( \left( \frac{30.06}{14.7} \right)^{0.382} - 1 \right) = 24149.1 \text{ pie}$$

donde:

$H_{poli}$  : Cabezal politrópico, pie.

El cabezal politrópico de la segunda y tercera etapa de compresión, se calcula de la misma manera.

### A.3 Cálculo de la Potencia de compresión requerida.

#### A.3.1 Potencia de compresión.

$$PG = \frac{m * H_{poli}}{F_3 * \eta_{poli}} = \frac{263.59 * 24090}{33000 * 0.737} = 220.048hp \quad (62)$$

donde:

$F_3$ : Factor de unidades

PG: Potencia de gas, hp

### A.4 Cálculo de la válvula de alivio para el compresor.

#### A.4.1 Cálculo de la presión a la cual comenzará a abrir la válvula de alivio.

$$P_v = 1.1(P_s) + 14.7 = 1.1(150) + 14.7 = 179.7Psia \quad (63)$$

donde:

$P_v$ : Presión de flujo para comenzar a abrir la válvula, Psia.

$P_s$  : Presión de ajuste (se refiere al rating de la línea donde se encuentra la válvula), Psig.

#### A.4.2 Área requerida del orificio de la válvula.

$$A_c = \frac{60F_v(0.0763)\sqrt{T}\sqrt{Z}}{356K_dP_v(5.3824)} = \frac{60(4000)(0.0763)\sqrt{569.67}\sqrt{1.12}}{356(0.95)(179.7)(5.3824)} = 1.495 \text{ plg}^2$$

(64)

donde:

$A_c$  : Área requerida del orificio de la válvula,  $\text{plg}^2$ .

$F_v$  : Flujo volumétrico, PCSM.

$T$  : Temperatura del fluido, °R.

$Z$  : Factor de compresibilidad @ T y P, adim.

$K_d$  : Factor para el aire, adim.

$P_v$  : Presión de alivio, Psia.

## APÉNDICE B

### DATOS DE ENTRADA DE LAS SIMULACIONES

**B.1) Simulación del Intercambiador de calor de tubo y carcasa con tubo en U, en el paquete HEXTRAN vs 8.01.**

**Tabla N°27. Datos de las corrientes en el secador de aire de proceso**

	Lado Carcaza	Lado Tubos
Fluído	Aire	Agua
Flujo (lb/hr)	13775	27550
Presión a la entrada (Psig)	90	40
Temperatura a la entrada (°F)	110	85
Presión a la salida (Psig)	88	-
Temperatura a la salida (°F)	95	-

**Tabla N°28. Datos de los tubos del intercambiador.**

Diámetro Externo (Pulg)	0.75
Espesor de Pared (BWG)	18
Longitud (ft)	20
Número de tubos	22
Tipo de Tubo	Lisos
Espaciado de los tubos (Pulg)	1.2

**Tabla N°29. Datos de la carcasa del intercambiador.**

Diámetro nominal (Pulg)	6
Cédula	40
N° de Carcazas en serie	1
N° de Carcazas en paralelo	1

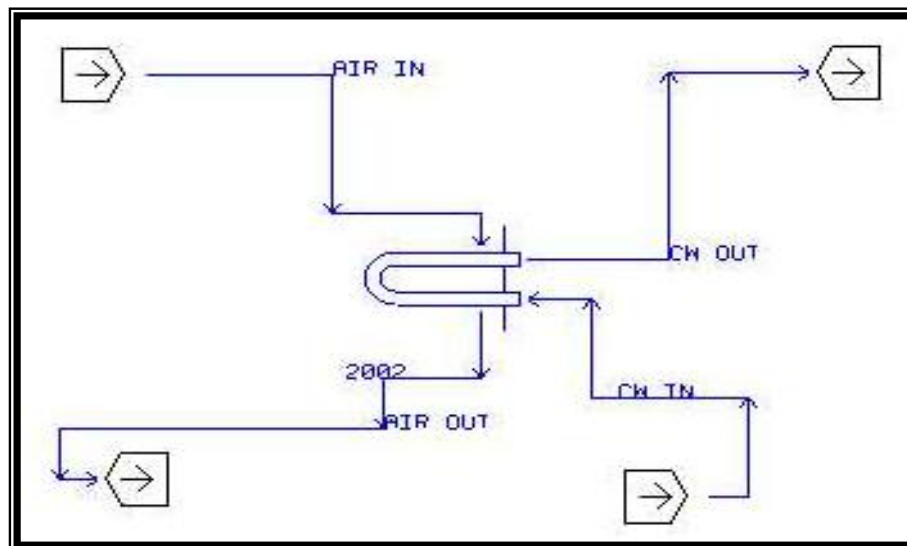
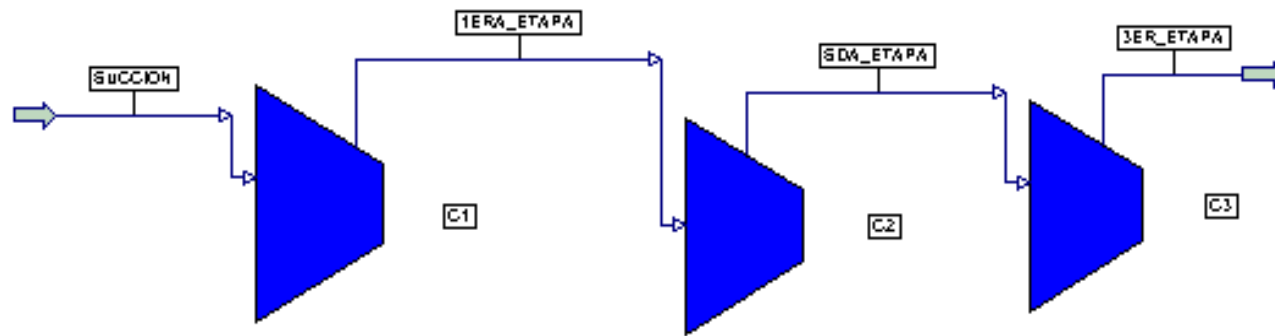


Figura N°23. Diagrama de la simulación del secador de aire de proceso

## B.2 Simulación del nuevo compresor en PRO II with PROVISIÓN vs 5.1

Tabla N°30. Datos de entrada para la simulación del compresor en PRO II.

Método Termodinámico	<b>SRK</b>
Temperatura de succión	90°F
Presión de succión	14.7 Psia
Flujo volumétrico	4000 PCSM
Radio de compresión	2.06
Eficiencia Politrópica	73.7%
Temperatura estimada a la descarga de cada una de las etapas de compresión	300°F
Caída de presión en los enfriadores interetapas y post-enfriador	2 Psi
Temperatura a la salida de los enfriadores de la primera y segunda etapa	90°F
Temperatura a la salida del post-enfriador	110°F



Stream Name		SUCCION	1ERA_ETAPA	SDA_ETAPA	3ER_ETAPA
Stream Description					
Stream Phase		Vapor	Vapor	Vapor	Vapor
Total Std. Vapor Rate	FT3/MIN	4000	4000	4000	4000
Temperature	F	90.000	90.000	90.000	110.000
Pressure	PSIA	14.700	28.282	56.261	126.838
Total Crit. Temperature	F	-221.260	-221.260	-221.260	-221.260
Total Crit. Pressure	PSIA	548.158	548.158	548.158	548.158
Total Reduced Temperature		2.3056	2.3056	2.3056	2.3895
Total Reduced Pressure		0.0268	0.0516	0.1026	0.2314
Vapor CP/CV Ratio		1.4000	1.4016	1.4048	1.4110

Figura N°24. Diagrama de la simulación del nuevo compresor

**B.3 Simulación de las unidades intermedias de enfriamiento y post-enfriador del C-4601 y C-4603 en INPLANT vs 3.02**

**Tabla N°31. Condiciones del agua de enfriamiento a la entrada de los intercambiadores**

<b>Presión, Psig</b>	40
<b>Temperatura, °F</b>	85
<b>Gravedad específica</b>	1.038

**Tabla N°32. Flujos estimados de agua de enfriamiento a las unidades de intercambio de calor.**

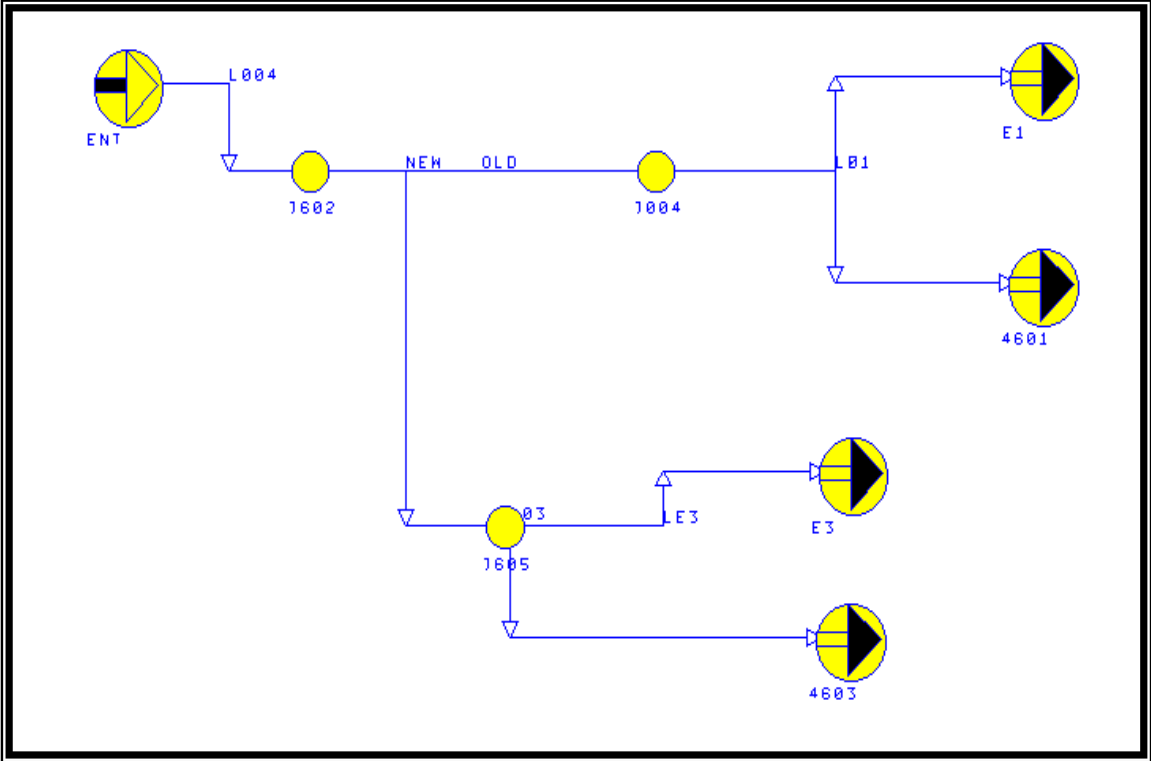
<b>UNIDAD DE DESTINO DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO</b>	<b>Flujo, GPM</b>
Enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador del C-4601	500
Enfriadores de aceite lubricante del C-4601	25
Enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador del C-4601	500
Enfriadores de aceite lubricante del C-4601	25

**Tabla N°33. Presión a la salida de las unidades de enfriamiento**

<b>EQUIPO</b>	<b>Presión, Psig</b>
Enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador del C-4601	5
Enfriadores de aceite lubricante del C-4601	0
Enfriadores de etapas intermedias y post-enfriador del C-4601	5
Enfriadores de aceite lubricante del C-4601	0

En la simulación de estas unidades, se introdujo la longitud de cada tramo de tubería, el diámetro y tipos de accesorios contenidos en las líneas. Al seleccionar el tipo de accesorio, el programa automáticamente toma el valor de

la constante K correspondiente para el cálculo de la longitud equivalente del tramo. En el reporte de la simulación se encuentran reflejados todos estos valores.




**Figura N°25. Esquema de la simulación de los intercambiadores de los compresores C-4601 y C-4603**

# APÉNDICE C

## HOJAS DE ESPECIFICACIÓN

### C.1 Equipos correspondientes a la instalación del nuevo compresor

		<b>Always refer to this number</b>			
		Div.	Job	PO/Rcq.	

DATA SHEET-CENTRIFUGAL COMPRESSOR		SH	OF					
1	APPLICABLE TO <input type="checkbox"/> PROPOSAL <input type="checkbox"/> PURCHASE <input type="checkbox"/> AS BUILT	ITEM N°	C-4603					
2	FOR PDVSA, REFINERÍA DE AMUAY	UNIT	Planta Eléctrica Bloque 29					
3	SITE JUDIBANA, ESTADO FALCON, VENEZUELA.	DRIVER	Motor					
4	SERVICE Aire a subsistemas de instrumentos, servicio y proceso	Respaldo	N° REQUIRED 1					
5	MANUFACTURER	MODEL	SERIAL N°					
6	NOTE <input type="checkbox"/> INDICATES INFORMATION TO BE COMPLETED BY PURCHASER	<input type="checkbox"/> BY MANUFACTURER						
7								
8	<b>OPERATING CONDITIONS</b>							
9	(ALL DATA ON PER UNIT BASIS)	<b>OTHER CONDITIONS</b>						
10		<b>NORMAL</b>	<b>RATED</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	
11	<input type="checkbox"/> GAS HANDLED	Aire						
12	<input type="checkbox"/> MMSCFD / SCFM (14, PSIA 60°F DRY)	4000						
13	<input type="checkbox"/> WEIGHT FLOW Lb/h (WET) (DRY)	18354						
14	<b>INLET CONDITIONS:</b>							
15	<input type="checkbox"/> PRESURE (PSIA)	14.7	<input type="checkbox"/>					
16	<input type="checkbox"/> TEMPERATURE (°F)	90	<input type="checkbox"/>					
17	<input type="checkbox"/> RELATIVE HUMIDITY (%)	81	<input type="checkbox"/>					
18	<input type="checkbox"/> MOLECULAR WEIGHT	28,97	<input type="checkbox"/>					
19	<input type="checkbox"/> Cp/Cv (K1) OR (Kave)	1,402	<input type="checkbox"/>					
20	<input type="checkbox"/> COMPRESSIBILITY (Z1) OR (Zave)	1,000	<input type="checkbox"/>					
21	<input type="checkbox"/> INLET VOLUME (ACFM) (WET)	4333,86	<input type="checkbox"/>					
22	<b>DISCHARGE CONDITIONS:</b>							
23	<input type="checkbox"/> PRESURE (PSIA)	125,7	<input type="checkbox"/>					
24	<input type="checkbox"/> TEMPERATURE (°F) (ESTIMATED)	110	<input type="checkbox"/>					
25	<input type="checkbox"/> Cp/Cv (K2) OR (Kave) (ESTIMATED)	1,414	<input type="checkbox"/>					
26	<input type="checkbox"/> COMPRESSIBILITY (Z2) OR (Zave) (ESTIMATED)	1,002	<input type="checkbox"/>					
27								
28	<input type="checkbox"/> REQD POWER. (H.P) (all losses included)	1250	<input type="checkbox"/>					
29	<input type="checkbox"/> SPEED (RPM)		<input type="checkbox"/>					
30	<input type="checkbox"/> EST. SURGE. INLET ACFM (AT SPEED ABOVE)		<input type="checkbox"/>					
31	<input type="checkbox"/> POLYTROPIC HEAD (Ft) (ESTIMATED)	97765,4	<input type="checkbox"/>					
32	<input type="checkbox"/> POLYTROPIC EFFICIENCY (%)		<input type="checkbox"/>					
33	<input type="checkbox"/> GUARANTEE POINT		<input type="checkbox"/>					
34	<input type="checkbox"/> PERFORMANCE CURVE N°		<input type="checkbox"/>					
35	<b>PROCESS CONTROL</b>							
36	METHOD	<input type="checkbox"/> BY PASS FROM	TO					
37		<input type="checkbox"/> ANTI SURGE BY PASS	<input type="checkbox"/> MANUAL	<input checked="" type="checkbox"/> AUTO	<input type="checkbox"/>			
38		<input type="checkbox"/> SUCTION THROTTLING FROM	TO					
39		<input type="checkbox"/> SPEED VARIATION FROM	TO					
40		<input type="checkbox"/> OTHER						
41	SIGNAL	<input type="checkbox"/> SOURCE						
42		<input type="checkbox"/> TYPE						
43		<input type="checkbox"/> RANGE FOR PNEUMATIC CONTROL	RPM @	PSIG	RPM @	PSIG		
44		OTHER						
45	<b>COMPRESSOR UNIT ARRANGEMENT</b>							
46	<input type="checkbox"/>	PRESIÓN ATMOSFÉRICA (NO INCLUYE FILTRO Y LÍNEA DE SUCCIÓN, A SER ESPECIFICADO POR EL FABRICANTE)						
47	<input type="checkbox"/>	EL POST-ENFRIADOR Y LOS DOS ENFRIADORES INTERMEDIOS A SER ESPECIFICADO POR EL FABRICANTE.						
48	<input type="checkbox"/>	VÁLVULAS DE SUCCIÓN Y VENTEO A SER ESPECIFICADAS POR EL FABRICANTE.						
49								
50								
51								
52								



Always refer to this number		
Div.	Job	PO/Rcq.

**DATA SHEET-CENTRIFUGAL COMPRESSOR**

SH OF

1	GAS ANALYSIS		NORMAL	OTHER CONDITIONS				REMARKS
	2	<input type="checkbox"/> MOL %		RATED	A	B	C	
3		MOL WT						
4	AIR	28,966	100					
5	OXYGEN	32,000						
6	NITROGEN	28,016						
7	WATER VAPOR	18,016						
8	CARBON MONOXIDE	28,010						
9	CARBON DIOXIDE	44,010						
10	HYDROGEN SULFIDE	34,076						
11	HYDROGEN	2,016						
12	METHANE	16,042						
13	ETHYLENE	28,052						
14	ETHANE	30,068						
15	PROPYLENE	42,078						
16	PROPANE	44,094						
17	i-BUTANE	58,120						
18	n-PENTANE	58,120						
19	i-PENTANE	72,146						
20	n-PENTANE	72,146						
21	HEXANE PLUS							
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28	TOTAL		100					
29	AVG. MOLECULAR WEIGHT		28,966					
30	<b>LOCATION</b>			<b>NOISE SPECIFICATIONS:</b>				
31	<input type="checkbox"/> INDOOR	<input type="checkbox"/> HEATED	<input type="checkbox"/> UNDER ROOF	<input type="checkbox"/> APPLICABLE TO MACHINE:				
32	<input type="checkbox"/> OUTDOOR	<input type="checkbox"/> UNHEATED	<input type="checkbox"/> PARTIAL SIDES	SEE SPECIFICATION:				
33	<input type="checkbox"/> GRADE	<input type="checkbox"/> MEZZANINE		<input type="checkbox"/> APPLICABLE TO NEIGHBORHOOD				
34	<input type="checkbox"/> ELEC AREA CLASS	GR	DIV	SEE SPECIFICATION				
35	<input type="checkbox"/> WINTERIZATION REQD	<input type="checkbox"/> TROPICALIZATION REQD		A COUSTIC HOUSING: <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO				
36	<b>SITE DATA:</b>			<b>APPLICABLE SPECIFICATIONS:</b>				
37	<input type="checkbox"/> ELEVATION	90,6 Ft	BAROMETER	14,7	PSIA			
38	<input type="checkbox"/> RANGE OF AMBIENT TEMPS:			API 617 CENT COMPR. FOR GEN. REFINERY SERVICES				
39		DRY BULB	WET BULB					
40	<b>SITE RATED (°F)</b>	85						
41	NORMAL (°F)	85						
42	MAXIMUM (°F)	95	85					
43	MINIMUM (°F)	70						
44	<b>UNUSUAL CONDITIONS:</b>							
45	<input type="checkbox"/> OTHER	<input type="checkbox"/> DUST	<input type="checkbox"/> FUMES					
46				<b>PAINTING:</b>				
47				<input type="checkbox"/> MANUFACTURERS STD.				
48				<input type="checkbox"/> OTHERS				
49				<b>SHIPMENT:</b>				
50				<input type="checkbox"/> DOMESTIC <input type="checkbox"/> OUTDOOR STORAGE OVER 3 MONTHS				
51				<input type="checkbox"/> EXPORT <input type="checkbox"/> EXPORT BOXING REQD				
52								



Always refer to this number

	Div.	Job	PO/Rcq.

**DATA SHEET-CENTRIFUGAL COMPRESSOR**

1	<b>UTILITIES</b>			
2	UTILITY CONDITION:		COOLING WATER:	
3	STEAM	DRIVER	HEATING	
4	INLET MIN _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		TEMP. INLET _____ 85 _____ °F	MAX RETURN _____ 120 _____ F
5	NORM _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		PRESS NORM _____ 55 _____ PSIG	DESIGN _____ 60 _____ PSIG
6	MAX _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		MIN RETURN _____ 15 _____ PSIG	MAX ALLOW P _____ 40 _____ PSIG
7	EXHAUST. MIN _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		WATER SOURCE _____ BAHÍA _____	
8	NORM _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		<b>ELECTRICITY</b>	
9	MAX _____ PSIG _____ F _____ PSIG _____ F		DRIVER	HEATING CONTROL SHUTDOWN
10			VOLTAGE _____ 2300 _____	
11	INSTRUMENT AIR:		HERTZ _____ 60 _____	
12	MAX PRESS _____ 80 _____ PSIG	MIN PRESS _____ 60 _____ PSIG	PHASE _____ 3 _____	

14	PAGE N°	LINE N°	REMARKS
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
24			
25			
26			
27			
28			
29			
30			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
46			
47			
48			
49			
51			
52			

**Figura N° 29. Hoja de especificación compresor centrífugo**



Always refer to this number			
	Div.	Job	PO/Req. Sup.

**DATA SHEET- FLOW INSTRUMENTS**

SH 1 OF 1

GENERAL	1	TAG NUMBER (1)						
	2	FLOW SHEET & FRAME N°						
	3	LINE N°	CLASS	SIZE	SCH			
	4	SERVICE			Aire a D-4620			
	5							
OPER. COND.	6	FLUID NAME			Aire Comprimido			
	7	CORROSIVE AND/OR EROSION COMP.			-			
	8	TEMPERATURE (°F) NORMAL / MAX.			110	300		
	9	PRESSURE (Psig) NORMAL / MAX.			110	150		
LIQUID	11	FLOW RATE (B/D @ 60°F) NORMAL / MAX						
	12	SP. GRAVITY @ 60°F / @ F.T.						
	13	VISCOSITY @ F.T. (CP)						
	14							
GAS	15	FLOW RATE (MMSCFD) NORMAL / MAX.			5,76	6,45		
	16	MOLECULAR WEIGHT			28,964			
	17	COMPRESSIBILITY @ 60°F 1 atm / @ Cond.			0,9996	0,9986		
	18	SPECIFIC HEAT RATIO (CP/CV)			1,404			
STEAM	20	FLOW (LB/HR) NORMAL/ MAX.						
	21	SPECIFIC VOLUME (Ft³/Lb.)						
	22	SPECIFIC HEAT (°F)						
	23							
METER DATA	24	TYPE OF PRIMARY SENSING ELEMENT			Orifice			
	25	ORIFICE DIAMETER (inch)			4,58			
	26	QUADRANT EDGE RADIUS (inch)			-			
	27	LINE SIZE (inch)			7,981			
	28	BETA RATIO (ORIF / ID)			0,574			
	29	DIFFERENTIAL RANGE (inches of water)			50			
	30	TAP LOCATION			FLANGE			
	31	METER FACTOR			34286			
	32	CHART SCALE RANGE			342860			
	33	METER RUN (FT) UPSTREAM/DOWNSTR.			10	3,33		
	34	BLOW BACK FLUID			-			
	35	FLANGE RATING AND TYPE						
	36	PLATE MATERIAL						
	37	THICKNESS: PLATE/EDGE						
INSTR. REQUIREMENT.	38	INTRUMENT REQ: LOCAL			DP CELL			
	39	BOARD						
	40	WITH INCREASE OF FLOW, CONTROL OUTPUT SHA						
	41	WITH AIR FAILURE, CONTROL VALVE SHALL						
	42	PROCESS ALARMS (HIGH / LOW), B/D @ 60°F						
	43							
	44							

NOTES: (1) TAG NUMBER TO BE ASSIGNED DURING DETAIL ENGINEERING

**Figura N°30. Hoja de especificación de la placa de orificio para el compresor.**



Always refer to this number			
Div.	Job	PO/Req.	Sup.

**DATA SHEET- PRESSURE SAFETY (RELIEF) VALVES**

SH 1 OF 1

GENERAL	1	TAG N°	(*)																	
	2	EQUIPMENT PROTECTED & TRIM OR LINE SPEC.	C-4603/E3																	
	3	SEAT TYPE																		
	4	DESIGN TYPE	CONVENTIONAL																	
	5	BONNET																		
	6	FLOW SHT & FRAME N°																		
	7	N° VALVES REQUIRED	1																	
BODY	8	MATERIAL	C.S																	
	9	SIZE INLET	OUTLET	3"	4"															
	10	CONNECTIONS																		
TRIM MATERIAL	11	TYPE FACING																		
	12	ORIFICE DESIGNATION	K																	
	13	NOZZLE																		
	14	GUIDE																		
ACCESSORIES	15	RING (S)																		
	16	SPRING MATL	ALUMINIZED																	
	17	BELLOWS																		
	18	DISC																		
BASIS	19	PLAIN CAP																		
	20	LEVER PLAIN	PACKED																	
	21	GAG																		
	22	VENT W/BUG SCREEN																		
	23	VENT W/PLUG																		
SERVICE CONDITIONS	24	CODE	STAMP																	
	25	FIRE	PF	B.D	C.W.F	B.D														
	26	OTHER																		
	27																			
AREA	28	FLUID	AIRE																	
	29	REQUIRED CAPACITY & UNITS	GPM	4477 SCFM																
	30	MOL. WT. OR SP. GR. @ F.T.	28,96																	
	31	VISCOSITY @ F.T. IN CP.																		
	32	COMPRESSIBILITY FACTOR (GAS)	1																	
	33	CORROSIVE EROSION COMPOUNDS																		
	34	PRESS PSIG	NORM OPER	MAX OPER	SET	110	145	150												
	35	TEMP °F	NORM OPER	MAX OPER	SET	110	120													
	36	MAX EMERGENCY TEMPERATURE	300 °F																	
	37	SUPERIMPOSED BACKPRESSURE	0																	
	38	BUILT UP BACK PRESSURE	0,06																	
	39	MAX. B. P RATING (VALVE)	165,0																	
	40	SPRING SET PRESSURE	15,0																	
	41	OVERPRESSURE -%	10																	
42	WT % FLASH	MW OF VAPOR																		
43	DISCHARGES TO	ATMOSPHERE																		
44	INLET EQUIV. LENGTH (ft)	15,7																		
45	CALCULATED-----SQ. INS	1,503																		
46	SELECTED-----SQ. INS	1,838																		
47	MANUFACTURE																			
48	OUTLINE DIMENSIONS																			

NOTES:

(1) P.F.= POWER FAILURE; B.D.= BLOCKED DISCHARGE; C.W.F.= COOLING WATER FAILURE

(\*) TAG A SER ESPECIFICADO DURANTE LA INGENIERÍA DE DETALLE

**Figura N°31. Hoja de especificación válvula de alivio del compresor.**



C.2 Equipos correspondientes a la instalación del nuevo secador de aire de proceso.



Always refer to this number		
Div.	Job	PO/Rcq.

DATA SHEET- DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER		SH	OF
1	CUSTOMER PDVSA	EQUIPMENT TAG N°	E-4609
2	PLANT LOCATION VENEZUELA- REF. DE AMUAY	MANUFACTURER	
3	SERVICE OF UNIT ENFRIADOR AIRE DE INSTRUMENTOS	TYPE	(HORIZ)(VERT)
4	SIZE	CONNECTED IN	PARALLEL SERIES
5	SUBF/ UNIT, ft2 94	SECTIONS/ UNIT	SECTION, ft2 94
PERFORMANCE OF ONE UNIT			
7	FLUID ALLOCATION	SHELL SIDE	TUBE SIDE
8	FLUID CIRCULATED	AIRE COMPRIMIDO	AGUA DE ENFRIAMIENTO
9	FLUID QUANTITY, TOTAL lb/h	13775	27550
10	VAPOR (IN / OUT) lb/h	13775	13775
11	LIQUID lb/h		
12	STEAM lb/h		
13	WATER lb/h		27550 27550
14	NONCONDENSABLE lb/h		
15	TEMPERATURE (IN / OUT) °F	109 95	85 87
16	SPECIFIC GRAVITY, LIQUID		0,99 0,99
17	VISCOSITY, LIQUID cP		0,78 0,8
18	MOLECULAR WEIGHT, VAPOR		
19	MOL. WT., NONCONDENSABLE	28,97 28,97	
20	SPECIFIC HEAT Btu/lb°F	0,246	1
21	THERMAL COND. Btu/h ft2 °F	0,016	0,3525
22	LATENT HEAT Btu/lb AT °F		
23	INLET PRESSURE psig	110	55
24	VELOCITY ft/s	54,83 54,83	2,42 2,42
25	PRESS. DROP ALLOW / CALC psi		
26	FOULING RESISTANCE (MIN.)	0,002	0,003
27	HEAT EXCHANGE Btu/h	55100	MTD CORRECTED, °F 15,22
28	TRANSFER RATE. Btu/h-ft2-°F-SERVICE	38,85	CLEAN
CONSTRUCTION OF ONE SECTION		SKETCH (NOZZLE ORIENTATION)	
		SHELL SIDE	TUBE SIDE
31	DESIGN/ TEST PRESSURE, psig	150 / 270	125 / 192
32	DESIGN TEMPERATURE °F		
33	N°. PASSES PER SECTION		
34	CORROSION ALLOWANCE, in.	0,125	-
35	CONNECTIONS	IN 6	3
36	SIZE	OUT 6	3
37	RATING		
38	TUBES: N° 22	OD 0.75	THNS 18 BWG
39	TUBE TYPE LISO		LENGHT 10 ft
40	TUBE SHEET MATERIAL		PITCH
41	FINS: (YES/NO) N°	HEIGHT	MATERIAL
42	SHELL: Acero al Carbono	ID 6.065	OD 6.625 SCH 40 PIPE
43	SHELL COVER:		CHANNEL:
44	TUBESHEET:		TUBE SUPPORTS:
45	TUBE/TUBESHEET JOINT:		GASKETS:
46	CODE REQUIREMENTS: ASME VIII		CODE STAMP: YES / NO
47	WEIGHTS/SECTION-SHIPING:		FILLED WITH WATER: BUNDLE:
48	REMARKS:		
49			
50			
51			
52			

Figura N°33. Hoja de especificación secador de aire de proceso.



Always refer to this number			
Div.	Job	PO/Req.	Sup.

**DATA SHEET- FLOW INSTRUMENTS**

SH 1 OF 1

GENERAL	1	TAG NUMBER (1)							
	2	FLOW SHEET & FRAME N°	-						
	3	LINE N°	CLASS	SIZE	SCH				
	4	SERVICE	Aire de Proceso						
	5								
OPER. COND.	6	FLUID NAME	Aire a Secador						
	7	CORROSIVE AND/OR EROSION COMP.	-						
	8	TEMPERATURE (°F) NORMAL / MAX.	110	130					
	9	PRESSURE (Psig) NORMAL / MAX.	90	95					
LIQUID	11	FLOW RATE (BPD @ 60°F) NORMAL / MAX							
	12	SP. GRAVITY @ 60°F / @ F.T.							
	13	VISCOSITY @ F.T. (CP)							
GAS	15	FLOW RATE (MMSCFD) NORMAL / MAX.	1,152	1,646					
	16	MOLECULAR WEIGHT	28,97						
	17	COMPRESSIBILITY @ 60°F 1 atm / @ Cond.	1	0,99					
	18	SPECIFIC HEAT RATIO (CP/CV)	1,4						
STEAM	20	FLOW (LB/HR) NORMAL / MAX.							
	21	SPECIFIC VOLUME (Ft³/Lb.)							
	22	SPECIFIC HEAT (°F)							
METER DATA	24	TYPE OF PRIMARY SENSING ELEMENT	ORIFICE						
	25	ORIFICE DIAMETER (inch)	3,369						
	26	QUADRANT EDGE RADIUS (inch)	-						
	27	LINE SIZE (inch)	6,065						
	28	BETA RATIO (ORIF / ID)	0,555						
	29	DIFFERENTIAL RANGE (inches of water)	20						
	30	TAP LOCATION	FLANGE						
	31	METER FACTOR	186,38						
	32	CHART SCALE RANGE	1863,8						
	33	METER RUN (FT) UPSTREAM/DOWNSTR.	7,5	2,5					
INSTR. REQUIREMENT	34	BLOW BACK FLUID	-						
	35	FLANGE RATING AND TYPE							
	36	PLATE MATERIAL							
	37	THICKNESS: PLATE/EDGE							
	38	INTRUMENT REQ:	LOCAL	DP/CELL					
	39		BOARD						
	40	WITH INCREASE OF FLOW, CONTROL OUTPUT S							
	41	WITH AIR FAILURE, CONTROL VALVE SHALL							
	42	PROCESS ALARMS (HIGH / LOW), B/D @ 60°F							
	43								
	44								

NOTES: (1) TAG NUMBER SHOWN AS REFERENCE ONLY. FINAL TAG NUMBER TO BE ASSIGNED DURING DETAIL ENGINEERING  
 (2) NEW LINE  
 (3) SEE BP3-6-1, PAR. 7.3.

**Figura N°34. Hoja de especificación placa de orificio para aire de proceso.**



### C.3 Equipos correspondientes a las instalaciones en el sistema de aire de instrumentos.



Always refer to this number		
Div.	Job	PO/Rcq.

SERVICE INSTRUMENTS AIR  
ITEM N° 45-DR-4603 / 45-DR-4604

#### DATA SHEET DRYER

1			<b>INLET CONDITIONS</b>	
2	NAME FLUID TO DRYER		AIR	
3	VOL. AT STD. ATM. COND	SCFM	500	
4	OPERATING PRESSURE	PSIG	90	
5	VOL. AT OPER. PRESSURE	CFM		
6	INLET TEMPERATURE	°F	110	
7	MOISTURE CONTENT			
8	SPECIFIC GRAVITY		1	
9	SPECIFIC HEAT	BTU / LB / °F		
10	DESIGN PRESS & TEMP	PSIG	150 PSIG	
11	OTHER REQUIREMENTS			
12				
13			<b>OUTLET CONDITIONS</b>	
14	FINAL MOISTURE CONTENT			
15	DEWPOINT AT OPER. PRESS	°F	50	
16	VOL. AT PRESS & TEMP	CFM		
17	OUTLET TEMPERATURE		PRESSURE DROP, PSI: 5 max	
18	OUTLET PRESSURE	PSIG		
19	OTHER REQUIREMENTS		MAX DESIGN DRY BULB= 90°F	
20			MAX. DESIGN WET BULB= 85°F	
21	TYPE OF DRYER: SINGLE TOWER <input type="checkbox"/>		DUAL TOWER <input type="checkbox"/>	OTHER REFRIGERATIVE <input type="checkbox"/>
22	CYCLE REQUIRED: _____ HOURS;		DRYING CYCLE: _____ HOURS;	REGENERATION CYCLE: _____ HOURS
23	TYPE OF OPERATION: MANUAL <input type="checkbox"/>		SEMI-AUTOMATIC <input type="checkbox"/>	FULLY AUTOMATIC <input type="checkbox"/>
24	TYPE OF ELECTRICAL CONSTRUCTION		STANDARD OPEN <input type="checkbox"/>	WEATHERPROFF <input type="checkbox"/>
25			EXPLOSION PROOF <input type="checkbox"/>	OTHER (SEE REMARKS) <input type="checkbox"/>
26	UTILITIES AVAILABLE AT OPERATING POINT:			
27	ELECTRICITY CONTROL:	<input type="checkbox"/> AC <input type="checkbox"/> DC	120 VOLTS 1 PHASE	60 CYCLE
28	POWER:	<input type="checkbox"/> AC <input type="checkbox"/> DC	460 VOLTS 3 PHASE	60 CYCLE
29	STEAM (SATURATED, SUPERHEATED):	PRESSURE _____ PSIG,	TEMPERATURE _____ °F	NONE REQ'D <input type="checkbox"/>
30	COOLING WATER PRESSURE IN _____ PSIG, OUT _____ PSIG:	TEMP. IN _____ °F	OUT _____ °F.	NONE REQ'D <input type="checkbox"/>
31	PREFERRED HEAT SOURCE FOR DESICCANT REACTIVATION:		STEAM <input type="checkbox"/>	ELECTRICITY <input type="checkbox"/>
32	CODES: ASME <input type="checkbox"/> STAMP(YES,NO)		NON-CODE <input type="checkbox"/>	OTHERS _____
33	PIPE, VALVES AND FITTING SUPPLIED WITH DRYER TO BE IN ACCORD WITH _____			
34	INLET CONNECTION SIZE 3" NPT			
35	OUTLET CONNECTION SIZE 3" NPT			
36				
37	INSTRUMENTS SUPPLIED WITH DRYER TO BE AS FOLLOWS: _____ AUTO DRAIN TRAP REFRIGERANT FILTER, COMPRESSOR ON			
38	LIGHT _____			
39				
40	PREFILTER REQUIRED (YES, NO)	AFTER FILTER REQUIRED (YES,NO)	ASME CODE (YES,NO)	STAMP (YES, NO)
41	UTILITIES REQUIRED:		REFRIGERANT	
42	ELECTRICITY: _____ K.W			
43	COOLING WATER: _____ LBS/HR			
44	STEAM _____ LBS/HR			
45	GUARANTEE: MAINTAIN _____ °F	DEWPOINT AT A FLUID PRESSURE OF _____ PSIG	FOR _____ HOURS	
46	IS PACKAGE UNIT SHOP ASSEMBLED ON SKIDS (YES, NO) <			
47	IF NOT, STATE FIELD MANHOURS REQUIRED FOR ERECTION _____		SHIPPING WEIGHT _____	
48	Remarks:(1) MANUFACTURER SHALL COMPLETE THIS DATA SHEET AT BID STAGE. (2) THE FOLLOWING INSTRUMENTS TO BE			
49	DEFINED BY MANUFACTURER: HOTGAS BYPASS VALVE, REFRIGERANT TEMPERATURE GAUGE, REFRIGERANT SUCTION AND			
50	DISCHARGE PRESSURE GAUGE, HI/LO REFRIGERANT PRESSURE LIGHT, LOW OIL PRESSURE LIGHT, AIR DEW POINT TEMPERATURE.			
51	(3) NEMA 1. ENCLOSURE. (4) INSTRUMENT TO BE SUPPLIED BY TF: AIR INLET TEMPERATURE PRESSURE GAUGE, AIR OUTLET			
52	PRESSURE GAUGE.			

Figura N°36. Hoja de especificación secador de aire de instrumentos.



Always refer to this number		
Div.	Job	PO/Rcq.

DATA SHEET- FILTER						
1	APPLICABLE TO:	PROPOSAL	PURCHASE	AS BUILT	ITEM N°	FIL-4603A/B
2	FOR	CRP-REFINERÍA DE AMUAY			UNIT	BLOQUE 29
3	SITE	JUDIBANA, FALCÓN, VENEZUELA				
4	SERVICE	AIRE DE INSTRUMENTO A SECADORES		N° REQUIRED	2	
5	MANUFACTURER	MODEL		SERIAL N°		
6	NOTE:	INDICATES INFORMATION TO SE COMPLETED BY PURCHASER			BY MANUFACTURER	
7	BASIC DATA					
8	OPERATING CONDITIONS					
9	RATED FLOW (CBM)(F13/h)				500	
10	MOLECULAR WEIGHT				28,964	
11	SPECIFIC GRAVITY A COND.				1	
12	VISCOSITY, Cp A COND.				0,018	
13	INLET PRESSURE, Psig				90	
14	INLET TEMP. °F				110	
15	CORROSIVE CONTAMINANT				-	
16	SUSPENDED SOLIDS				-	
17	CHARACTERISTIC OF SOLID				-	
18	PARTICLE SIZE (AVERAGE)				-	
19	SOLID BY WT, %				-	
20	MAX ALLOW PRESSURE DROP CLEAN, Psig				0,5	
21	RETENTION (NOMINAL) %				3 microns at 100%, 0.1 microns at 93%	
22	FILTER TYPE					
23	N° OF ELEMENTS					
24	TYPE OF ELEMENTS					
25	MATERIAL OF ELEMENTS					
26	MESH SIZE					
27	CONSTRUCTION OF FILTER					
28	FILTER DIA. X LENGHT					
29	POSITION OF FILTER					
30	EFFECTIVE FILTER SURFACE AREA					
31	WEIGHT, Kv					
32	DESIGN CONDITIONS					
33	DESIGN PRESSURE, Psig				130	
34	DESIGN TEMPERATURE, °F				160	
35	CORROSION ALLOWANCE, inch				-	
36	MATERIALS - SHELL & HEADS				SA-414 Gr. C	
37	INSULATION PAINT					
38	ASME CODE DESIGN		STAMPED			
39	CONNECTIONS:	QUAN	SIZE	RATING-FACE	REMARKS:	
40	INLET	1	4"	150		
41	OUTLET	1	4"	150		
42	VENT	1	1/4"	3000		
43	DRAIN	1	1/2"	3000		
44						
45	RELIEF VALVE	1	1/4"	3000		
46	PRESS INDICATOR	1	1/4"	3000		
47	LEVEL GAUGE	1	1/4"	3000		
48	QUICK OPENING COVER					
49						
50						
51						
52						

Figura N°37. Hoja de especificación filtros de aire de instrumentos.



Always refer to this number				
	Div.	Job	PO/Req.	Sup.

**DATA SHEET- FLOW INSTRUMENTS**

SH 1 OF 1

GENERAL	1	TAG NUMBER (1)							
	2	FLOW SHEET & FRAME N°	-						
	3	LINE N°	CLASS	SIZE	SCH				
	4	SERVICE	Aire Instrumentos						
	5								
OPER.COND.	6	FLUID NAME	Aire a Secadores						
	7	CORROSIVE AND/OR EROSION COMP.	-						
	8	TEMPERATURE (°F) NORMAL / MAX.	110	130					
	9	PRESSURE (Psig) NORMAL / MAX.	90	95					
LIQUID	11	FLOW RATE (BPD @ 60°F) NORMAL / MAX							
	12	SP. GRAVITY @ 60°F / @ F.T.							
	13	VISCOSITY @ F.T. (CP)							
	14								
GAS	15	FLOW RATE (MMSCFD) NORMAL / MAX.	1,44	1,728					
	16	MOLECULAR WEIGHT	28,97						
	17	COMPRESSIBILITY @ 60°F 1 atm / @ Cond.	1	0,99					
	18	SPECIFIC HEAT RATIO (CP/CV)	1,4						
STEAM	20	FLOW (LB/HR) NORMAL/ MAX.							
	21	SPECIFIC VOLUME (Ft³/Lb.)							
	22	SPECIFIC HEAT (°F)							
	23								
METER DATA	24	TYPE OF PRIMARY SENSING ELEMENT	ORIFICE						
	25	ORIFICE DIAMETER (inch)	1,75675						
	26	QUADRANT EDGE RADIUS (inch)	-						
	27	LINE SIZE (inch)	3,068						
	28	BETA RATIO (ORIF / ID)	0,5726						
	29	DIFFERENCIAL RANGE (inches of water)	100						
	30	TAP LOCATION	FLANGE						
	31	METER FACTOR	1200						
	32	CHART SCALE RANGE	120						
	33	METER RUN (FT) UPSTREAM/DOWNSTR.	3,75	1,25					
	34	BLOW BACK FLUID	-						
	35	FLANGE RATING AND TYPE							
	36	PLATE MATERIAL							
	37	THICKNESS: PLATE/EDGE							
INSTR. REQUIREMENT.	38	INTRUMENT REQ: LOCAL	DP/CELL						
	39	BOARD							
	40	WITH INCREASE OF FLOW, CONTROL OUTPUT SHALL							
	41	WITH AIR FAILURE, CONTROL VALVE SHALL							
	42	PROCESS ALARMS (HIGH / LOW), B/D @ 60°F							
	43								
	44								
NOTES: (1) FINAL TAG NUMBER TO BE ASSIGNED DURING DETAIL ENGINEERING (2) NEW LINE (3) SEE BP3-6-1, PAR. 7.3.									

**Figura N°38. Hoja de especificación placa de orificio para el aire de instrumentos.**



# ANEXOS

**Anexo N°1. Reporte de la simulación del compresor de aire en el paquete simular  
PRO II with PROVISIÓN vs 5.1**

SIMULATION SCIENCES INC. R PAGE P-3  
 PROJECT PRO/II VERSION 5.1 386/EM  
 PROBLEM OUTPUT  
 COMPRESSOR SUMMARY 09/10/01

UNIT 1, 'C1'

FEEDS SUCCION  
 PRODUCTS VAPOR 1ERA\_ETAPA

OPERATING CONDITIONS

	INLET	ISENTROPIC	OUTLET
	-----	-----	-----
TEMPERATURE, F	90.00	215.40	266.39
PRESSURE, PSIA	14.70	30.28	30.28
ENTHALPY, MM BTU/MIN	-0.0002	0.0090	0.0128
ENTROPY, BTU/LB-MOL-F	44.0430	44.0430	44.5555
CP, BTU/LB-MOL-F	6.9830		7.0499
CV, BTU/LB-MOL-F	4.9878		5.0552
CP/(CP-R)	1.3974		1.3922
CP/CV	1.4000		1.3946
MOLE PERCENT VAPOR	100.0000	100.0000	100.0000
MOLE PERCENT LIQUID	0.0000	0.0000	0.0000
ACT VAP RATE, M FT3/MIN	4.2293		
ADIABATIC EFF, PERCENT			70.9398
POLYTROPIC EFF, PERCENT			73.7000
ISENTROPIC COEFFICIENT, K			1.3977
POLYTROPIC COEFFICIENT, N			1.6289
HEAD, FT			
ADIABATIC			23522.10
POLYTROPIC			24437.32
ACTUAL			33157.83
WORK, HP			
THEORETICAL			217.75
POLYTROPIC			226.22
ACTUAL			306.95
AFTERCooler			
DUTY, MM BTU/MIN			-0.01
TEMPERATURE, F			90.00
PRESSURE, PSIA			28.28

NOTE: POLYTROPIC AND ISENTROPIC COEFFICIENTS  
 CALCULATED FROM HEAD EQUATION

=====

UNIT 2, 'C2'

FEEDS                                    1ERA\_ETAPA  
 PRODUCTS VAPOR                        SDA\_ETAPA

OPERATING CONDITIONS

	INLET	ISENTROPIC	OUTLET
	-----	-----	-----
TEMPERATURE, F	90.00	215.48	266.39
PRESSURE, PSIA	28.28	58.26	58.26
ENTHALPY, MM BTU/MIN	-0.0002	0.0090	0.0128
ENTROPY, BTU/LB-MOL-F	42.7391	42.7391	43.2517
CP, BTU/LB-MOL-F	6.9943		7.0618
CV, BTU/LB-MOL-F	4.9903		5.0586
CP/(CP-R)	1.3965		1.3912
CP/CV	1.4016		1.3960
MOLE PERCENT VAPOR	100.0000	100.0000	100.0000
MOLE PERCENT LIQUID	0.0000	0.0000	0.0000
ACT VAP RATE, M FT3/MIN	2.1980		
ADIABATIC EFF, PERCENT			70.9388
POLYTROPIC EFF, PERCENT			73.7000
ISENTROPIC COEFFICIENT, K			1.3979
POLYTROPIC COEFFICIENT, N			1.6293
HEAD, FT			
ADIABATIC			23527.78
POLYTROPIC			24443.58
ACTUAL			33166.32
WORK, HP			
THEORETICAL			217.80
POLYTROPIC			226.28
ACTUAL			307.03
AFTERCooler			
DUTY, MM BTU/MIN			-0.01
TEMPERATURE, F			90.00
PRESSURE, PSIA			56.26

NOTE: POLYTROPIC AND ISENTROPIC COEFFICIENTS  
 CALCULATED FROM HEAD EQUATION

=====

UNIT 3, 'C3'

FEEDS SDA\_ETAPA  
 PRODUCTS VAPOR 3ER\_ETAPA

OPERATING CONDITIONS

	INLET	ISENTROPIC	OUTLET
	-----	-----	-----
TEMPERATURE, F	90.00	236.23	296.40
PRESSURE, PSIA	56.26	128.84	128.84
ENTHALPY, MM BTU/MIN	-0.0003	0.0105	0.0150
ENTROPY, BTU/LB-MOL-F	41.3643	41.3643	41.9525
CP, BTU/LB-MOL-F	7.0175		7.1027
CV, BTU/LB-MOL-F	4.9955		5.0825
CP/(CP-R)	1.3947		1.3881
CP/CV	1.4048		1.3975
MOLE PERCENT VAPOR	100.0000	100.0000	100.0000
MOLE PERCENT LIQUID	0.0000	0.0000	0.0000
ACT VAP RATE, M FT3/MIN	1.1047		
ADIABATIC EFF, PERCENT			70.5248
POLYTROPIC EFF, PERCENT			73.7000
ISENTROPIC COEFFICIENT, K			1.3981
POLYTROPIC COEFFICIENT, N			1.6296
HEAD, FT			
ADIABATIC			27417.97
POLYTROPIC			28652.41
ACTUAL			38877.08
WORK, HP			
THEORETICAL			253.81
POLYTROPIC			265.24
ACTUAL			359.89
AFTERCooler			
DUTY, MM BTU/MIN			-0.01
TEMPERATURE, F			110.00
PRESSURE, PSIA			126.84

NOTE: POLYTROPIC AND ISENTROPIC COEFFICIENTS  
 CALCULATED FROM HEAD EQUATION

SIMULATION SCIENCES INC.  
PROJECT  
PROBLEM

R  
PRO/II VERSION 5.1  
OUTPUT  
STREAM MOLAR COMPONENT RATES

PAGE P-6  
386/EM  
09/10/01

```
=====
STREAM ID          SDA_ETAPA    SUCCION    1ERA_ETAPA    3ER_ETAPA
  NAME
  PHASE            VAPOR       VAPOR       VAPOR       VAPOR

FLUID RATES, LB-MOL/MIN
  1 AIR           10.5407     10.5407     10.5407     10.5407

TOTAL RATE, LB-MOL/MIN
                10.5407     10.5407     10.5407     10.5407

TEMPERATURE, F      90.0000     90.0000     90.0000     110.0000
PRESSURE, PSIA     56.2609     14.7000     28.2820     126.8375
ENTHALPY, MM BTU/MIN -2.6698E-04 -1.8623E-04 -2.1268E-04  1.0885E-03
MOLECULAR WEIGHT   28.9720     28.9720     28.9720     28.9720
MOLE FRAC VAPOR    1.0000     1.0000     1.0000     1.0000
MOLE FRAC LIQUID   0.0000     0.0000     0.0000     0.0000
```

STREAM ID NAME PHASE	SDA_ETAPA VAPOR	SUCCION VAPOR	1ERA_ETAPA VAPOR	3ER_ETAPA VAPOR
----- TOTAL STREAM -----				
RATE, LB-MOL/MIN	10.541	10.541	10.541	10.541
M LB/MIN	0.305	0.305	0.305	0.305
STD LIQ RATE, FT3/MIN	5.616	5.616	5.616	5.616
TEMPERATURE, F	90.000	90.000	90.000	110.000
PRESSURE, PSIA	56.261	14.700	28.282	126.838
MOLECULAR WEIGHT	28.972	28.972	28.972	28.972
ENTHALPY, MM BTU/MIN	-2.670E-04	-1.862E-04	-2.127E-04	1.089E-03
BTU/LB	-0.874	-0.610	-0.696	3.564
MOLE FRACTION LIQUID	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
REDUCED TEMP (KAYS RULE)	2.3056	2.3056	2.3056	2.3895
PRES (KAYS RULE)	0.1026	0.0268	0.0516	0.2314
ACENTRIC FACTOR	0.0400	0.0400	0.0400	0.0400
WATSON K (UOPK)	5.981	5.981	5.981	5.981
STD LIQ DENSITY, LB/FT3	54.381	54.381	54.381	54.381
SPECIFIC GRAVITY	0.8720	0.8720	0.8720	0.8720
API GRAVITY	30.779	30.779	30.779	30.779
----- VAPOR -----				
RATE, LB-MOL/MIN	10.541	10.541	10.541	10.541
M LB/MIN	0.305	0.305	0.305	0.305
M FT3/MIN	1.105	4.229	2.198	0.508
STD VAP RATE(1), M FT3/MIN	4.000	4.000	4.000	4.000
SPECIFIC GRAVITY (AIR=1.0)	1.000	1.000	1.000	1.000
MOLECULAR WEIGHT	28.972	28.972	28.972	28.972
ENTHALPY, BTU/LB	-0.874	-0.610	-0.696	3.564
CP, BTU/LB-F	0.242	0.241	0.241	0.244
DENSITY, LB/M FT3	276.428	72.206	138.934	601.118
Z (FROM DENSITY)	0.9996	0.9999	0.9998	1.0000
----- LIQUID -----				
RATE, LB-MOL/MIN	N/A	N/A	N/A	N/A
M LB/MIN	N/A	N/A	N/A	N/A
FT3/MIN	N/A	N/A	N/A	N/A
GAL/MIN	N/A	N/A	N/A	N/A
STD LIQ RATE, FT3/MIN	N/A	N/A	N/A	N/A
SPECIFIC GRAVITY (H2O=1.0)	N/A	N/A	N/A	N/A
MOLECULAR WEIGHT	N/A	N/A	N/A	N/A
ENTHALPY, BTU/LB	N/A	N/A	N/A	N/A
CP, BTU/LB-F	N/A	N/A	N/A	N/A
DENSITY, LB/FT3	N/A	N/A	N/A	N/A
Z (FROM DENSITY)	N/A	N/A	N/A	N/A

(1) STANDARD VAPOR VOLUME IS 379.49 FT3/LB-MOLE (60 F AND 14.696 PSIA)

**Anexo N°2. Reporte de la simulación del sistema de agua de enfriamiento de los compresores CT-4601 y CM-4603, operando simultáneamente en el paquete simulador INPLANT vs.3.02.**

R+008  
 VERSION 3.02  
 SIMULATION SCIENCES, INC. TM  
 PROJECT ELISABEL INPLANT PAGE 13  
 PROBLEM SIMULACINE OUTPUT NETWORK REPORT 07/23/01

BASE CASE

VELOCITY SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	MIXTURE VELOCITY (INLET/OUTLET) (FPS)	VELOCITY	CRITICAL VELOCITY (FPS)	PRESSURE GRADIENT (INLET/OUTLET) (PSIFT)	PRESSURE DROP (PSIG)
LE1	E020	PIPE	10.94	10.94	0.00	-0.06	-8.084E-2
LE1	E021	BEND					
LE1	E022	BEND					
LE1	E023	PIPE	10.94	10.94	0.00	-0.06	-4.073E-2
LE1	E024	BEND					
LE1	E025	PIPE	10.94	10.94	0.00	-0.06	-5.676E-2
LE1	E036	XCH1					
LE1	E037	VALV					
LE1	E038	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-4.642E-2
LE1	E039	BEND					
LE1	E040	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-0.2
LE1	E041	BEND					
LE1	E042	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-9.160E-2
LE1	E043	BEND					
LE1	E044	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-1.207E-2
LE1	E045	BEND					
LE1	E046	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-0.1
LE1	E047	VALV					
LE1	E048	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.06	-0.1
LE1	E049	BEND					
LE1	E050	PIPE	11.03	11.03	0.00	-0.50	-0.1
LE1	E051	EXPA					
LE1	E052	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.45	-5.6
LE1	E053	BEND					
LE1	E054	PIPE	4.86	4.86	0.00	-7.2E-3	-6.295E-2
LE1	E055	BEND					
LE1	E056	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.45	-0.3
LE1	E057	VALV					
LE1	E058	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.45	-0.3
LE3	E120	PIPE	10.13	10.13	0.00	-0.05	-6.932E-2
LE3	E121	BEND					
LE3	E122	BEND					
LE3	E123	PIPE	10.13	10.13	0.00	-0.05	-3.493E-2
LE3	E124	BEND					
LE3	E125	PIPE	10.13	10.13	0.00	-0.05	-4.869E-2
LE3	E126	XCH1					
LE3	E127	VALV					
LE3	E128	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05	-3.979E-2
LE3	E129	BEND					
LE3	E130	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05	-0.2
LE3	E131	BEND					
LE3	E132	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05	-7.852E-2

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

VELOCITY SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	MIXTURE VELOCITY (INLET/OUTLET) (FPS)	VELOCITY	CRITICAL VELOCITY (FPS)	PRESSURE GRADIENT (INLET/OUTLET) (PSIFT)	PRESSURE DROP (PSIG)
LE3	E133	BEND					
LE3	E134	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05 -0.05	-1.035E-2
LE3	E135	BEND					
LE3	E136	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05 -0.05	-0.1
LE3	E137	VALV					
LE3	E138	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05 -0.05	-9.391E-2
LE3	E139	BEND					
LE3	E140	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.49 -0.49	-0.1
LE3	E168	BEND					
LE3	E169	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.49 -0.49	-6.7
LE3	E170	BEND					
LE3	E171	PIPE	10.20	10.20	0.00	-0.05 -0.05	-2.1
LE3	E141	EXPA					
LE3	E142	PIPE	2.60	2.60	0.00	-1.5E-3 -1.5E-3	-2.991E-2
LE3	E147	VALV					
LE3	E148	PIPE	2.60	2.60	0.00	-1.5E-3 -1.5E-3	-9.842E-4
L004	E075	PIPE	9.95	9.95	0.00	0.41 0.41	0.3
L004	E076	VALV					
L01	E026	PIPE	4.65	4.65	0.00	-0.04 -0.04	-5.821E-2
L01	E027	BEND					
L01	E028	PIPE	4.65	4.65	0.00	-0.04 -0.04	-0.3
L01	E029	BEND					
L01	E030	PIPE	4.65	4.65	0.00	-0.48 -0.48	-0.5
L01	E031	BEND					
L01	E032	PIPE	4.65	4.65	0.00	-0.04 -0.04	-7.233E-3
L01	E033	BEND					
L01	E034	PIPE	4.65	4.65	0.00	-0.04 -0.04	-2.968E-3
L01	E035	VALV					
L01	E059	XCH1					
L01	E060	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.48 -0.48	-0.1
L01	E061	BEND					
L01	E062	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.04 -0.04	-9.155E-3
L01	E063	VALV					
L01	E064	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.04 -0.04	-1.701E-2
L01	E065	BEND					
L01	E066	PIPE	4.68	4.68	0.00	0.40 0.40	1.0
L01	E067	BEND					
L01	E068	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.04 -0.04	-0.3
L01	E069	BEND					
L01	E070	PIPE	4.68	4.68	0.00	0.40 0.40	0.7
L01	E071	BEND					

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

VELOCITY SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	MIXTURE VELOCITY (INLET/OUTLET) (FPS)	VELOCITY (FPS)	CRITICAL VELOCITY (FPS)	PRESSURE GRADIENT (INLET/OUTLET) (PSIFT)	PRESSURE DROP (PSIG)
L01	E072	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.04	-0.04
L01	E073	BEND					
L01	E074	PIPE	4.68	4.68	0.00	-0.04	-0.04
L03	E094	PIPE	4.82	4.82	0.00	-0.04	-0.04
L03	E095	BEND					
L03	E096	PIPE	4.82	4.82	0.00	-0.04	-0.04
L03	E097	BEND					
L03	E098	PIPE	4.82	4.82	0.00	-0.48	-0.48
L03	E099	BEND					
L03	E100	PIPE	4.82	4.82	0.00	-0.04	-0.04
L03	E101	BEND					
L03	E102	PIPE	4.82	4.82	0.00	-0.04	-0.04
L03	E103	VALV					
L03	E104	XCH1					
L03	E105	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.48	-0.48
L03	E106	BEND					
L03	E107	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.04	-0.04
L03	E108	VALV					
L03	E109	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.04	-0.04
L03	E110	BEND					
L03	E111	PIPE	4.86	4.86	0.00	0.40	0.40
L03	E112	BEND					
L03	E113	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.04	-0.04
L03	E114	BEND					
L03	E115	PIPE	4.86	4.86	0.00	0.40	0.40
L03	E116	BEND					
L03	E117	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.04	-0.04
L03	E118	BEND					
L03	E119	PIPE	4.86	4.86	0.00	-0.04	-0.04
NEW	E149	PIPE	2.78	2.78	0.00	0.44	0.44
NEW	E150	VALV					
NEW	E152	PIPE	2.78	2.78	0.00	0.44	0.44
NEW	E153	BEND					
NEW	E154	PIPE	2.78	2.78	0.00	-1.7E-3	-1.7E-3
NEW	E166	BEND					
NEW	E167	PIPE	2.78	2.78	0.00	0.44	0.44
NEW	E155	CONT					
NEW	E156	PIPE	10.90	10.90	0.00	0.38	0.38
NEW	E157	BEND					
NEW	E158	PIPE	10.90	10.90	0.00	-0.06	-0.06
NEW	E159	BEND					

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

VELOCITY SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	MIXTURE VELOCITY (INLET/OUTLET) (FPS)	VELOCITY (FPS)	CRITICAL VELOCITY (FPS)	PRESSURE GRADIENT (INLET/OUTLET) (PSIFT)		PRESSURE DROP (PSIG)
NEW	E160	PIPE	10.90	10.90	0.00	-0.06	-0.06	-5.019E-2
NEW	E161	VALV						
NEW	E162	PIPE	10.90	10.90	0.00	-0.06	-0.06	-3.795E-2
NEW	E163	BEND						
NEW	E164	BEND						
NEW	E165	PIPE	10.90	10.90	0.00	-0.06	-0.06	-0.2
OLD	E003	PIPE	5.15	5.15	0.00	0.43	0.43	0.3
OLD	E077	VALV						
OLD	E004	BEND						
OLD	E005	PIPE	5.15	5.15	0.00	-8.3E-3	-8.3E-3	-7.188E-2
OLD	E006	BEND						
OLD	E007	PIPE	5.15	5.15	0.00	0.43	0.43	5.3
OLD	E008	CONT						
OLD	E009	PIPE	11.69	11.69	0.00	0.37	0.37	0.7
OLD	E010	BEND						
OLD	E011	PIPE	11.69	11.69	0.00	-0.07	-0.07	-3.233E-2
OLD	E012	BEND						
OLD	E013	PIPE	11.69	11.69	0.00	-0.07	-0.07	-5.765E-2
OLD	E014	VALV						
OLD	E015	PIPE	11.69	11.69	0.00	-0.07	-0.07	-4.359E-2
OLD	E016	BEND						
OLD	E017	BEND						
OLD	E018	PIPE	11.69	11.69	0.00	-0.07	-0.07	-0.2

=====

BASE CASE

RESULTS SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	FLOW RATE (GPM)	PRESSURE (PSIG)		TEMPERATURE (F)		QUALITY (FRAC)	
				INLET	OUTLET	INLET	OUTLET	INLET	OUTLET
LE1	E020	PIPE	434.55	36.1	36.1	85.00	85.00	0.000	0.000
LE1	E021	BEND							
LE1	E022	BEND							
LE1	E023	PIPE	434.55	33.5	33.4	85.00	85.00	0.000	0.000
LE1	E024	BEND							
LE1	E025	PIPE	434.56	32.1	32.0	85.00	85.00	0.000	0.000
LE1	E036	XCH1							
LE1	E037	VALV							
LE1	E038	PIPE	437.80	20.1	20.0	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E039	BEND							
LE1	E040	PIPE	437.80	18.7	18.5	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E041	BEND							
LE1	E042	PIPE	437.81	17.2	17.1	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E043	BEND							
LE1	E044	PIPE	437.81	15.8	15.7	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E045	BEND							
LE1	E046	PIPE	437.81	14.4	14.3	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E047	VALV							
LE1	E048	PIPE	437.81	12.3	12.2	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E049	BEND							
LE1	E050	PIPE	437.81	10.9	10.8	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E051	EXPA							
LE1	E052	PIPE	437.81	11.2	5.6	120.00	120.00	0.000	0.000
LE1	E053	BEND							
LE1	E054	PIPE	437.82	5.3	5.3	120.00	119.99	0.000	0.000
LE1	E055	BEND							
LE1	E056	PIPE	437.82	5.1	4.8	119.99	119.99	0.000	0.000
LE1	E057	VALV							
LE1	E058	PIPE	437.82	4.4	4.1	119.99	119.99	0.000	0.000
LE3	E120	PIPE	402.18	38.4	38.3	85.00	85.00	0.000	0.000
LE3	E121	BEND							
LE3	E122	BEND							
LE3	E123	PIPE	402.18	36.1	36.1	85.00	85.00	0.000	0.000
LE3	E124	BEND							
LE3	E125	PIPE	402.18	34.9	34.9	85.00	85.00	0.000	0.000
LE3	E126	XCH1							
LE3	E127	VALV							
LE3	E128	PIPE	405.19	23.2	23.2	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E129	BEND							
LE3	E130	PIPE	405.19	22.0	21.8	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E131	BEND							
LE3	E132	PIPE	405.19	20.7	20.6	120.00	120.00	0.000	0.000

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

RESULTS SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	FLOW RATE (GPM)	PRESSURE INLET/OUTLET (PSIG)		TEMPERATURE INLET/OUTLET (F)		QUALITY INLET/OUTLET (FRAC)	
LE3	E133	BEND							
LE3	E134	PIPE	405.19	19.5	19.5	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E135	BEND							
LE3	E136	PIPE	405.19	18.4	18.3	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E137	VALV							
LE3	E138	PIPE	405.20	16.6	16.5	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E139	BEND							
LE3	E140	PIPE	405.20	15.3	15.2	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E168	BEND							
LE3	E169	PIPE	405.20	14.1	7.4	120.00	120.00	0.000	0.000
LE3	E170	BEND							
LE3	E171	PIPE	405.21	6.3	4.2	120.00	119.99	0.000	0.000
LE3	E141	EXPA							
LE3	E142	PIPE	405.21	4.5	4.5	119.99	119.98	0.000	0.000
LE3	E147	VALV							
LE3	E148	PIPE	405.21	4.4	4.4	119.98	119.98	0.000	0.000
L004	E075	PIPE	896.83	40.0	40.3	85.00	85.00	0.000	0.000
L004	E076	VALV							
L01	E026	PIPE	29.49	36.1	36.1	85.00	85.00	0.000	0.000
L01	E027	BEND							
L01	E028	PIPE	29.50	33.6	33.4	85.00	85.00	0.000	0.000
L01	E029	BEND							
L01	E030	PIPE	29.50	30.9	30.4	85.00	85.00	0.000	0.000
L01	E031	BEND							
L01	E032	PIPE	29.50	28.0	28.0	85.00	85.00	0.000	0.000
L01	E033	BEND							
L01	E034	PIPE	29.50	25.5	25.5	85.00	85.00	0.000	0.000
L01	E035	VALV							
L01	E059	XCH1							
L01	E060	PIPE	29.72	15.0	14.8	120.00	120.00	0.000	0.000
L01	E061	BEND							
L01	E062	PIPE	29.72	12.3	12.3	120.00	120.00	0.000	0.000
L01	E063	VALV							
L01	E064	PIPE	29.72	11.8	11.8	120.00	120.00	0.000	0.000
L01	E065	BEND							
L01	E066	PIPE	29.72	9.3	10.3	120.00	120.00	0.000	0.000
L01	E067	BEND							
L01	E068	PIPE	29.72	7.8	7.5	120.00	119.99	0.000	0.000
L01	E069	BEND							
L01	E070	PIPE	29.72	5.0	5.7	119.99	119.99	0.000	0.000
L01	E071	BEND							

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

RESULTS SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	FLOW RATE (GPM)	PRESSURE INLET/OUTLET (PSIG)	TEMPERATURE INLET/OUTLET (F)	QUALITY INLET/OUTLET (FRAC)
L01	E072	PIPE	29.72	3.2	2.4	119.99 119.97 0.000 0.000
L01	E073	BEND				
L01	E074	PIPE	29.72	-4.79E-2	-0.3	119.97 119.97 0.000 0.000
L03	E094	PIPE	30.61	38.4	38.4	85.00 85.00 0.000 0.000
L03	E095	BEND				
L03	E096	PIPE	30.61	35.7	35.4	85.00 85.01 0.000 0.000
L03	E097	BEND				
L03	E098	PIPE	30.61	32.7	32.3	85.01 85.01 0.000 0.000
L03	E099	BEND				
L03	E100	PIPE	30.61	29.6	29.6	85.01 85.01 0.000 0.000
L03	E101	BEND				
L03	E102	PIPE	30.61	27.0	27.0	85.01 85.01 0.000 0.000
L03	E103	VALV				
L03	E104	XCH1				
L03	E105	PIPE	30.84	16.4	16.3	120.00 120.00 0.000 0.000
L03	E106	BEND				
L03	E107	PIPE	30.84	13.6	13.6	120.00 120.00 0.000 0.000
L03	E108	VALV				
L03	E109	PIPE	30.84	13.0	13.0	120.00 120.00 0.000 0.000
L03	E110	BEND				
L03	E111	PIPE	30.84	10.3	11.3	120.00 120.00 0.000 0.000
L03	E112	BEND				
L03	E113	PIPE	30.84	8.6	8.3	120.00 119.99 0.000 0.000
L03	E114	BEND				
L03	E115	PIPE	30.84	5.6	6.3	119.99 119.99 0.000 0.000
L03	E116	BEND				
L03	E117	PIPE	30.84	3.6	2.8	119.99 119.97 0.000 0.000
L03	E118	BEND				
L03	E119	PIPE	30.84	0.1	-0.2	119.97 119.97 0.000 0.000
NEW	E149	PIPE	432.79	38.9	39.2	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E150	VALV				
NEW	E152	PIPE	432.79	39.1	39.4	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E153	BEND				
NEW	E154	PIPE	432.79	39.3	39.2	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E166	BEND				
NEW	E167	PIPE	432.79	39.1	44.9	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E155	CONT				
NEW	E156	PIPE	432.78	43.8	44.6	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E157	BEND				
NEW	E158	PIPE	432.78	43.3	43.3	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E159	BEND				

\*\*\*\*\*CONTINUED\*\*\*\*\*

BASE CASE

RESULTS SUMMARY

LINK	DEVICE NAME	DEVICE TYPE	FLOW RATE (GPM)	PRESSURE INLET/OUTLET (PSIG)	TEMPERATURE INLET/OUTLET (F)	QUALITY INLET/OUTLET (FRAC)
NEW	E160	PIPE	432.78	42.0	41.9	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E161	VALV				
NEW	E162	PIPE	432.79	40.0	39.9	85.00 85.00 0.000 0.000
NEW	E163	BEND				
NEW	E164	BEND				
NEW	E165	PIPE	432.79	38.6	38.4	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E003	PIPE	464.04	38.9	39.2	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E077	VALV				
OLD	E004	BEND				
OLD	E005	PIPE	464.04	38.6	38.5	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E006	BEND				
OLD	E007	PIPE	464.04	38.2	43.5	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E008	CONT				
OLD	E009	PIPE	464.04	42.5	43.3	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E010	BEND				
OLD	E011	PIPE	464.04	41.8	41.7	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E012	BEND				
OLD	E013	PIPE	464.04	40.3	40.2	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E014	VALV				
OLD	E015	PIPE	464.04	38.0	37.9	85.00 85.00 0.000 0.000
OLD	E016	BEND				
OLD	E017	BEND				
OLD	E018	PIPE	464.04	36.3	36.1	85.00 85.00 0.000 0.000



=====

MULTI-TUBE EXTENDED DATA SHEET

-----I

I EXCHANGER NAME E-4609 UNIT ID 2002 I  
 I SIZE 6- 240 , HORIZONTAL CONNECTED 1 PARALLEL 1 SERIES I  
 I AREA/UNIT 93. FT2 ( 92. FT2 REQUIRED) I

I PERFORMANCE OF ONE UNIT SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

-----I

I FEED STREAM NUMBER	AIR_IN	CW_IN	I
I FEED STREAM NAME	ENTRADA		I
I WT FRACTION LIQUID (IN/OUT)	.00 / .00	1.00 / 1.00	I
I REYNOLDS NUMBER	54368.	3359.	I
I PRANDTL NUMBER	1.336	5.318	I
I UOPK, LIQUID	.000 / .000	.000 / .000	I
I VAPOR	5.981 / 5.981	.000 / .000	I
I SURFACE TENSION DYNES/CM	.000 / .000	.000 / .000	I
I FILM COEF (SCL) BTU/HR-FT2-F	26.7 (1.000)	100.7 (1.000)	I
I FOULING LAYER THICKNESS IN	.000	.000	I

-----I

I THERMAL RESISTANCE I

I UNITS: (FT2-HR-F/BTU)	(PERCENT)	(ABSOLUTE)	I
I SHELL FILM	69.80	.03740	I
I TUBE FILM	21.32	.01142	I
I TUBE METAL	.86	.00046	I
I TOTAL FOULING	8.03	.00430	I
I ADJUSTMENT	1.11	.00059	I

-----I

I PRESSURE DROP SHELL-SIDE TUBE-SIDE I

I UNITS: (PSIG )	(PERCENT)	(ABSOLUTE)	(PERCENT)	(ABSOLUTE)	I
I WITHOUT NOZZLES	90.43	.08	92.82	.04	I
I INLET NOZZLES	6.04	.01	4.48	.00	I
I OUTLET NOZZLES	3.53	.00	2.69	.00	I
I TOTAL /SHELL		.09		.04	I
I TOTAL /UNIT		.09		.04	I
I DP SCALER		1.00		1.00	I

-----I

I CONSTRUCTION OF ONE SHELL I

I TUBE:OVERALL LENGTH	20.0	FT	EFFECTIVE LENGTH	19.88	FT	I
I TOTAL TUBESHEET THK	1.5	IN	AREA RATIO (OUT/IN)	1.150		I
I THERMAL COND.	9.5BTU/HR-FT-F		DENSITY	281.60	LB/FT3	I

-----I

I BUNDLE: DIAMETER 5.7 IN NET FREE FLOW AREA .135 FT2 I

I-----I

#### Anexo N°4. Eficiencia politrópica de compresores centrífugos.

