

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE AIRE
COMPRIMIDO DEL SEPARADOR DE CUARTA ETAPA DE LA
UNIDAD FCC”**

**Realizado por
José Alberto Hernández Figueroa**

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como
requisito parcial para optar al título de:**

INGENIERO QUÍMICO

Barcelona, Abril de 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE AIRE
COMPRIMIDO DEL SEPARADOR DE CUARTA ETAPA DE LA
UNIDAD FCC”**

ASESORES

**Ing. Quím. Alexis Cova
Asesor Académico**

**Ing. Quím. Alberto Cedeño
Asesor Industrial**

Barcelona, Abril de 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE AIRE
COMPRIMIDO DEL SEPARADOR DE CUARTA ETAPA DE LA
UNIDAD FCC”**

JURADO

Ing. Quím. Alexis Cova
Asesor Académico

Ing. Quím. Arturo Rodulfo (M.Sc.)
Jurado Principal

Ing. Quím. Ronald Arias
Jurado Principal

Barcelona, Abril de 2010

RESOLUCION

De acuerdo con el artículo 44 del reglamento de trabajos de grado de la Universidad de Oriente: “Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participará al consejo universitario”

DEDICATORIA

Este trabajo de grado lo dedico principalmente a mis padres Armando Hernández e Ysmaelina Figueroa de Hernández, quienes con constancia me ayudaron a superar esta etapa de mi vida, debido a los grandes obstáculos que se me presentaban en el trayecto.

AGRADECIMIENTO

Primeramente le doy gracias al Dios Todopoderoso, padre de mi señor Jesucristo, por darme la Salud, la Perseverancia, la Paciencia y la Capacidad para todas las actividades que he emprendido, que también se ha traducido como logrado.

A mis padres, Armando Hernández e Ysmaelina Figueroa de Hernández, por su paciencia y continua guía en todo el trayecto de mi vida, por enseñarme a ser una persona digna y acta para la sociedad.

A mis hermanos, que por unas u otras razones formaron parte del escenario de desenvolvimiento que tuve en toda la carrera.

A mis amigos de la Universidad de Oriente y la Refinería Puerto La Cruz, por lo que aprendí de ellos y en especial a mis asesores, Ing. Alberto Cedeño e Ing. Alexis Cova, por su comprensión, paciencia y guía en el desenvolvimiento de este trabajo de grado.

A mi esposa María Sabino de Hernández y mi hijo Alexánder Hernández por la alegría, apoyo y confianza que me generan.

RESUMEN

Para el buen desenvolvimiento del Separador de Cuarta Etapa (SCE o FSS) e instrumentación del proyecto “Reducción de Emisiones de Catalizadores a la Atmósfera” (RECA), es necesario aire comprimido con un punto de rocío de -40°F , en concentraciones por debajo de la máxima requerida en aceite ($0,01 \text{ mg/m}^3$), agua ($0,117 \text{ g/m}^3$) y partículas sólidas ($0,1$ micrones). Conforme a esto se diseñó un sistema de secado de aire comprimido en el cabezal que alimentará al proyecto RECA, debido a que actualmente el aire para instrumento que se distribuye por la Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (U-FCC) no garantiza la calidad señalada aguas arriba; además, el diseño del sistema repercutirá favorablemente sobre aquellas desviaciones en aceite y polvo que ocasionan los compresores auxiliares de las otras unidades de procesos interconectadas a la red de aire comprimido. Para el diseño se estableció un arreglo 1:2:1 (aceite, agua, sólido) de acuerdo a la norma ISO 8573.1, cumpliendo con los requerimientos de calidad del proyecto antes mencionado. En primera instancia, se realizó un estudio de balance de materia en el cabezal que alimentará al proyecto RECA, caracterizándose todas las corrientes de entrada y salida del sistema de secado, y obteniéndose el flujo y caudal a la entrada del cabezal y salida de la unidad a la condición de operación normal. Inmediatamente se definieron la condición de diseño mecánico de temperatura y presión de acuerdo la norma PDVSA MDP-01-DP-01 para el estudio hidráulico, obteniéndose una caída de presión máxima menor de $0,3$ psi (generado por la tubería, válvula y codos) y un diámetro nominal de 3 pulgadas en el cabezal de entrada y salida del sistema de secado, con las medidas de seguridad pertinente. Se propusieron tres sistemas de secado de aire que difieren por el modo en que se regenera a las alúminas activadas. A

través de una matriz comparativa técnico-económica se decidió emplear el sistema de deshidratación con secador desecante regenerado por calentamiento interno del tipo KED 1050, pre-filtro KOR-1250P y post-filtro HTA-1200P, debido a que en medio de escaso flujo de aire comprimido presente en la tubería de conexión y al costo de inversión inicial y de mantenimiento anual a mediano y largo plazo, resulta más beneficio para la empresa.

CONTENIDO

RESOLUCION	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN.....	vii
CONTENIDO	ix
INDICE DE FIGURAS.....	xiii
INDICE DE TABLAS	xiv
ABREVIATURAS	xvii
CAPITULO I.....	22
INTRODUCCION	22
1.1 Reseña histórica de la empresa	22
1.2 Descripción del proyecto de reducción de emisiones de catalizadores a la atmósfera (reca)	26
1.3 Planteamiento del problema.....	27
1.4 Objetivos	27
1.4.1 Objetivo general	27
1.4.2 Objetivos específicos.....	27
CAPITULO II.....	29
MARCO TEORICO	29
2.1. Antecedentes	29
2.2. Definición de aire comprimido	31
2.3. Principales usos del aire comprimido	32
2.4. Elementos básicos en una instalación de aire comprimido	33
2.4.1. Compresor.....	33
2.4.1.1. Principio de desplazamiento.....	34
2.4.1.2. Principio de circulación.....	34

2.4.2. Depósito	34
2.4.3. Enfriador (Aftercooler)	35
2.4.4. Deshumidificador (moisture separator).....	35
2.4.5. Tanque de almacenamiento	36
2.4.6. Líneas de suministro	37
2.4.7. Puntos de consumo.....	37
2.5. Definición de tubería.....	37
2.5.1. Tubería principal.....	38
2.5.2. Tuberías secundarias	38
2.5.3. Tuberías de servicio	38
2.6. Caída de presión en tuberías	39
2.7. Caída de presión debido a válvula y accesorios	39
2.8. Flexibilidad de tuberías.....	39
2.9. Válvulas de control	40
2.10. Calidad del aire comprimido según la norma iso 8573.1	42
2.10.1. Sólidos.....	42
2.10.2. Aceite	42
2.10.3. Agua	42
2.11. Calidad del aire comprimido según la norma din iso 8573.1	43
2.12. Clasificación de los métodos de secado del aire comprimido	44
2.13. Secadores frigoríficos.....	45
2.14. Secadores por membrana	47
2.15. Secadores por adsorción.....	48
2.16. Condición de operación de temperatura y presión en el cabezal de entrada, destinado al proyecto reca	51
2.17. Parámetros a la salida del sistema de secado	53
2.18. Alcance general del proyecto reca	54
2.18.1. Pre-parada	54
2.18.2. Parada.....	55

CAPITULO III	58
DESARROLLO DEL PROYECTO	58
3.1. Balances de materia e hidráulicos en el cabezal de aire comprimido que alimentará al separador de cuarta etapa	58
3.1.1. Determinación del flujo de aire comprimido seco a la entrada del cabezal en estudio y a la salida del sistema de secado	59
3.1.2. Determinación del flujo másico, caudal total y composición en la corriente de aire comprimido a la entrada del cabezal en estudio.....	61
3.1.3. Determinación de la cantidad de agua y la composición en la corriente de aire comprimido a la salida del sistema de secado	65
3.1.4. Balance de masa general en la unidad de secado	67
3.1.5. Balance de masa por el componente agua en la unidad de secado	69
3.1.6. Determinación de la condición de diseño mecánico.....	70
3.1.7. Selección del material de tubería	72
3.1.8. Determinación del diámetro de las tuberías y caída de presión máxima generada.....	72
3.1.8.1. Cálculo hidráulico antes de la unidad secadora (tramo 1-2).....	73
3.1.8.2. Cálculo hidráulico después de la unidad secadora (tramo 3-4)	84
3.2. Dimensionamiento del secador de aire comprimido que formará parte del sistema de secado.....	87
3.2.1. Determinación de la condición de diseño de proceso	87
3.2.2. Cálculo del caudal nominal a la condición de diseño, condición específica de fabricación y condición estándar	88
3.3. Proposición de sistemas de secado que cumplan con la especificación de calidad del aire comprimido según la norma ISO 8573.1	94
3.3.1. Primera propuesta del sistema de secado	94
3.3.2. Segunda propuesta del sistema de secado.....	98
3.3.3. Tercera propuesta del sistema de secado.....	101

3.4. Selección del sistema de secado idóneo, usando una matriz técnico-económica con base a los requerimientos exigido por el proyecto RECA	102
3.4.1. Datos generales del sistema de secado	103
3.4.2. Estudios de opciones	104
3.4.3. Análisis de costos	105
3.4.3.1 Costo de capital invertido	105
3.4.3.2 Costo por energía consumida	107
3.4.3.3 Costo por mantenimiento	108
3.4.4. Matriz comparativa técnico - económica	110
CAPITULO IV	111
DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
4.1. Balances de materia e hidráulico en el cabezal de aire comprimido que alimentará al separador de cuarta etapa	111
4.2. Dimensionamiento del secador de aire comprimido que formará parte del sistema de secado	112
4.3. Proposición de sistemas de secado que cumplan con la especificación de calidad del aire comprimido según la norma ISO 8573.1	114
4.4. Selección del sistema de secado idóneo, usando una matriz técnico-económica con base a los requerimientos exigido por el proyecto RECA	116
4.5. Conclusiones	119
4.6. Recomendaciones	120
BIBLIOGRAFIA	122
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	126

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Ubicación geográfica de la Refinería Puerto La Cruz, Refinería El Chaure y la Refinería San Roque y sus interconexiones entre sí [4].....	24
Figura 1.2. Dieta y productos de la Refinería Puerto La Cruz [4].....	25
Figura 2.1. Convertidor D-1 formada por el desgasificador, reactor y regenerador [4]	33
Figura 2.2. Un aftercooler, al que se le ha acoplado a la salida un deshumidificador [12].....	36
Figura 2.3. Clasificación de los métodos de secados de aire comprimido [17]	45
Figura 2.4. Esquema de un secador frigorífico [17].	47
Figura 2.5. Esquema de un secador por membrana [17].....	48
Figura 2.6. Esquema del secador por adsorción [18].....	50
Figura 2.7. Diagrama de flujo del proceso del proyecto RECA [25].....	57
Figura 3.1. Arreglos de tubería, codos de 90° y pre-filtro antes de la unidad secadora	73
Figura 3.2. Arreglos de tubería, codos de 90° y post-filtro después de la unidad secadora	85
Figura 4.1. Gráfico comparativo de las distintas alternativas de sistemas de secado	117
Figura 4.2. Diagrama de flujo del proceso en conjunto de aire comprimido de la RPLC y del proyecto RECA indicando la ubicación del sistema de secado propuesto.....	118

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Distintos uso que recibe el aire atmosférico y su respectiva descripción.....	32
Tabla 2.2. Parámetros y especificaciones técnicas de la válvula solenoides pilot modelo RCA5D2T	41
Tabla 2.3. Parámetros y especificaciones técnicas de la válvula diafragma simple RCA35T, modelo 3502	41
Tabla 2.4. Clasificación del aire comprimido según 6 clases de calidad, ver anexo B8.....	43
Tabla 2.5. Clasificación del aire comprimido según 6 clases de calidad [17].44	
Tablas 2.6. Comparaciones entre los secadores por refrigeración, por membrana y por regeneración [13, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23].	51
Tabla 2.7. Condición de operación de proceso de temperatura y presión a la entrada del cabezal que alimentará a la proyecto RECA.....	52
Tabla 2.8. Condición específica de temperatura y presión tomadas en cuenta en la fabricación de las unidades secadoras	53
Tabla 2.9. Condición estándar de temperatura y presión	53
Tabla 2.10. Parámetros principales requeridos a la salida del sistema de secado	54
Tabla 3.1. Valores de flujo de aire comprimido a la entrada del cabezal dirigido al SCE para los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga en estudio	60
Tabla 3.2. Valores de caudal total de aire comprimido a la entrada del cabezal dirigido al SCE para los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga.....	63
Tabla 3.3. Valores de flujo total de aire de purga para los distintos porcentajes en estudio.....	68

Tabla 3.4. Valores de composición del aire de purga para los distintos porcentajes en estudio.....	70
Tabla 3.5. Parámetros y especificación de línea para aire de instrumentos .	72
Tabla 3.6. Valor del factor de compresibilidad y la densidad a la condición de diseño mecánico.....	76
Tabla 3.7. Comparación entre la caída de presión generada por las tuberías y accesorios del tramo 1-2 con la caída máxima de presión recomendada y su resultado de aceptación o rechazo	83
Tabla 3.8. Valor del diámetro recomendado y caída de presión para los caudales totales de aire comprimido en estudio a la entrada del cabezal dirigido al SCE debido a los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga.....	84
Tabla 3.9. Comparación entre la caída de presión máxima generada por las tuberías y accesorios en el tramo 3-4 con la caída máxima de presión recomendada y su resultado de aceptación o rechazo.....	85
Tabla 3.10. Valor total en caídas de presión de tuberías y accesorios para los distintos sistemas de secado en estudio.....	87
Tabla 3.11. Condición de diseño de proceso de temperatura y presión a la entrada del cabezal que alimentará a la proyecto RECA.....	88
Tabla 3.12. Valor del factor de compresibilidad y la densidad a la condición de diseño de proceso.....	89
Tabla 3.13. Valor del caudal a la condición de diseño de proceso para los distintos sistemas de secado en estudio.....	90
Tabla 3.14. Valor del caudal nominal a la condición de diseño para los distintos sistemas de secado en estudio.....	91
Tabla 3.15. Valor del caudal nominal a la condición específica de fabricación para los distintos sistemas de secado en estudio.....	92
Tabla 3.16. Valor del caudal nominal a condición estándar para los distintos sistemas de secado en estudio.....	93

Tabla 3.17. Propuesta de la unidad secadora por regeneración en frío consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors [19]	95
Tabla 3.18. Propuesta del pre-filtro para aceites consultada en el catálogo de la empresa fabricantes Kaeser Compressors [32]	96
Tabla 3.19. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas, consultada en el catálogo de la empresa fabricante Kaeser Compressors [32]	97
Tabla 3.20. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con calor interno consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors [19]	98
Tabla 3.21. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas a alta temperatura consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors [32].....	100
Tabla 3.22. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con soplador externo consultada en los catálogo de la empresa Kaeser Compressors [20]	101
Tabla 3.23. Comparaciones de las capacidades y precios entre las distintas opciones de sistema de secado propuesto.....	104
Tabla 3.24. Comparaciones entre las distintas opciones de sistemas de secado, sus capacidades y los costos involucrando el porcentaje por administración.....	105
Tabla 3.25. Valor de la depreciación anual para cada opción propuesta con sus respectivas capacidades	107
Tabla 3.26. Costos por energía anualmente para cada opción propuesta, tomando como referencia 0,198 BsF/kWh referido al área de la Refinería Puerto La Cruz.....	108
Tabla 3.27. Costos por mantenimiento anual para cada opción propuesta	109
Tabla 3.28. Costo total anual para cada opción propuesta.....	109
Tabla 3.29. Matriz comparativa técnico-económica para las opciones propuestas	110

ABREVIATURAS

A	Área de la sección transversal del cabezal en estudio [pie²]
C_f	Factor de conversión [Adimensional]
C_r	Flujo de aire seco requerido por el proyecto RECA [lb/h]
C_{we}	Contenido de agua máxima a la entrada del cabezal [g/m³ o lb/lb]
C_{ws}	Contenido de agua máxima a la salida del sistema de secado [g/m³]
D, D_i	Diámetro interno de tubería [pulg]
D_a	Cargo anual de depreciación [BsF]
ε	Rugosidad interna de tubería [pie]
ε/D	Rugosidad relativa [Adimensional]
f	Factor de fricción [Adimensional]
G_{td}	Flujo total de aire comprimido de purga [lb/h]
G_{te}	Flujo total de aire comprimido seco a la entrada del cabezal [lb/h]
G_{th}	Flujo total de aire comprimido húmedo a la entrada del cabezal [lb/h]
G_{ts}	Flujo de aire seco a la salida del secador [lb/h]
G_{tss}	Flujo total de aire comprimido a la salida del sistema de secado [lb/h]
g	Aceleración de la gravedad [32,2 pie/s²]
i	Tasa de interés anual [Adimensional]

K	Factor de capacidad nominal de la secadora [Adimensional]
L_t	Longitud total de tubería [pie]
n	Número de períodos de interés [años]
μ	Viscosidad dinámica o absoluta [lbm/pie²]
P_a	Presión de entrada [psi]
P_b	Presión de salida [psi]
P_{dis}	Presión de diseño [psi]
P_e	Flujo para previsión por expansión [lb/h] [10% de C_r]
P_{esp}	Presión a la condición específica de fabricación [kPa]
P_f	Flujo para previsión por fugas [lb/h] [15% de C_r]
P_0	Presión atmosférica [kPa]
P_{op}	Presión a condición de operación [kPa]
P_{st}	Presión a condición estándar [kPa]
ΔP	Diferencial de presión entre salida y entrada [psi]
ΔP_f	Caída de presión por fricción [psi]
ΔP_{max}	Caída de presión máxima [kPa]
Δp_{max}	Caída máxima de presión recomendada, referido a la distancia [kPa/m]
ΔP_{t_1}	Caída de presión total generada por tuberías y accesorios [kPa]
$\Delta P_{tramo1-2}$	Caída de presión aceptada en el tramo 1-2 [kPa]
$\Delta P_{tramo3-4}$	Caída de presión aceptada en el tramo 3-4 [kPa]
γ	Peso específico del aire [N/m³]
π	Pi, cuyo valor constante es 3,1415926535898

	[Adimensional]
Q, Q_{th}	Caudal total del aire húmedo a la entrada del cabezal [pie³/h]
Q_{ed}	Caudal de entrada a la condición de diseño de proceso [pie³/h, CFH]
$Q_{n,dis}$	Caudal nominal a la condición de diseño de proceso [pie³/h, CFH]
$Q_{n,esp}$	Caudal nominal a la condición específica de fabricación [pie³/h, CFH]
$Q_{n,st}$	Caudal nominal a condición estándar [pie³/h, SCFH]
R_d	Flujo de aire requerido para purga [lb/h] [15% del flujo a tratar]
R_e	Número de Reynolds [Adimensional]
$\%R_{agua}$	Relación del agua que persiste en la corriente de aire de salida [%m/m]
$\rho_{dis,m}$	Densidad a la condición de diseño mecánico [kg/m³]
$\rho_{dis,p}$	Densidad a la condición de diseño de proceso [kg/m³]
ρ_0	Densidad a la condición atmosférica [kg/m³]
ρ_{op}	Densidad a la condición de operación [kg/m³]
$T_{dis,m}$	Temperatura de diseño mecánico [°F]
$T_{dis,p}$	Temperatura de diseño de proceso [K]
T_{esp}	Temperatura a la condición específica de fabricación [K]
T_0	Temperatura atmosférica de 15 °C [288,15 K]
T_{op}	Temperatura a la condición de operación [K]

T_{st}	Temperatura a condición estándar [K]
V_a	Velocidad de entrada [pie/s]
V_b	Velocidad de salida [pie/s]
V_e	Costo inicial o base del equipo [BsF]
ν	Viscosidad cinemática [m²/s]
W_s	Cantidad de agua a la salida del sistema de secado [lb/h]
X	Factor de compresibilidad a 5 bar y 310,930 K [Adimensional]
Y	Factor de compresibilidad a 10 bar y 310,930 K [Adimensional]
$Y_{agua,d}$	Fracción másica de agua de purga [Adimensional]
$Y_{agua,e}$	Fracción másica de agua a la entrada del cabezal [Adimensional]
$Y_{agua,s}$	Fracción másica de agua a la salida del secador [Adimensional]
$\%Y_{agua,d}$	Porcentaje másico de agua de purga [%m/m]
$\%Y_{agua,e}$	Porcentaje másico de agua a la entrada del cabezal [%m/m]
$\%Y_{agua,s}$	Porcentaje másico de agua a la salida del sistema de secado [%m/m]
$\%Y_{aire,d}$	Porcentaje másico de aire de purga [%m/m]
$\%Y_{aire,e}$	Porcentaje másico de aire seco a la entrada del cabezal [%m/m]
$\%Y_{aire,s}$	Porcentaje másico de aire a la salida del sistema de secado [%m/m]

Z_a	Altura inicial o de entrada [m]
Z_b	Altura final o de salida [m]
Z_{op}	Factor de compresibilidad a condición de operación [Adimensional]

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 Reseña histórica de la empresa

Venezuela posee algunas de las cuencas sedimentarias más prolíficas del mundo. Aun cuando el primer registro de producción nacional de petróleo data de 1878, fue a partir de 1914 cuando se inició el desarrollo comercial de crudo [1]. Desde entonces, el nombre de Venezuela avanza en la consolidación de su industria petrolera, posicionándose dentro de las primeras empresas más importantes en el sector energético mundial.

Petróleos de Venezuela S.A. (PDVSA) es una compañía propiedad de la República Bolivariana de Venezuela formada por el estado venezolano el 30 de agosto de 1975, por decreto del ejecutivo nacional N° 1.123 y registrada el 15 de septiembre del mismo año, en cumplimiento de la Ley Orgánica que reserva al Estado la industria y el comercio de los hidrocarburos (Ley de Nacionalización), publicada el 29 de agosto de 1975 en Gaceta Oficial N° 1.769. Sus operaciones son supervisadas y controladas por el Ministerio del Poder Popular para la Energía y Petróleo, anteriormente Ministerio de Energía y Petróleo (MENPET) [2,3].

PDVSA desarrolla sus operaciones a través de sus filiales y también en asociación con compañías locales y extranjeras; éstas últimas sujetas a leyes y regulaciones diferentes. La empresa es responsable, tanto en Venezuela como fuera del país, del desarrollo de la industria petrolera; ocupándose de la planificación, coordinación, supervisión y control de las actividades relacionadas con la exploración, explotación, refinación, industrialización,

almacenamiento, conservación, transporte y comercialización de los hidrocarburos y sus derivados [2,3].

A finales de 1997, la corporación energética venezolana forma la empresa de PDVSA Petróleo y gas, la cual esta constituida por tres grandes divisiones, dedicadas a las actividades medulares del negocio: PDVSA Exploración y producción, PDVSA Manufactura y mercadeo y PDVSA Servicios. Cada una a su vez esta integrada por diversas empresas y unidades de negocio, ubicadas tanto en Venezuela como en el exterior.

Por medio de la división de manufactura y mercadeo, PDVSA se encarga de desarrollar las actividades de refinación de crudos, así como la manufactura de productos y gas natural.

La Refinería Puerto La Cruz esta constituida principalmente por 11 unidades de procesos [4], las cuales son:

- Unidad de Destilación Atmosférica DA-1
- Unidad de Destilación Atmosférica DA-2
- Unidad de Fraccionamiento de Nafta – Unidad 03
 - Unidad de Fraccionamiento de Nafta – 051
 - Unidad de Fraccionamiento de Nafta – 052
- Unidad de Destilación Atmosférica DA-3
- Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (U-FCC)
- Unidad de Tratamiento Merox
- Unidad de Alquilación
- Unidad de Reformación CCR
- Unidad Hidrotratadora de Nafta
- Unidad de Hidrotratamiento de Diesel

- Unidades Ambientales, involucran 18 sistemas de servicios industriales de ámbito ambiental.

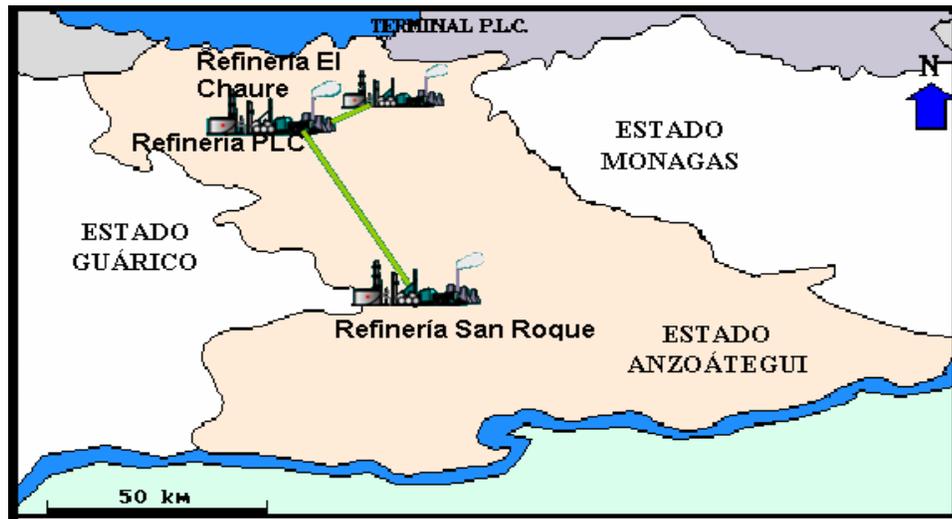


Figura 1.1. Ubicación geográfica de la Refinería Puerto La Cruz, Refinería El Chaure y la Refinería San Roque y sus interconexiones entre sí [4].

La Refinería Puerto La Cruz, tiene actualmente una capacidad nominal de 203.000 bbl/día (203 MBD) en sus tres unidades de destilación, de los cuales el 45 % corresponde a crudo pesado.

Como insumos a procesos se usa principalmente: isobutano, nafta pesada, gasóleo de vacío y residuo desparafinado (SRQ) y los insumos a mezcla: gas natural, gasolina natural, naftas, alquilato, gasolinas sin plomo y destilados; como se muestra en la figura 1.2.

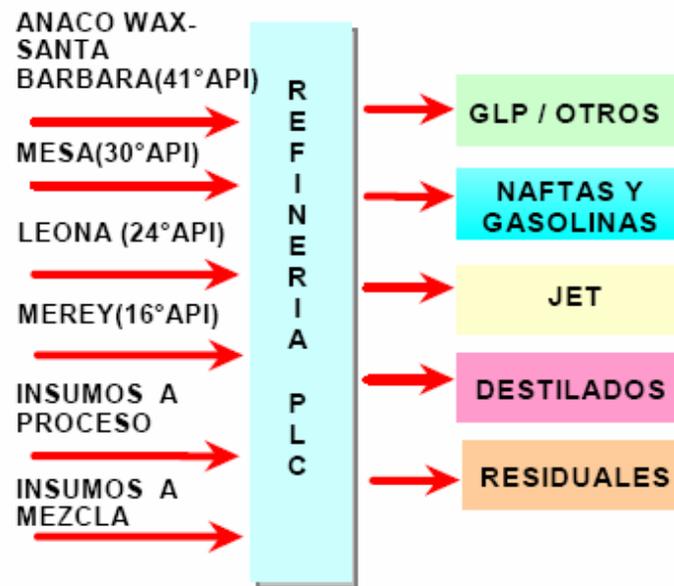


Figura 1.2. Dieta y productos de la Refinería Puerto La Cruz [4].

El rol de la Refinería Puerto La Cruz, debido a su ubicación estratégica [4], es:

- Suplir prioritariamente la demanda del mercado interno mediante el suministro confiable y oportuno a la región nor-oriental del país.
- Colocación de los productos excedentes en el mercado internacional logrando los mejores precios.
- Manejo y distribución de la producción de crudos del oriente del país hacia los mercados de exportación y a las otras filiales.

1.2 Descripción del proyecto de reducción de emisiones de catalizadores a la atmósfera (reca)

Dentro de la batería de la Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (U-FCC) se ubica el desarrollo del proyecto RECA (figura 2.7). La unidad procesa actualmente 15 MBD de una mezcla formada por gasóleo atmosférico proveniente de la DA-1, residual de crudo Anaco Wax y/o Santa Bárbara proveniente de la DA-3 y gasóleo de vacío (VGO por sus siglas en inglés) foráneo. Las principales secciones son: reacción, fraccionamiento y la concentración y recuperación de gases. La sección de reacción la conforma el convertidor D-1 y ésta a su vez consta de un reactor (riser), un desgasificador y un regenerador. En este último, es donde se quema el coque depositado en el catalizador y consta de un sistema de ciclones encargado de la separación del catalizador (anexos B12 y C5) de los gases de chimenea [4]; parte del catalizador se escapa del regenerador a través de los gases de combustión con una concentración promedio de 485 mg/Nm^3 (miligramo/metros cúbicos normalizados)[5]; debido a esta situación se encuentra en desarrollo el proyecto “Reducción de Emisiones de Catalizadores a la Atmósfera” (RECA), cuya finalidad es dar cumplimiento al Decreto N° 638 de la Ley Penal del Ambiente (Normas sobre Calidad del Aire y Control de la Contaminación Atmosférica) [6].

Con la puesta en marcha de este proyecto se lograría reducir las emisiones de finos de catalizador hasta un valor de 46 mg/Nm^3 inferior a los 50 mg/Nm^3 que es el límite máximo de concentración de partículas sólidas permitida por las normas de calidad para las actividades de regeneración de las unidades de craqueo en refinerías de petróleo.

1.3 Planteamiento del problema

El problema en la FCC respecto al desarrollo del proyecto RECA, radica en que el aire comprimido (anexo B9) proveniente de servicios industriales (área adyacente a la FCC) presenta una concentración superior a los 5.000 ppm en volumen con relación a la humedad; el requerimiento del proyecto es trabajar con 117 ppm en volumen, clase 2 (en relación a la humedad) según la norma internacional ISO 8573.1 (anexos B8 y A2) como concentración mínima requerida para el contacto con los elementos filtrantes del separador de cuarta etapa que presenta una aleación hierro-aluminizado muy sensible a la humedad (anexo A2); además, al tener contacto el aire húmedo con el catalizador causaría un conglomerado interno, el taponamiento de la tolva en la parte superior produciendo un flujo másico restringido de gas cuando la boquilla de entrada del SCE se comience a tapar, generando paradas no programadas del equipo y por consiguiente, la operación normal de la planta.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar el sistema de secado de aire comprimido del separador de cuarta etapa de la unidad FCC de la Refinería Puerto La Cruz-PDVSA

1.4.2 Objetivos específicos

1. Efectuar balances de materia e hidráulicos en el cabezal de aire comprimido que alimentará al separador de cuarta etapa.

2. Realizar el dimensionamiento del secador de aire comprimido que formará parte del sistema de secado.
3. Proponer sistemas de secado que cumplan con la especificación de calidad del aire comprimido según la norma ISO 8573-1.
4. Seleccionar a través de una matriz técnico-económica el sistema de secado idóneo.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes

En el año 2006, Espín [7], presentó el estudio del diseño de un sistema de distribución de aire comprimido para abastecimiento de instrumentos de control y servicios para la esfera GLP en la Refinería de Puerto La Cruz, el cual comprende las tres áreas de los trabajos del proyecto “IPC para las Obras Complementarias Asociadas al Reemplazo de las Esferas GLP de la Refinería Puerto La Cruz”, además de surtir todas las tomas de aire de servicio que se requieran. Para ello, se tomaron en consideración el número actuadores necesarios a la condición de flujo y presión de trabajo, también se determinó la condición de diseño (presión y temperatura) según lo estipulado en las normas de PDVSA y el flujo total a manejar por este sistema. Los compresores fueron seleccionados utilizando como parámetro de selección la presión de descarga y las necesidades de flujo del sistema y de igual manera se seleccionó los materiales para las tuberías, accesorios, válvulas y recipientes tomando la referencia de las especificaciones de la línea para aire de instrumentos y servicios de la norma PDVSA.

Tovar [8], realizó en el año 2006 el estudio del análisis energético del sistema de generación y distribución de aire comprimido de una cervecería. Determinó el consumo nominal de aire por área de producción lo que suministró un indicativo del consumo teórico de aire dependiendo del volumen de bebidas procesadas, luego se diseñaron e instalaron placas orificios, que permitió tener un registro del consumo de aire por áreas y así

tener un índice real del gasto de aire por volumen de bebidas procesadas, lo que al compararlo con el ideal muestra la deficiencia o desperdicio de esta energía por área de producción.

Por otra parte, Ramos [9], presentó el estudio de una evaluación del sistema de distribución de aire comprimido de una ensambladora de vehículos. Determinó las características del sistema, realizándose finalmente un rediseño del sistema de distribución de aire comprimido actual, buscando la optimización y mejoramiento del mismo y para ello se seleccionaron dos equipos compresores y sus respectivos secadores, además de los filtros de polvo y condensado.

En el año 2005, Bermúdez [10], presentó una evaluación del sistema de aire para instrumentos de la planta de fraccionamiento y despacho Jose. Realizó las simulaciones de las dos etapas de compresión del sistema de aire para instrumentos usando el programa de simulación de procesos industriales Hysys Plant v3.2 a las condiciones de diseño y de operación con la finalidad de conocer el contenido de agua en la corriente de alimentación de las torres secadoras, procedió a revisar el sistema de remoción de agua, posteriormente calculó la eficiencia de las torres; mediante un análisis de fallas del sistema, se conoció que las fallas más comunes ocurren por desgaste de los repuestos de los equipos involucrados en el sistema y se emitieron las respectivas recomendaciones que permitieron elaborar un plan de mantenimiento del mismo.

El trabajo de Espín sobre la distribución del sistema de aire comprimido se tomará como guía para la realización de presente proyecto. El estudio realizado por Tovar en cuanto al análisis energético es indispensable en todo proyecto de este ámbito, ayudará en los cálculos y en la toma de decisiones

en materia energética. Ramos realizó de igual manera un estudio para la evaluación de una distribución de aire comprimido que se empleará de manera comparativa y coordinada al proyecto de Espín. La evaluación realizada por Bermúdez en el sistema de aire para instrumentos de la planta de fraccionamiento de JOSE, presenta técnicas de detección y sugerencias sobre las fallas posibles del sistema de aire para instrumento, la cual es indispensable conocer para el diseño del sistema de secado que se desarrollará en el presente proyecto.

2.2. Definición de aire comprimido

Es una mezcla de gases que constituye la atmósfera. Cuando éste se encuentra puro es un fluido compuesto básicamente de 78 % de nitrógeno, 21 % de oxígeno, 0,9 % de argón y 0,1 % de trazas de bióxido de carbono, neón, helio y kriptón [11] (ver anexo B9); si se suma a esta mezcla de gases, vapor de agua, entonces se habla de aire húmedo, cuya cantidad de vapor de agua puede variar desde cero (aire totalmente seco) hasta un máximo que depende de las condiciones de presión y temperatura; en este último caso, se habla de saturación (un estado de equilibrio entre el aire húmedo y la fase de agua condensada). Numerosas mediciones han demostrado que la composición del aire seco, es relativamente constante, salvo pequeñas variaciones en función del tiempo, localización geográfica y altitud.

El aire comprimido es un fluido que ha sido sometido a presión por medio de un compresor. En la mayoría de las aplicaciones, el aire no sólo se comprime sino que también se deshumifica y se filtra. Es un elemento muy habitual en todo tipo de instalación industrial [12].

El diseño y mantenimiento adecuado de redes de aire comprimido y sus respectivos accesorios, juega un papel decisivo en los procesos productivos involucrados cuya energía utilizada es el aire [13].

2.3. Principales usos del aire comprimido

Es necesario conocer los principales usos que se le da al aire atmosférico, como elemento importante de la industria y para tal fin en la tabla 2.1. Se muestran algunas aplicaciones.

Tabla 2.1. Distintos uso que recibe el aire atmosférico y su respectiva descripción

Usos del aire comprimido	Descripción
Transmisión de potencia	Es de vital importancia para el funcionamiento de las herramientas neumáticas.
Medio de transporte	El aire también es empleado como medio de transporte de elementos y partículas.
Reacción	El aire facilita una reacción química como el vulcanizado.
Aire de combustión	Es el aire que se provee para una combustión, como se tiene en el caso del regenerador que se encuentra en el convertidor D-1 de la FCC de la Refinería Puerto La Cruz (Figura 2.1.), donde emplean el aire como elemento esencial para la quema del coque depositado en el

	catalizador [4] (anexo B12).
--	------------------------------

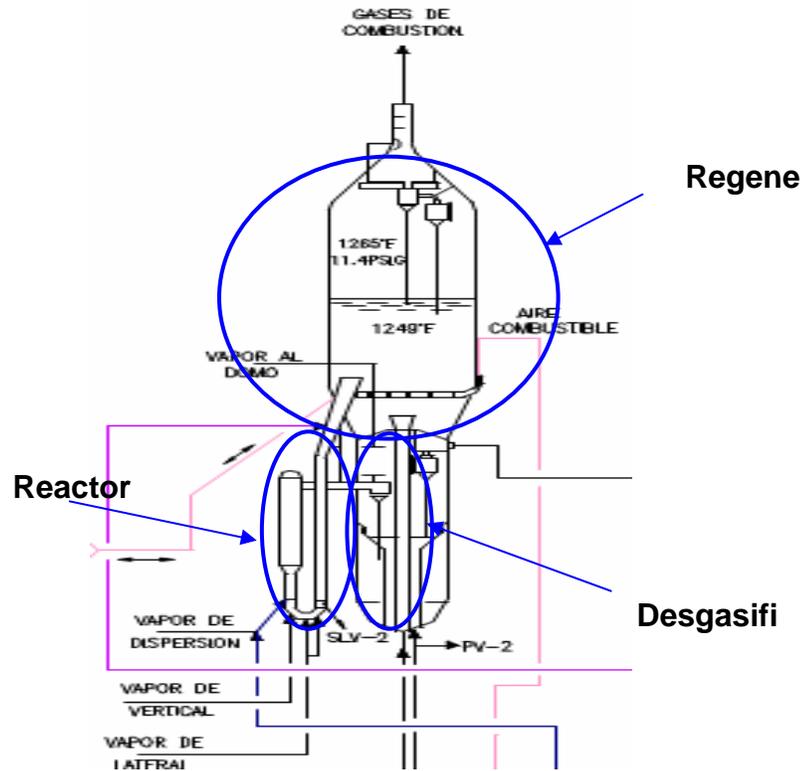


Figura 2.1. Convertidor D-1 formada por el desgasificador, reactor y regenerador [4]

2.4. Elementos básicos en una instalación de aire comprimido

Los principales elementos que la componen son:

2.4.1. Compresor

Es el elemento principal de una instalación productora de aire comprimido; existen varios tipos para las distintas posibilidades de aplicación. Un compresor es toda máquina que impulsa aire, gases o vapores,

ejerciendo influencia sobre las condiciones de presión [14]. Para producir aire comprimido se emplean dos principios:

2.4.1.1. Principio de desplazamiento

La compresión del aire tiene lugar básicamente como en un motor de combustión: el aire aspirado es comprimido por un émbolo de vaivén o rotativo, una membrana o hélices [14].

2.4.1.2. Principio de circulación

En este caso, se aspira y se acelera el aire mediante una rueda de álabes. Debido a un ensanchamiento en el canal de salida, disminuye la velocidad del aire y la energía cinética suministrada, se convierte en presión [14].

2.4.2. Depósito

Normalmente suele ir integrado dentro del compresor, como una parte más de la unidad que proporciona aire comprimido. De hecho, los compresores suelen trabajar de forma discontinua, arrancando cuando la cantidad de aire que queda almacenada en el compresor es baja. Además, el depósito sirve para amortiguar las fluctuaciones de caudal que vienen del compresor (especialmente en los reciprocantes) y evitar que se transmitan a los puntos de consumo. Por tanto, el compresor se regula para que arranque, pare y almacene el aire a presión en el depósito, tratando de espaciar al máximo sus ciclos de trabajo. Como norma general se acepta que los compresores alternativos trabajen durante unas 10 veces a la hora, con un máximo de funcionamiento del 70%. Por el contrario, compresores

centrífugos, de husillo y de paletas deslizantes, pueden trabajar el 100% del tiempo [12].

2.4.3. Enfriador (Aftercooler)

Puesto que al comprimir el aire éste se calienta, su capacidad para retener vapor de agua aumenta. Por el contrario, un incremento en la presión del aire, reduce notablemente su capacidad para retener agua. Por tanto, mientras el aire se comprime en el compresor, la alta temperatura evita que el agua condense, pero una vez en las conducciones, el descenso de temperatura, mantenido a presiones altas, sí conlleva la condensación de agua en las tuberías.

Por tanto, para eliminar posibles condensaciones, se reduce la temperatura del aire en un dispositivo que se coloca justo a la salida del compresor (sin esperar a que ese descenso tenga lugar en las propias líneas de suministro de aire comprimido). Para ello se introduce un enfriador (aftercooler), tan próximo al compresor como sea posible.

El aftercooler no es más que un intercambiador de calor, que puede funcionar bien con agua o bien con aire como medio de enfriamiento [12].

2.4.4. Deshumidificador (moisture separator)

Es el elemento encargado de retirar la condensación que ha precipitado desde el enfriador [12]. En la figura 2.2 se puede observar que aparece integrado tras el *aftercooler*.

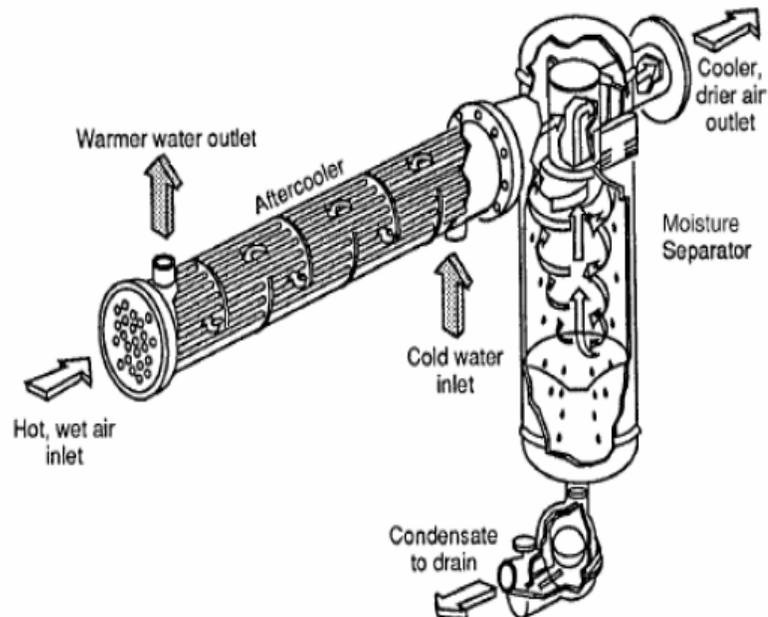


Figura 2.2. Un aftercooler, al que se le ha acoplado a la salida un deshumidificador [12].

2.4.5. Tanque de almacenamiento

Almacena energía neumática y permite el asentamiento de partículas y humedad [15] después del enfriador y el deshumidificador. Además, es parte importante del sistema de aire comprimido y de cualquier otro sistema que maneje tanto líquido como gases son unos o varios depósitos para el fluido comprimido. Las principales funciones de estos recipientes son:

- Almacenar aire para suplir las demandas superiores a la capacidad del compresor.
- Contribuir al enfriamiento y separación del condensado.
- Amortiguar las pulsaciones del compresor (compresores recíprocos).

2.4.6. Líneas de suministro

Puesto que el compresor, el depósito y los enfriadores suelen situarse en una sala, es preciso diseñar la distribución en planta (*piping layout*) de las líneas de suministro desde el compresor a los puntos de consumo. Se procura que la distribución minimice en la medida de lo posible las longitudes de las tuberías desde el compresor al punto más alejado. En aquellas redes que sean muy extensas, es preferible situar el compresor en una zona central, minimizando así la distancia al punto más alejado [12].

2.4.7. Puntos de consumo

En los puntos de consumo es habitual colocar un filtro final así como un regulador de presión que acondicione finalmente el suministro de aire comprimido. Normalmente estos filtros, en el punto de consumo permiten retener aquellas partículas que sean de tamaño inferior a las características de filtrado de elementos previos [12].

2.5. Definición de tubería

Las tuberías son elementos de diferentes materiales que cumplen la función de permitir el transporte de los fluidos de un punto a otro, además son las conexiones entre procesos, es decir, la salida de un proceso se encadena con la entrada de otro, la cual presenta una sección transversal y una longitud determinada. Las tuberías en un sistema de aire comprimido constan de:

2.5.1. Tubería principal

Es la línea que sale del conjunto de compresores y conduce todo el aire que consume la planta. Debe tener la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente aumento de caudal. La velocidad máxima del aire en la tubería principal es de **8 m/s** [15].

2.5.2. Tuberías secundarias

Se derivan de la tubería principal para conectarse con las tuberías de servicio. El caudal que por allí circula es el asociado a los elementos alimentados exclusivamente por esta tubería. También en su diseño se debe prever posibles ampliaciones en el futuro. La velocidad del aire en ellas no debe superar **8 m/s** [15].

2.5.3. Tuberías de servicio

Son las que surten en sí a los equipos neumáticos. En sus extremos tienen conectores rápidos y sobre ellas se ubican las unidades de mantenimiento. Debe procurarse no sobre pasar de tres el número de equipos alimentados por una tubería de servicio. Con el fin de evitar obstrucciones se recomiendan diámetros mayores de ½" en la tubería. Puesto que generalmente son segmentos cortos las pérdidas son bajas y por tanto la velocidad del aire en las tuberías de servicio puede llegar hasta **15 m/s** [15].

2.6. Caída de presión en tuberías

El flujo de fluidos en tuberías está siempre acompañado de rozamiento de las partículas del mismo entre sí y consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo. Es importante recordar que esta pérdida de presión en tuberías sólo se produce cuando el fluido está en movimiento, es decir, cuando hay circulación [7].

2.7. Caída de presión debido a válvula 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 del flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por tubería recta. Debido a que las válvulas y accesorios en la línea de tuberías alteran la configuración del tubo, producen una pérdida de presión adicional [7].

2.8. Flexibilidad de tuberías

La mayoría de los sistemas de tuberías son restringidos contra el libre movimiento térmico de los recipientes, intercambiadores, compresores, bombas y otros equipos que son interconectados por las tuberías. Este movimiento debe ser absorbido a través de lazos o juntas de expansión, los cuales son usados para dar flexibilidad al sistema de tuberías. El uso de las juntas de expansión lleva a incrementar las longitudes de las tuberías y

deberá ser considerado en los cálculos de flujos. La flexibilidad de la tubería, para promover el movimiento térmico, debe ser adecuada para cumplir dos propósitos [7]:

- Mantener a las tuberías conectadas a los equipos (intercambiadores, bombas, compresores, etc.) dentro de los límites aceptables.
- Mantener el esfuerzo flexibilizador en la tubería dentro de un rango tal que sean evitadas las fallas directas o fallas por fatigas y las fugas en uniones.

2.9. Válvulas de control

Dentro de un lazo de control, la válvula juega un papel tan importante como el elemento primario, transmisor y controlador. Específicamente, la válvula de control regula el flujo o la presión de un fluido que influye en algún proceso controlado. Suele funcionar con señal remotas desde actuadores eléctricos, neumáticos, electrohidráulicos, etc. El empleo de la válvula de control significa que el proceso tiene algún tipo de sistema automático de control. Puede ser por nivel, flujo, temperatura, presión o de otra índole.

Esta a su vez presenta dos partes principales: el cuerpo y el actuador. El fluido pasa por el cuerpo. La función del actuador es responder a la señal del controlador y mover las guarniciones de la válvula para variar el flujo [16].

Las principales válvulas de control a emplear en el proyecto RECA, se pueden observar junto con sus parámetros y especificaciones en la tabla 2.2 y 2.3.

Tabla 2.2. Parámetros y especificaciones técnicas de la válvula solenoides pilot modelo RCA5D2T

PARÁMETRO	ESPECIFICACIÓN TÉCNICA
Puntos de entrada y salida	¼ Pulgadas
Diámetro del orificio	3/16 Pulgadas
Factor de flujo Cv	0,68
Medio	Aire o nitrógeno
Presión de operación máxima	110 psi
Rangos de temperatura de operación	-40°F – 200°F

Tabla 2.3. Parámetros y especificaciones técnicas de la válvula diafragma simple RCA35T, modelo 3502

PARÁMETRO	ESPECIFICACIÓN TÉCNICA
Puntos de entrada y salida	1 ½ Pulgadas
Punto de conexión pilot	1/8 Pulgadas
Diámetro del orificio	1 ½ Pulgadas
Factor de flujo Cv	0,42
Medio	Aire o nitrógeno
Presión de operación máxima	110 psi
Rangos de temperatura de operación	-40°F – 200°F

2.10. Calidad del aire comprimido según la norma iso 8573.1

La norma internacional ISO 8573.1 especifica las distintas calidades del aire comprimido industrial de acuerdo con tres factores determinantes (anexo B8):

2.10.1. Sólidos

La presente norma establece los tamaños de partículas sólidas, concentraciones (la cantidad máxima de partícula por m³ de aire), métodos de medición y remoción, así como aquellos por efectos catalíticos.

2.10.2. Aceite

La norma describe las consideraciones generales, métodos de medición, métodos de remoción y las influencias con otros contaminantes. De igual manera expresa que el aceite presente en el aire comprimido pertenece a una de estas tres categorías: aerosoles, líquidos y vapores. El aire atmosférico contiene vapores de hidrocarburos de carburantes, procesos industriales, motores de automóviles o aviones, incluso los sistemas con compresor exentos de aceites tienen este tipo de contaminación, por el cual es inevitable su presencia.

2.10.3. Agua

La norma establece en aspecto general que el aire ambiente siempre contiene vapor de agua y cuando es comprimido la presión parcial del vapor de agua aumenta y por consiguiente la temperatura, generándose mayor contenido de vapor de agua en suspensión que luego se condensará. La

norma describe los métodos de medición, los métodos de remoción y la influencia de otros contaminantes.

Tabla 2.4. Clasificación del aire comprimido según 6 clases de calidad, ver anexo B8

Clase de Calidad	Suciedad	Agua	Aceite
	Tamaño de partícula Micras	Punto de rocío a presión °C (ppm. Vol.) a 7 bar g	Vapor incluido mg/m ³
1	0,1	-70 (0,3)	0,01
2	1	-40 (16)	0,1
3	5	-20 (128)	1
4	15	+3 (940)	5
5	40	+7 (1240)	25
6	-	+10 (1500)	-

2.11. Calidad del aire comprimido según la norma din iso 8573.1

A continuación se presenta la norma DIN ISO 8573.1 que de igual manera define las calidades del aire comprimido industrial, tomando como referencia la norma internacional ISO 8573.1:

Tabla 2.5. Clasificación del aire comprimido según 6 clases de calidad [17].

Clase de Calidad	Cantidad máx. de aceite [mg/m ³]	Cantidad máx. de partículas		Cantidad máx. de agua restante	
		Tamaño [μm]	Densidad [mg/m ³]	Agua restante [g/m ³]	Punto de rocío [°C]
1	0,01	0,1	0,1	0,003	-70
2	0,1	1	1	0,117	-40
3	1	5	5	0,88	-20
4	5	15	8	5,953	+3
5	25	40	10	7,732	+7
6	-	-	-	9,356	+10

2.12. Clasificación de los métodos de secado del aire comprimido

A continuación se tiene un esquema con los métodos de secado más conocido en la actualidad, en el cual se señalan en recuadros amarillos los más utilizados a escala industrial.

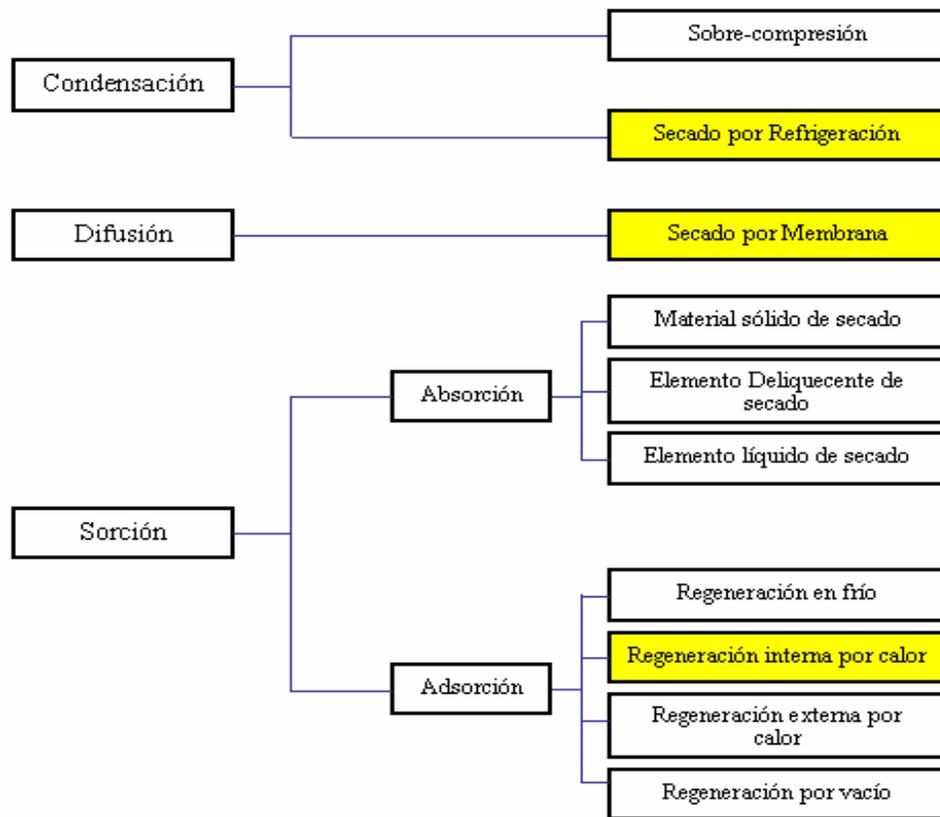


Figura 2.3. Clasificación de los métodos de secados de aire comprimido [17]

2.13. Secadores frigoríficos

Estos secadores actúan a base de medios frigoríficos y tienen como meta reducir la humedad en el aire comprimido, por enfriamiento del mismo, hasta la mínima temperatura funcionalmente posible, que oscila alrededor de +3°C y +4°C, a la presión de servicio (punto de rocío a presión, PRP).

El aire de un compresor posee, a 7 bar, una temperatura de salida de 125-180°C si es de pistón, y unos 70-80°C si es rotativo. La refrigeración del mismo se efectúa por etapas. En el refrigerador posterior al compresor, se enfría hasta una temperatura de 30-35°C. Después, el aire a dicha temperatura y saturado, pasaría por el secador frigorífico (figura 2.4).

Hoy en día los secadores frigoríficos se fabrican como unidades compactas. Son equipos que juntan el refrigerador posterior aire-aire y secador frigorífico en un solo bloque, permitiendo un salto térmico de 127°C entre la temperatura de entrada del aire comprimido (130°C) y la temperatura de salida del mismo (+3°C PRP), con una temperatura ambiente de 25°C. Están adaptados para trabajar con variaciones de caudal del 0 al 100% del nominal.

Están provistos de separadores de condensados y filtros, con la ventaja de eliminar metros de tubería y reducir las necesidades de espacio, integrando los procesos de refrigeración, separación de condensados y secado del aire [17].

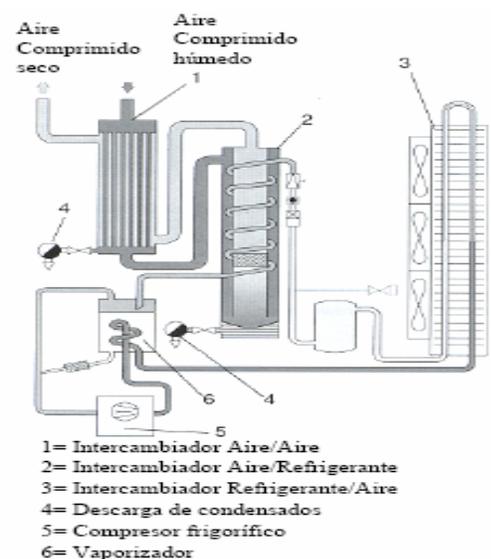


Figura 2.4. Esquema de un secador frigorífico [17].

2.14. Secadores por membrana

El principio de funcionamiento del secador por membrana es muy elemental. El aire saturado posee una presión de vapor parcial más elevada que la del aire seco. Como resultado se produce una migración constante de moléculas de agua a través de las paredes de las membranas, desde el interior de la fibra hueca, donde hay aire húmedo, hacia el exterior, en que la presión parcial de vapor del flujo de aire de purga es inferior (figura 2.5).

El secador de aire por membrana trabaja las 24 horas del día, 7 días a la semana. El único mantenimiento requerido, es el cambio del elemento filtrante coalescente cuando el indicador estándar de presión diferencial muestra el color rojo. El diseño de desmontaje rápido del vaso hace que el cambio del elemento filtrante no ocupa más de 5 minutos.

Del caudal principal de aire seco se expande un pequeño caudal para ventilar y secar la membrana. La humedad relativa disminuye y este aire seco, pasa por las fibras y provoca la difusión de vapor de las membranas hacia el aire [17].

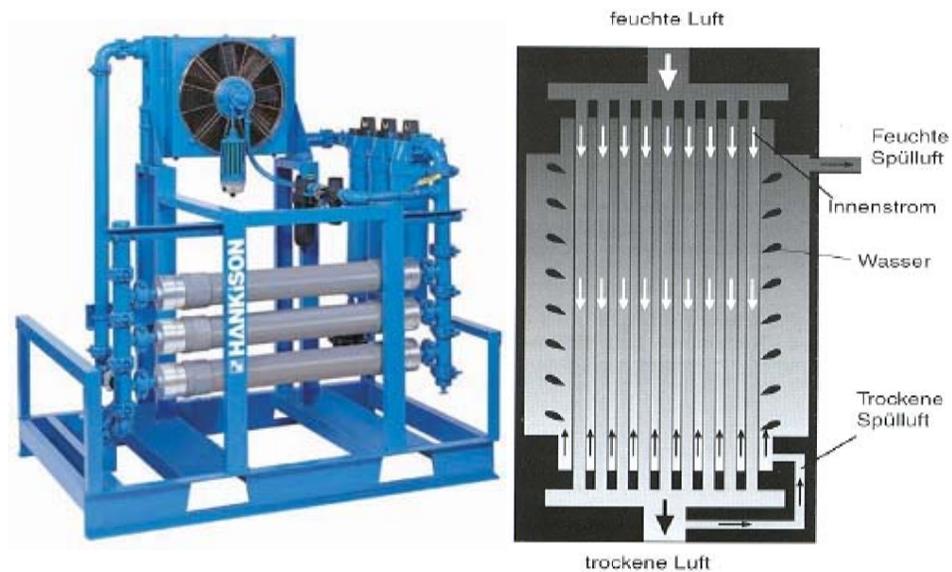


Figura 2.5. Esquema de un secador por membrana [17].

2.15. Secadores por adsorción

Responden a la denominación de deshidratadores por adsorción aquellos que realizan el secado por medio de un adsorbente sólido de naturaleza regenerable, que retiene, en un ciclo de adsorción, el vapor de agua contenido en el fluido comprimido, eliminando este vapor mediante un segundo ciclo de desadsorción, al ser sometido dicho adsorbente a un adecuado proceso de regeneración.

Los secadores por adsorción están compuestos por dos torres gemelas de adsorción las cuales se encuentran llenas del material adsorbente con la

capacidad de retener la humedad durante la fase de operación y de liberarla durante la fase de regeneración (figura 2.6).

Mientras el gas a secar atraviesa una de las dos torres, el vapor de agua que contiene es retenido en el interno del material adsorbente, la cual se apoya en una malla cuneiforme autolimpiable de acero inoxidable. De este modo, se garantizan presiones diferenciales más bajas y punto de rocío constantes y se prolonga la vida útil del adsorbente [17] (anexo B10). Al mismo tiempo el material adsorbente de la otra torre, que se encuentra saturado por el vapor de agua retenido en el ciclo previo, es regenerado. Continuamente la lógica de control automático alterna las funciones de las dos torres, de modo que el equipo pueda trabajar de manera continua sin causar interrupciones en el caudal o caídas de presión en la línea. La duración de ambos ciclos es prácticamente la misma, si se incluyen en el de regeneración los tiempos complementarios, según el modelo, de enfriamiento, descompresión y presurización.

El punto de rocío que puede ganarse con éstos deshidratadores varía según el sistema de proceso elegido, pero en términos generales fluctúa desde una exigencia mínima de -20°C hasta -100°C para una presión de trabajo de 7 bar.

Los sistemas de secado por adsorción pueden clasificarse en tres grupos según el sistema de regeneración que utilizan; sin calor (*Heat-Less*), con calor interno y con calor externo [18] (anexo B1); la primera emplea para purga hasta 15%, la segunda entre 6-7% y la tercera hasta 3% todas referidas al flujo nominal de aire comprimido a tratar (anexo B2). En la tabla 2.6 se muestra las comparaciones necesarias entre los sistemas de secado por refrigeración, por membrana y por regeneración.

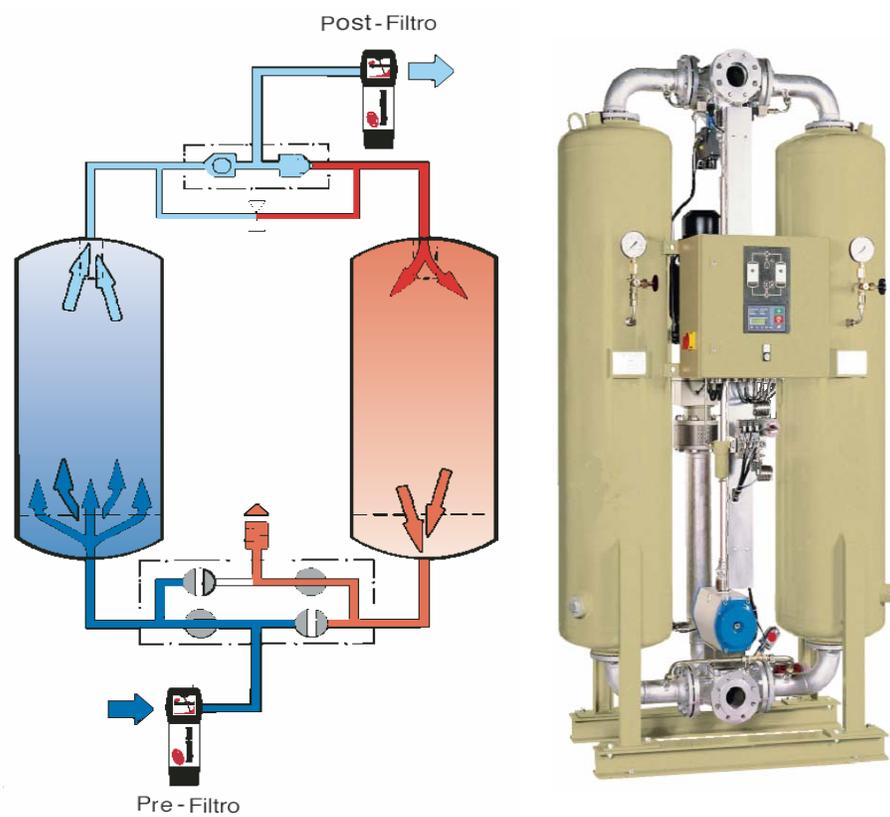


Figura 2.6. Esquema del secador por adsorción [18].

Tablas 2.6. Comparaciones entre los secadores por refrigeración, por membrana y por regeneración [13, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23].

Características principales	Secadores por refrigeración	Secadores por membrana	Secadores por regeneración
Principio de funcionamiento	Separación del agua mediante el enfriamiento por debajo del punto de rocío	Secado por transferencia molecular	Secado a través de la extracción de la humedad
Sitios en donde se utilizan	Cualquier tipo de instalación	Cualquier tipo de instalación	Se aplican a instalaciones con mas control de calidad del aire comprimido
Punto de rocío	2°C hasta 5°C	-20°C hasta -30°C	-20°C hasta -100°C
Consumo eléctrico	Sí	No	No
Requiere aire para regenerarse	No	Sí	Sí
Material principal para el secado	Intercambiador de calor con refrigerante R134a	Membranas de fibra hueca	Alúmina activadas o gel de sílice
Caídas de presión	Muy bajos	Bajos	Bajos
Costo de operaciones	Bajos	Muy bajos	Muy bajos

2.16. Condición de operación de temperatura y presión en el cabezal de entrada, destinado al proyecto reca

La condición de temperatura y presión del fluido de proceso durante la operación normal se conocen como condición de operación; esta a su vez se

presenta en un mínimo y en un máximo del proceso prevista para las desviaciones esperadas de la operación normal. Esto incluye arranque, despresurización, parada, operaciones alternadas, requerimientos de control, flexibilidad operacional y perturbaciones del proceso [24].

Las condiciones coincidentes más severas de temperatura y presión en que se expone el sistema se conocen como condiciones de diseño. Son utilizadas para el diseño mecánico de equipos y tuberías, incluyendo la selección de materiales. La temperatura de diseño debe ser al menos 10°C (18°F) superior a la temperatura de operación máxima y la presión de diseño debe ser al menos 10% superior a la presión de operación máxima, pero en ningún caso debe ser inferior que la máxima temperatura y presión en situación de emergencia, como falla de servicios, bloqueo de operación, falla de instrumentos, etc [24].

A la entrada del cabezal de aire comprimido dirigido al proyecto RECA se presenta la condición de operación, específica y estándar de presión y temperatura señaladas en las tablas 2.7, 2.8 y 2.9 respectivamente.

Tabla 2.7. Condición de operación de proceso de temperatura y presión a la entrada del cabezal que alimentará a la proyecto RECA

Condición	Manométrica	Absoluta
Presión (psi)	95	110 (758,423 kPa)
Temperatura (°F)	100	310,93 K

Tabla 2.8. Condición específica de temperatura y presión tomadas en cuenta en la fabricación de las unidades secadoras

Condición	Manométrica	Absoluta
Presión (bar)	7	8,01325 (801,325 kPa)
Temperatura (°F)	100	310,928 K

Tabla 2.9. Condición estándar de temperatura y presión

Condición	Valores
Presión (psi)	14,696 (101,325 kPa)
Temperatura (°F)	60 (288,706 K)

2.17. Parámetros a la salida del sistema de secado

Estos parámetros ayudan en los diseños de sistemas de secado para conocer el valor del contenido de agua máxima que ingresarán a los puntos de demanda de aire del proyecto RECA, por eso, la necesidad de los indicadores en línea para calcular el rendimiento de los adsorbentes en el tiempo. Los valores requeridos de estos parámetros a la salida del sistema de secado se muestran en la tabla 2.10.

Tabla 2.10. Parámetros principales requeridos a la salida del sistema de secado

Parámetro	Valor
Temperatura (°F)	100
Presión (psia)	103,7
Punto de rocío (°F)	-40 (-40°C)

2.18. Alcance general del proyecto reca

El alcance general del proyecto RECA (figura 2.7) se subdivide en dos etapas principales [25]:

2.18.1. Pre-parada

Esta etapa contempla las siguientes actividades:

- o Instalación de un separador de tercera etapa (STE, conocido también como TSS por sus siglas en inglés).
- o Instalación de un separador de cuarta etapa (SCE ó FSS), (incluye celdas de carga, sistema de automático de limpieza de filtros, sistema de descarga y dispositivos de seguridad).
- o Instalación de una nueva chimenea auto - soportada (contará con un analizador de oxígeno).

- o Instalación de una línea para gases de combustión (conocida también como FGL por sus siglas en inglés). Incluye nueva cámara de orificio, sistema de enfriamiento con agua de alimentación de calderas, juntas de expansión, soportes tipo resorte y rigidizadores para cargas dinámicas.

- o Instalación de línea de 8 pulgadas para la interconexión del STE (TSS), SCE (FSS) y FGL (incluye boquilla de flujo crítico, soportes tipo resorte & rigidizadores para cargas dinámicas).

- o Instalación de nuevas estructuras para soporte de equipos mayores.

2.18.2. Parada

Esta etapa contempla las siguientes actividades:

- o Reemplazo del domo del regenerador D-1.
- o Reemplazo de los ciclones del regenerador y cámara plenum.
- o Reubicación de la válvula deslizante SLV-1.
- o Interconexión de los nuevos equipos con el regenerador D-1 (existente).

El separador de tercera etapa (STE o TSS por sus siglas en inglés) [25] es uno de los principales equipos, la cual, es un separador centrífugo de múltiples ciclones con entrada tangencial, llamados CycloFines™. El gas de combustión ingresa por el ducto de entrada del separador y fluye a través de 5 ventanas con rejillas hacia el espacio entre dos laminas tubulares (plenum de entrada). El gas entonces entra a través de las boquillas tangenciales de los múltiples elementos del ciclón, creando un vórtice por la rotación del gas de combustión cargado de catalizador dentro del recipiente o barril del ciclón.

Las partículas más pesadas de catalizador son separadas del gas y caen en movimientos circulares por las paredes a lo largo del barril del ciclón hacia la ranura rectangular de salida. Esta ranura está localizada en el fondo de cada elemento *Cyclofines* del separador. El gas limpio gira 180° y sale a través de la tubería de salida de 4 pulgadas hacia el plenum de salida del gas.

El gas de combustión limpio, el cual se conoce como corriente de tope del STE, sale del separador de tercera etapa a través de la válvula deslizante (SLV-1) y la cámara de orificio hacia la nueva chimenea. Tanto la válvula deslizante como la cámara de orificio están diseñadas para mantener el regenerador a una presión constante.

Las partículas de catalizador que salen por la ranura de fondo de cada elemento CycloFine se envían al separador de cuarta etapa (SCE o FSS por sus siglas en inglés) [25] para una subsecuente separación y disposición. Es necesario menos del tres por ciento del gas de combustión que entra al separador de tercera etapa, para enviar el catalizador capturado hacia el SCE. Una boquilla de flujo crítico (BFC o CFN por sus siglas en inglés) localizada aguas abajo del SCE regula la cantidad de gas de fondo del STE.

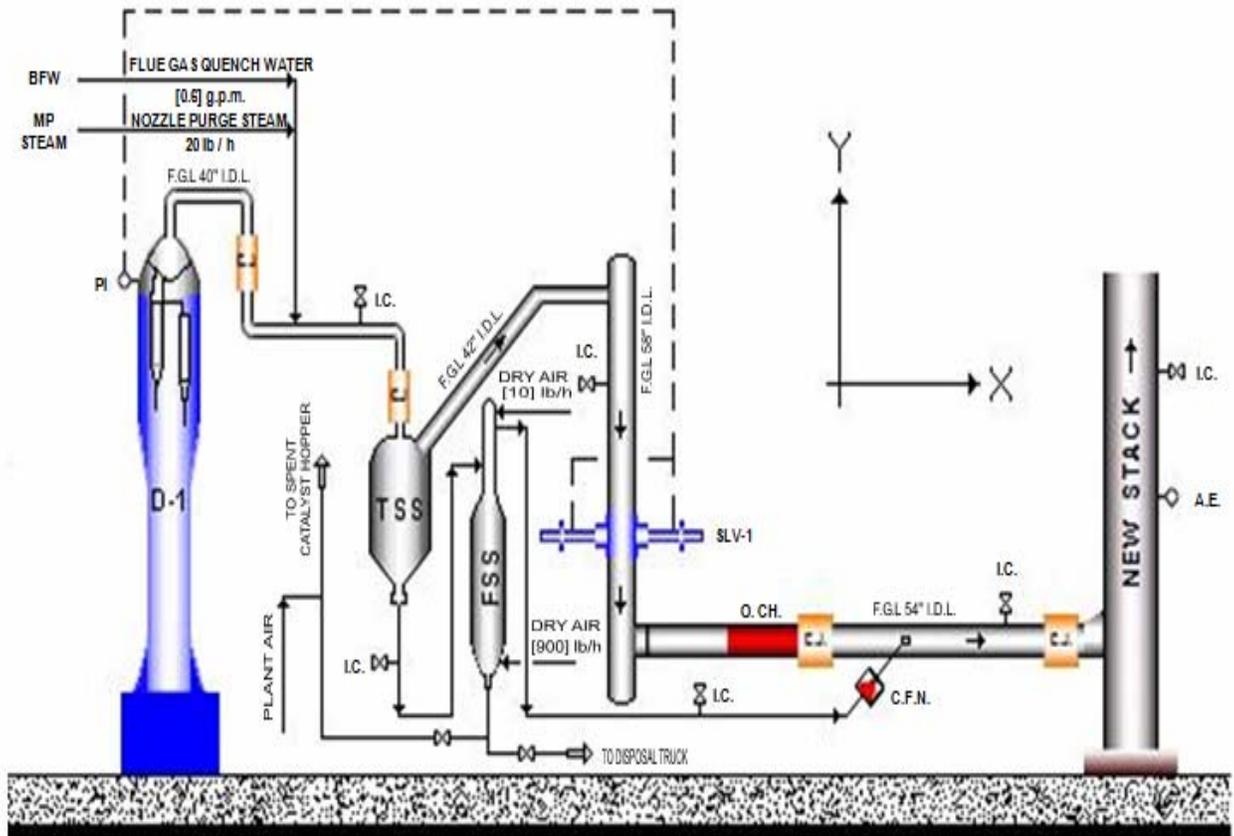


Figura 2.7. Diagrama de flujo del proceso del proyecto RECA [25]

CAPITULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

En este capítulo se presentan los cálculos necesarios para llevar a cabo el diseño del sistema de secado requerido a la entrada del cabezal que va dirigido al SCE y demás sistemas de instrumentación y equipos neumáticos del proyecto RECA. De acuerdo con las informaciones técnicas presentes en la sección 2.13, 2.14, 2.15 y los datos de la tabla 2.6, las típicas unidades secadoras a nivel industrial son por adsorción, membrana y refrigeración. Estas dos últimas, no aplican un alto control de calidad ni mucho menos un punto de rocío por debajo de -30°C , mientras que la primera se adecua a las exigencias de control de calidad del aire comprimido requerido. Por lo que se procederá al estudio del sistema de secado por adsorción del tipo regenerativo.

3.1. Balances de materia e hidráulicos en el cabezal de aire comprimido que alimentará al separador de cuarta etapa

El estudio se efectuará a la condición de operación de proceso, el cual se encuentra definido en la tabla 2.7.

A continuación se realizó el estudio en virtud a la información reflejada en el resumen de utilidades de aire seco para el proyecto RECA presente en PDVSA Manufactura y Mercadeo bajo el **Documento N° SYS-LIS-LI02-001** (anexo A1), el cual expresa que la cantidad de aire seco requerida para el proyecto es 2211 lb/h como valor pico máximo.

El manual sobre aire comprimido de la fabricante **Atlas Copco** [13] recomienda, que todo diseño de sistemas de secado para aire comprimido debe emplear 15% del aire requerido para previsión por fugas y un 10% por año para previsión futura por expansión considerada para 3 años, esta última se establece de esa manera porque se desconoce con seguridad su valor.

3.1.1. Determinación del flujo de aire comprimido seco a la entrada del cabezal en estudio y a la salida del sistema de secado

Los sistemas de secados en estudio están relacionados con secadores de tipo regenerativo cuyos requerimientos de aire para purga varían desde 15% del flujo de aire a tratar para regeneración en frío, 7% para regeneración con calor interno y 3% para regeneración con calor externo [13, 20]. Para efectos de muestra de cálculo se empleará el 7% del flujo de aire a tratar (el cual, es la suma de C_r , P_f y P_e) en referencia a la regeneración con calor interno.

La expresión para determinar el flujo de aire comprimido seco a la entrada del cabezal en estudio es:

$$G_{te} = C_r + P_f + P_e + R_d \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde:

G_{te} : Flujo total de aire comprimido seco a la entrada del cabezal **lb/h**

C_r : Flujo de aire seco requerido por el proyecto RECA **lb/h**

P_f : Flujo para previsión por fugas (15% de C_r) **lb/h**

P_e : Flujo para previsión por expansión (10% de C_r) **lb/h**

R_d : Flujo de aire requerido para purga (7% del flujo a tratar) **lb/h**

Sustituyendo los respectivos valores a la Ec. 3.1, se tiene:

$$G_{te} = 2.211,000 \text{ lb/h} + 331,650 \text{ lb/h} + 221,100 \text{ lb/h} + 193,462 \text{ lb/h}$$

$$G_{te} = 2.957,213 \text{ lb/h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, los valores de flujos para los otros porcentajes en estudios, se pueden ver en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Valores de flujo de aire comprimido a la entrada del cabezal dirigido al SCE para los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Flujo de aire seco a la entrada del cabezal, G_{te} (lb/h)	3.178,313	2.957,213	2.846,663

La expresión para determinar el flujo de aire comprimido seco a la salida del sistema de secado es:

$$G_{ts} = C_r + P_f + P_e \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde G_{ts} : flujo de aire seco a la salida del secador [lb/h]

Sustituyendo los respectivos valores a la Ec. 3.2, se tiene:

$$G_{ts} = 2.211,000 \text{ lb/h} + 331,650 \text{ lb/h} + 221,100 \text{ lb/h}$$

$$G_{ts} = 2.763,750 \text{ lb/h}$$

El valor G_{ts} es igual a la salida para todos los sistemas.

3.1.2. Determinación del flujo másico, caudal total y composición en la corriente de aire comprimido a la entrada del cabezal en estudio

La condición de operación definida en la tabla 2.7 se intercepta en la carta psicrométrica (anexo C1) y se tiene el contenido de agua máxima (C_{we}) presente en la corriente de aire húmedo a la entrada del cabezal, cuyo valor es 5,7 g agua/m³ aire húmedo, equivalente también a 7×10^{-4} lb agua/lb aire húmedo, el cual, se interpreta que 1 libra de aire húmedo contiene 7×10^{-4} libra de agua, al restar 1 libra de aire húmedo con 7×10^{-4} libra de agua se tiene 0,9993 lb de aire seco.

Empleando la expresión siguiente, se halla el flujo másico de aire húmedo a la entrada del cabezal:

$$G_{th} = G_{te} \times \frac{1,000 \text{ lb aire húmedo}}{0,9993 \text{ lb aire seco}} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Donde G_{th} : flujo total de aire húmedo a la entrada del cabezal [lb/h]

Sustituyendo los respectivos valores a la Ec. 3.3, se tiene:

$$G_{th} = 2.957,213 \frac{\text{lb aire seco}}{\text{h}} \times \frac{1,000 \text{ lb aire húmedo}}{0,9993 \text{ lb aire seco}}$$

$$G_{th} = 2.959 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

Antes de hallar el caudal total de aire húmedo, se determina el factor de compresibilidad y densidad a la condición de operación. En la tabla de

factores de compresibilidad [21] para aire (tabla C2), se interpoló para la temperatura y presión de operación de 310,930 K y 758,423 kPa respectivamente, definida en la tabla 2.7, determinándose un factor de compresibilidad (Z_{op}) de 0,9980.

Para hallar la densidad a la condición de operación (ρ_{op}) es necesaria la siguiente expresión (proviene de la ecuación combinada de los gases reales [26]):

$$\rho_{op} = \frac{P_{op} \times \rho_0 \times T_0}{P_0 \times T_{op} \times Z_{op}} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde:

P_{op} : Presión a la condición de operación [**kPa**]

P_0 : Presión atmosférica [**kPa**]

ρ_0 : Densidad a la condición atmosférica [**kg/m³**]

T_0 : Temperatura atmosférica de 15 °C [**288,15 K**]

T_{op} : Temperatura a la condición de operación [**K**]

Z_{op} : Factor de compresibilidad de operación [**Adimensional**]

Se sabe que la densidad a la condición atmosférica de presión igual a 101,325 kPa (14,696 psia) y a una temperatura de 288,15K (15°C), de acuerdo al manual sobre aire comprimido de la fabricante **Atlas Copco** es de 1,225 kg/m³.

Ahora, sustituyendo los respectivos valores en la Ec. 3.4, se tiene:

$$\rho_{op} = \frac{758,423 \text{ kPa} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 288,15 \text{ K}}{101,325 \text{ kPa} \times 310,930 \text{ K} \times 0,9980}$$

$$\rho_{op} = 8,514 \text{ kg/m}^3$$

El caudal total de aire húmedo a la entrada del cabezal, se determina con la siguiente expresión:

$$Q_{th} = \frac{G_{th}}{\rho_{op}} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Donde Q_{th} : caudal total del aire húmedo a la entrada del cabezal [pie³/h]

Sustituyendo los respectivos valores en la Ec. 3.5, se tiene:

$$Q_{th} = \frac{2,959 \text{ lb/h}}{8,514 \text{ kg/m}^3 \times \left(\frac{2,205 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35,315 \text{ pie}^3} \right)}$$

$$Q_{th} = 5.567 \text{ pie}^3/\text{h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, se calculan los valores de caudal total para los demás porcentajes en estudio y se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Valores de caudal total de aire comprimido a la entrada del cabezal dirigido al SCE para los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Caudal total de aire a la entrada del cabezal, Q_{th}	5.983	5.567	5.359

(pie ³ /h)			
-----------------------	--	--	--

La composición másica de la corriente de aire húmedo a la entrada del cabezal, se obtiene con las expresiones siguientes:

$$\%Y_{aire,e} = \frac{G_{te}}{G_{th}} \times 100 \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$\%Y_{agua,e} = 100\% - \%Y_{aire,e} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Donde $\%Y_{aire,e}$: porcentaje másico de aire seco a la entrada del cabezal

[%m/m]

$\%Y_{agua,e}$: porcentaje másico de agua a la entrada del cabezal

[%m/m]

Sustituyendo los valores respectivos en las Ec. 3.6 y Ec. 3.7, se tienen:

$$\%Y_{aire,e} = \frac{2.957,213 \text{ lb/h}}{2.959 \text{ lb/h}} \times 100$$

$$\%Y_{aire,e} = 99,93\%$$

$$\%Y_{agua,e} = 100\% - 99,93\%$$

$$\%Y_{agua,e} = 0,07\%$$

Debido a que las composiciones son propiedades características intensivas, el valor de composición obtenido en el cálculo anterior es igual para las demás unidades secadora independientemente del volumen con que se trabaje a la entrada.

3.1.3. Determinación de la cantidad de agua y la composición en la corriente de aire comprimido a la salida del sistema de secado

Las condiciones que se quiere para el aire a la salida del sistema de secado se muestran en la tabla 2.10 y el contenido de agua a la salida (C_{ws}) del mismo se obtiene según el anexo C3, cuyo valor es 0,117 g agua / m³ aire húmedo.

Mediante la relación másica entre el contenido de agua de la salida (C_{ws}) del sistema respecto a la de entrada (C_{we}), se obtiene el porcentaje de agua que persiste en la corriente de aire comprimido en relación al agua existente a la entrada; la expresión es la siguiente:

$$\% R_{agua} = \frac{C_{ws}}{C_{we}} \times 100 \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde $\% R_{agua}$: relación del agua que persiste en el aire de salida
[%m/m]

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.8, se tiene:

$$\% R_{agua} = \frac{0,117 \text{ g} / \text{m}^3}{5,7 \text{ g} / \text{m}^3} * 100$$

$$\% R_{agua} = 2,1\%$$

La cantidad de agua presente en la corriente de aire comprimido a la salida del sistema de secado, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$W_s = (G_{th} - G_{te}) x \left(\frac{\% R_{agua}}{100\%} \right) \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde W_s : cantidad de agua a la salida del sistema de secado [**lb/h**]

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.9, se tiene:

$$W_s = \left(2.959,000 \text{ lb/h} - 2.957,213 \text{ lb/h} \right) x \left(\frac{2,1\%}{100\%} \right)$$

$$W_s = 0,043 \text{ lb/h}$$

Por lo tanto, el flujo total de aire a la salida del sistema de secado, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$G_{iss} = G_{is} + W_s \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde G_{iss} : flujo total de aire a la salida del sistema de secado [**lb/h**]

Sustituyendo los respectivos valores a la Ec. 3.10, se tiene:

$$G_{iss} = 2.763,750 \text{ lb/h} + 0,043 \text{ lb/h}$$

$$G_{iss} = 2.763,792 \text{ lb/h}$$

Luego, empleando las expresiones siguientes se obtendrán la composición másica de la corriente de aire a la salida del sistema de secado:

$$\% Y_{aire,s} = \frac{G_{is}}{G_{iss}} x 100 \quad \text{Ec. 3.11}$$

$$\%Y_{agua,s} = 100\% - \%Y_{aire,s} \quad \text{Ec. 3.12}$$

Donde $\%Y_{aire,s}$: porcentaje másico de aire a la salida del sistema
[%m/m]

$\%Y_{agua,s}$: porcentaje másico de agua a la salida del sistema
[%m/m]

Sustituyendo los valores respectivos a las Ec. 3.11 y Ec. 3.12, se tienen:

$$\%Y_{aire,s} = \frac{2.763,750 \text{ lb/h}}{2.763,792 \text{ lb/h}} \times 100$$

$$\%Y_{aire,s} = 99,99900\%$$

$$\%Y_{agua,s} = 100\% - 99,99900\%$$

$$\%Y_{agua,s} = 0,001\%$$

3.1.4. Balance de masa general en la unidad de secado

El balance de materia está representada por la siguiente expresión ^[27]:

$$\textit{Acumulación} = \textit{Entrada} - \textit{Salida} + \textit{Generación} - \textit{Consumo} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Debido a que se está trabajando con un sistema de secado en donde no hay generación, consumo y acumulación de sustancia, la Ec. 3.13 se reduce a la siguiente expresión:

$$\textit{Entrada} = \textit{Salida} \quad \text{Ec. 3.14}$$

Por lo tanto, el balance general en la unidad de secado queda de la siguiente manera:

$$G_{th} = G_{tss} + G_{td} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Donde G_{td} : flujo total de aire comprimido de purga [**lb/h**]

Despejando G_{td} de la Ec. 3.15, el arreglo es el siguiente:

$$G_{td} = G_{th} - G_{tss} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.16, se tiene:

$$G_{td} = 2.959,000 \text{ lb/h} - 2.763,792 \text{ lb/h}$$

$$G_{td} = 195,492 \text{ lb/h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, los valores de flujo total de aire para purga para los otros porcentajes se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Valores de flujo total de aire de purga para los distintos porcentajes en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Flujo total de aire para purga, G_{td} (lb/h)	416,743	195,492	84,866

3.1.5. Balance de masa por el componente agua en la unidad de secado

Aplicando el mismo criterio de la Ec. 3.14, se tiene que la expresión para este balance es el siguiente:

Ec. 3.17

$$G_{th} \times Y_{agua,e} = G_{tss} \times Y_{agua,s} + G_{td} \times Y_{agua,d}$$

Despejando $Y_{agua,d}$ de la Ec. 3.17, la expresión resultante es la siguiente:

$$Y_{agua,d} = \frac{G_{th} \times Y_{agua,e} - G_{tss} \times Y_{agua,s}}{G_{td}} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde:

$Y_{agua,d}$: Fracción másica de agua de purga **[Adimensional]**

$Y_{agua,e}$: Fracción másica de agua a la entrada **[Adimensional]**

$Y_{agua,s}$: Fracción másica de agua a la salida del secador **[Adimensional]**

Sustituyendo los respectivos valores en la Ec. 3.18, se tiene:

$$Y_{agua,d} = \frac{2.959,284 \text{ lb/h} \times 0,0007 - 2.763,792 \text{ lb/h} \times 0,00001}{195,492 \text{ lb/h}}$$

$$Y_{agua,d} = 0,01$$

Multiplicando $Y_{agua,d}$ por 100, para mantenerlo en términos de porcentaje, se obtiene:

$$\%Y_{agua,d} = 1\%$$

Aplicando las Ec. 3.7 y Ec. 3.12 se obtiene $\%Y_{aire,d}$, la cual es el porcentaje másico de aire en la corriente purga, cuya unidad es **%m/m**.

$$\%Y_{aire,d} = 100\% - 1\%$$

$$\%Y_{aire,d} = 99\%$$

Siguiendo el mismo procedimiento, los valores de composición del aire para purga en aquellas unidades secadoras para los otros porcentajes se pueden ver en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Valores de composición del aire de purga para los distintos porcentajes en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
$\%Y_{agua,d}$ (%)	2	1	1
$\%Y_{aire,d}$ (%)	98	99	99

Con los cálculos hasta ahora obtenidos se concreta la caracterización de las corrientes de entrada y salida del sistema de secado.

3.1.6. Determinación de la condición de diseño mecánico

Para dar inicio al estudio hidráulico es necesario conocer la condición de diseño mecánico del sistema.

De acuerdo a la **norma PDVSA MDP-01-DP-01** [24], según lo definido en la sección 2.24, la condición de diseño mecánico de presión y temperatura se define en función de la condición de operación máxima de los elementos de control en línea como en el caso de las válvulas de control, ver anexo A4 y las tablas 2.2 y 2.3, y de las instrucciones de operación del proceso en cuanto a las especificaciones de calidad del aire y condición de entrada de la misma (anexos A2 y A3).

La temperatura y presión de diseño mecánico se determina de la siguiente manera:

$$T_{dis,m} = T_{op} + 18^{\circ} F \quad \text{Ec. 3.19}$$

$$P_{dis} = P_{op} + (0,10 \times P_{op}) \quad \text{Ec. 3.20}$$

Donde:

$T_{dis,m}$: Temperatura de diseño mecánico [**°F**]

P_{dis} : Presión de diseño [**psi**]

Sustituyendo los valores respectivos en las Ec. 3.19 y Ec. 3.20, de acuerdo a los datos reflejado en las tablas 2.2 y 2.3, se tiene:

$$T_{dis,m} = 200^{\circ} F + 18^{\circ} F$$

$$T_{dis,m} = 218^{\circ} F \quad (376,483 \text{ K})$$

$$P_{dis} = 110 \text{ psi} + (0,10 \times 110 \text{ psi})$$

$$P_{dis} = 121 \text{ psi} \quad (834,265632 \text{ kPa})$$

3.1.7. Selección del material de tubería

Para determinar el material de la tubería se debe seleccionar en primera instancia la especificación de línea, según el servicio para la cual se empleará. De acuerdo a la **norma PDVSA H-221** [27], el servicio de aire para instrumentos le corresponde una especificación de línea HX2 (tabla 3.5).

Tabla 3.5. Parámetros y especificación de línea para aire de instrumentos

Parámetro	Especificación de línea HX2
Material	Acero al carbono galvanizado
Corrosión	0,0016 m (0,0625 pulg)
Límite de presión/temperatura	149,3451 psi / 100°C

3.1.8. Determinación del diámetro de las tuberías y caída de presión máxima generada

En el diseño del sistema de secado es esencial conocer el diámetro que tendrá la tubería de suministro de entrada y salida del mismo, por lo que se necesita primordialmente hallar una caída de presión especificada que permita el flujo requerido de aire.

De acuerdo a la **norma PDVSA L-TP 1.5** [28], establece como base de diseño para líneas de gas/aire (dentro de los límites de baterías) una caída máxima de presión recomendada (Δp_{\max}), referido a la distancia de:

$$\Delta p_{\max} = 0,5 \text{ psi} / 100 \text{ pie} = 0,113 \text{ kPa} / \text{m}$$

Los tamaños de tubería y las caídas de presión calculados presentan una precisión estimada de $\pm 15\%$, la cual incluye un $\pm 10\%$ de incertidumbre en la correlación del factor de fricción que se dispone actualmente.

Para mayor facilidad en el cálculo, este estudio hidráulico se dividirá en dos tramos. El tramo 1-2, representa a las tuberías y accesorios antes de la unidad secadora, y el tramo 3-4, representa a las tuberías y accesorios después de la unidad secadora.

3.1.8.1. Cálculo hidráulico antes de la unidad secadora (tramo 1-2)

Este tramo tendrá una longitud de 5,82 m de tuberías y presentará el arreglo, mostrado en la figura 3.1, para facilitar la visualización de las nuevas líneas a incorporarse.

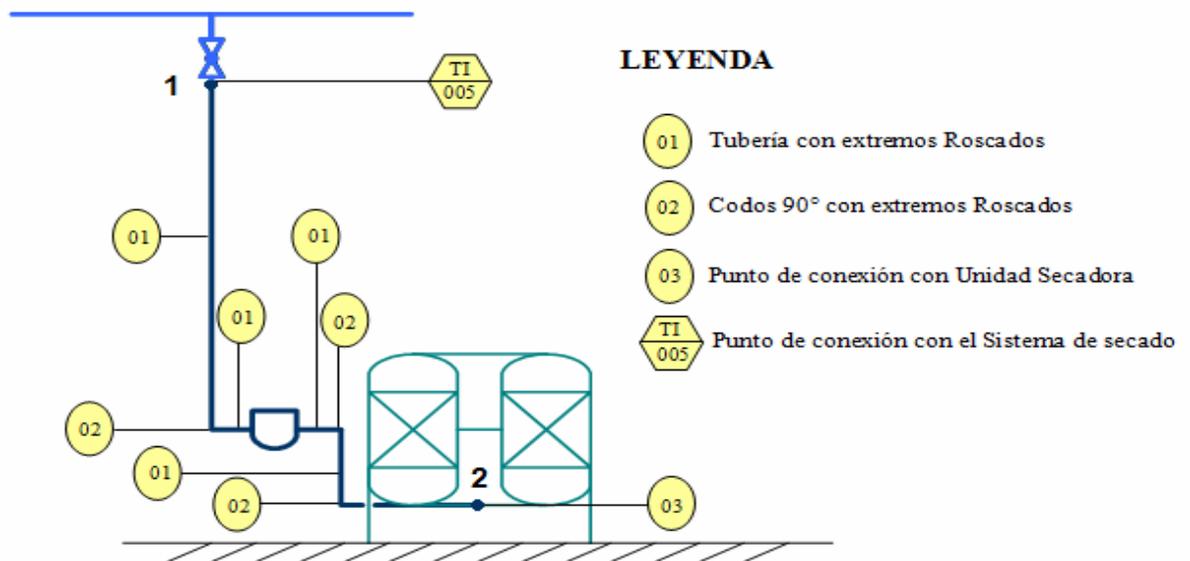


Figura 3.1. Arreglos de tubería, codos de 90° y pre-filtro antes de la unidad secadora

El tramo 1-2 en estudio presentará cinco segmentos de tuberías, tres codos de 90° y una válvula de bola, desde el punto de conexión hasta la entrada a la unidad secadora. La altura del punto de conexión (Z_a) es de 5,66 m y la altura de entrada al secador (Z_b) es de 0,20 m. Para determinar el diámetro de estas tuberías se calculará primeramente la caída de presión mediante la ecuación de Bernoulli [29]:

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{V_a^2}{2g} + Z_a = \frac{P_b}{\gamma} + \frac{V_b^2}{2g} + Z_b + \frac{\Delta P_f}{\gamma} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde:

P_a : Presión de entrada [**psi**]

P_b : Presión de salida [**psi**]

γ : Peso específico del aire [**N/m³**]

V_a : Velocidad de entrada [**pie/s**]

V_b : Velocidad de salida [**pie/s**]

Z_a : Altura inicial o de entrada [**m**]

Z_b : Altura final o de salida [**m**]

ΔP_f : caída de presión por fricción [**psi**]

g : Aceleración de la gravedad [**32,2 pie/s²**]

El caudal (Q_{th}) y la velocidad de entrada (V_a) y salida (V_b) a lo largo del segmento de tubería es considerado constante y estas últimas serán despejadas en términos de Q_{th} , para luego ser sustituida en la Ec. 3.21. Es importante recordar que, debido a que la tubería de esta sección no sufre cambio de diámetro a lo largo de su longitud, el área de la misma también será igual a la entrada como a la salida de la línea.

$$Q_{th} = V_a \times A \quad \text{Ec. 3.22}$$

Donde A : área de la sección transversal del cabezal en estudio [pie^2]
De igual manera se realiza para V_b :

$$\text{Ec. 3.23}$$

$$Q_{th} = V_b \times A$$

Los sub-índice “a” y “b” presente en las Ec. 3.21, 3.22 y 3.23, son los puntos de entrada y salida referida al tramo 1-2 de la figura 3.1.

Igualando las Ec. 3.22 y 3.23, se tiene:

$$V_a \times A = V_b \times A$$

$$V_a = V_b$$

El peso específico del aire se determina a través de la formula siguiente:

$$\gamma = \rho_{dis,m} \times g \quad \text{Ec. 3.24}$$

Para hallar la densidad del aire ($\rho_{dis,m}$) a la condición de diseño mecánico se empleará la Ec. 3.4, pero antes, es necesario determinar el factor de compresibilidad, utilizando el mismo esquema y procedimiento de la sección 3.1.2; cuyos valores se reflejan en la tabla 3.6.

Tabla 3.6. Valor del factor de compresibilidad y la densidad a la condición de diseño mecánico

Variables	Valor obtenido
Factor de compresibilidad	1,002
Densidad (kg/m ³)	7,861

Sustituyendo la Ec. 3.24, las velocidades de entrada y salida de la tubería de estudio ($V_a = V_b$) en la Ec. 3.21, y se tiene lo siguiente:

$$\frac{P_a}{\rho \times g} + Z_a = \frac{P_b}{\rho \times g} + Z_b + \frac{\Delta P_f}{\rho \times g} \quad \text{Ec. 3.25}$$

Ahora se multiplica por $\rho \times g$ a la Ec. 3.25, quedando de la siguiente manera:

$$P_a - P_b = \Delta P = \rho \times g \times (Z_b - Z_a) + \Delta P_f \quad \text{Ec. 3.26}$$

Donde:

ρ o $\rho_{dis,m}$: densidad a la condición de diseño mecánico [**kg/m³**]

De acuerdo a la **norma PDVSA L-TP 1.5** [28], la caída de presión por fricción (ΔP_f) se determina a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_f = C_f \times \left(\frac{f \times L_t \times \rho_{dis,m} \times (Q_{th})^2}{D^5} \right) \quad \text{Ec. 3.27}$$

Donde:

$C_f = 1,344 \times 10^{-5}$, según la **norma PDVSA L-TP 1.5** (anexo C4) fue seleccionado para los siguientes parámetros con sus respectivas unidades:

- Longitud total de tubería (L_t) en unidades *pie*
- Densidad ($\rho_{dis,m}$) en unidades lb/pie^3
- Diámetro interno (D) en unidades *pulg*
- Caudal total a la entrada del cabezal (Q_{th}) en unidades pie^3/h
- La caída de presión por fricción (ΔP_f) en unidades *psi*

El factor de fricción (f), por su parte, se determina mediante las siguientes ecuaciones, de acuerdo a la **norma PDVSA MDP-02-FF-03** [30]:

Para $R_e < 2000$ (flujo laminar)

$$f = \frac{16}{R_e} \quad \text{Ec. 3.28}$$

Donde:

R_e : número de Reynolds **[Adimensional]**

Para $R_e > 4000$ (flujo turbulento)

$$f = \left[-3,6 \times \log \left[\left(\frac{6,9}{R_e} \right) + \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \right]^{-2} \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde

ε/D : rugosidad relativa **[Adimensional]**

El número Reynolds [29,31] (R_e) se determina mediante la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \quad \text{Ec. 3.30}$$

Donde:

V : Velocidad del aire [**pie/s**]

μ : Viscosidad dinámica o absoluta [**lbm/pie²**]

Y por consiguiente la viscosidad dinámica o absoluta [28,29] (μ) se obtiene de la ecuación:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec. 3.31}$$

Donde:

ν : Viscosidad cinemática [**m²/s**]

Despejando μ , se tiene:

$$\mu = \rho \times \nu \quad \text{Ec. 3.32}$$

Por otro lado, la velocidad del aire (V) se expresa de la siguiente manera, tomando en cuenta las Ec. 3.22 y 3.23:

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ec. 3.33}$$

Donde:

Q : Caudal total de aire [**pie³/h**]

A : Área de la sección transversal del cabezal en estudio [**pie²**]

Y por lo tanto, el área (A) de determina de la siguiente forma:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad \text{Ec. 3.34}$$

Donde:

π : Pi, cuyo valor constante es 3,1416 [**Adimensional**]

Sustituyendo la Ec. 3.34 en la Ec. 3.33, se tiene:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \quad \text{Ec. 3.35}$$

Sustituyendo las Ec. 3.32 y 3.35 en la Ec. 3.30, entonces se tiene:

$$R_e = \frac{4 \times Q}{\pi \times D \times \nu} \quad \text{Ec. 3.36}$$

La viscosidad cinemática [9] (ν) se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\nu \times P = 2,3 \frac{m^2}{s} \times \frac{N}{m^2} \quad \text{Ec. 3.37}$$

Despejando ν , y sustituyendo P por P_{dis} , se tiene:

$$\nu = \frac{2,3 \frac{N}{s}}{P_{dis}} \quad \text{Ec. 3.38}$$

Sustituyendo la presión de diseño (P_{dis}) en la Ec. 3.38, se tiene la viscosidad cinemática a la condición de diseño:

$$v = \frac{2,3 \text{ N/s}}{121 \text{ psi}} \times \left(\frac{1 \text{ psi}}{6.894,7573 \text{ N/m}^2} \right)$$

$$v = 2,757 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Para obtener el diámetro y la caída de presión, se procede a realizar un proceso iterativo, asumiendo primeramente el diámetro y determinando la caída de presión para compararla con el valor máximo de ésta, obtenido en la sección 3.1.8.

Iteración N° 0

1.- Se asume $D_0 = 0,0158 \text{ m}$ ($\frac{1}{2}$ pulgada)

2.- Se determinan las longitudes equivalentes de los accesorios, ver anexos C6:

$$\text{Válvula de bola: } 0,2 \text{ m} \times 1 \text{ válvula} = 0,2 \text{ m}$$

$$\text{Codos de } 90^\circ: 0,3 \text{ m} \times 3 \text{ codos} = 0,9 \text{ m}$$

3.- Se calcula la longitud total:

$$L_{t_0} = 5,82 \text{ m} + 0,2 \text{ m} + 0,9 \text{ m}$$

$$L_{t_0} = 6,9 \text{ m} (22,7 \text{ pie})$$

4.- Se calculan el número de Reynolds (R_e) y la rugosidad relativa (ε/D):

Se sustituyen los valores respectivos en la Ec. 3.36, para obtener el Reynolds.

$$R_e = \frac{4 \times \left(5.566,774 \times 0,0283 / 3600 \right) m^3/s}{\pi \times 0,0158 \text{ m} \times 2,757 \times 10^{-6} m^2/s}$$

$$R_e = 1,28 \times 10^6$$

De acuerdo al anexo C4, se halla la rugosidad interna (ε) para acero galvanizado, la cual es igual a 0,0005 *pie*, por lo tanto:

$$(\varepsilon/D)_0 = \frac{0,0005 \text{ pie}}{0,0158 \text{ m}} \times \left(\frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} \right)$$

$$(\varepsilon/D)_0 = 0,01$$

5.- Como $R_e > 4000$, se calcula f de la Ec. 3.29:

$$f_0 = \left[-3,6 \times \log \left(\left(\frac{6,9}{1,28 \times 10^6} \right) + \left(\frac{0,01}{3,7} \right)^{1,11} \right) \right]^{-2}$$

$$f_0 = 0,0094$$

6.- Se determina ΔP_{f_0} de la Ec. 3.27:

$$\Delta P_{f_0} = 1,344 \times 10^{-5} \times \left(\frac{0,00939 \times 22,703 \text{ pie} \times 0,491 \text{ lb/pie}^3 \times \left(5.566,774 \text{ pie}^3/h \right)^2}{\left(\left(0,0158 \times 1/0,0254 \right) \text{ pulg} \right)^5} \right)$$

$$\Delta P_{f_0} = 468 \text{ psi} \quad (3228 \text{ kPa})$$

7.- Se calcula ΔP_0 de la Ec. 3.26:

$$\Delta P_0 = \left(7,861 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times (0,20 - 5,66) m \times \left(\frac{1}{1.000} \right) \right) kPa + 3228 kPa$$

$$\Delta P_0 = 3.228 kPa (468 psi)$$

8.- Se compara este valor con el ΔP máximo de la sección 3.1.8.

$$\Delta P_{m\acute{a}x_0} = \frac{0,113 kPa}{1 m} \times 6,92 m$$

$$\Delta P_{m\acute{a}x_0} = 0,782 kPa$$

Como $\Delta P_0 \gg \Delta P_{m\acute{a}x_0}$, se debe realizar una nueva iteración aumentando el diámetro y siguiendo los mismos pasos anteriormente mostrado. En su totalidad se efectuaron en cinco iteraciones, ver tabla 3.7.

Tabla 3.7. Comparación entre la caída de presión generada por las tuberías y accesorios del tramo 1-2 con la caída máxima de presión recomendada y su resultado de aceptación o rechazo

Diámetro (pulg)	ΔP (kPa)	$\Delta P_{m\acute{a}x}$ (kPa)	Resultado
1/2	3.228	0,782	No se acepta
1	213	0,827	No se acepta
1 1/2	24	0,917	No se acepta
2	6,7	0,997	No se acepta
2 1/2	2,6	1,09	No se acepta
3	0,67	1,21	Si se acepta

Siguiendo el mismo procedimiento, el valor del diámetro recomendado y caída de presión máxima del tramo 1-2 para los otros caudales reflejados en la tabla 3.2, se muestran en la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Valor del diámetro recomendado y caída de presión para los caudales totales de aire comprimido en estudio a la entrada del cabezal dirigido al SCE debido a los distintos porcentajes de requerimientos de aire de purga

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Diámetro nominal (pulgadas)	3	3	3
Caída de presión (kPa)	0,841	0,673	0,594

3.1.8.2. Cálculo hidráulico después de la unidad secadora (tramo 3-4)

Este tramo tendrá una longitud de 4,34 m de tuberías y presentará el siguiente arreglo (figura 3.2), cinco segmentos de tuberías y tres codos de 90°, desde la salida de la unidad secadora hasta 2,68 metros de longitud de tubería.

La altura de la salida de la unidad secadora (Z_a) es de 2,47 m, mientras que la del otro extremo de los 2,68 metros de tuberías (Z_b) es de 3,70 m.

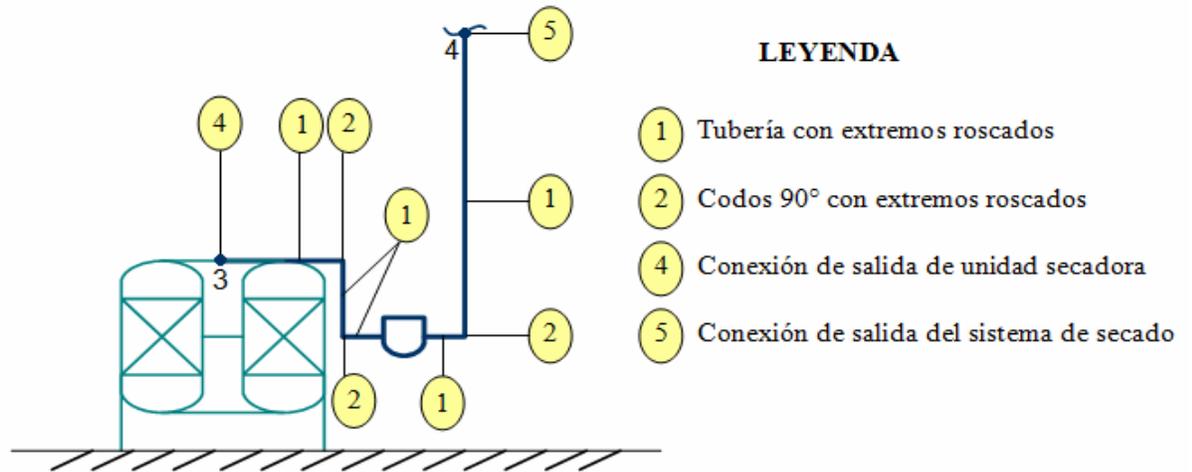


Figura 3.2. Arreglos de tubería, codos de 90° y post-filtro después de la unidad secadora

Para determinar el diámetro de esas tuberías se efectúa el mismo procedimiento de la sección 3.1.8.1, empezando el cálculo con el diámetro aceptado en el tramo 1-2.

El valor del diámetro de tubería para el tramo 3-4, para los tipos de sistemas de secado en estudio, hasta una altura de 2,68 m se puede observar en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Comparación entre la caída de presión máxima generada por las tuberías y accesorios en el tramo 3-4 con la caída máxima de presión recomendada y su resultado de aceptación o rechazo

Diámetro (pulg)	ΔP (kPa)	$\Delta P_{m\acute{a}x}$ (kPa)	Resultado
3	0,920	0,931	Si se acepta

En la tabla 3.9 se puede ver, que efectuándose una sola vez el procedimiento para conocer el diámetro de tubería y la caída de presión calculada resultó ser un valor por debajo del máximo recomendado, por lo que es aceptado. Estos valores son iguales para todos los tipos de sistemas de secado en estudio, debido a que a la salida se genera un mismo flujo final.

La caída de presión total generada por tuberías y accesorios de líneas (ΔP_{t_1}) se determina mediante la siguiente expresión:

Ec. 3.39

$$\Delta P_{t_1} = \Delta P_{tramo1-2} + \Delta P_{tramo3-4}$$

Donde

$\Delta P_{tramo1-2}$: caída de presión aceptada en el tramo 1-2 [**kPa**]

$\Delta P_{tramo3-4}$: caída de presión aceptada en el tramo 3-4 [**kPa**]

Sustituyendo los valores respectivos de caídas de presión, aceptada por cada tramo de estudio hidráulico, en la Ec. 3.39, se tiene:

$$\Delta P_{t_1} = 0,673 \text{ kPa} + 0,920 \text{ kPa}$$

$$\Delta P_{t_1} = 1,59 \text{ kPa} (0,231 \text{ psi})$$

La totalidad en caída de presión de tuberías y accesorios para los demás sistemas de secado, se puede observar en la tabla 3.10.

Tabla 3.10. Valor total en caídas de presión de tuberías y accesorios para los distintos sistemas de secado en estudio.

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Caída de presión total (kPa)	1,76	1,59	1,51
Caída de presión total (psi)	0,255	0,231	0,219

3.2. Dimensionamiento del secador de aire comprimido que formará parte del sistema de secado

La condición de diseño conocidas en la sección 3.1.6, esta referida a la condición diseño mecánico para un adecuado balance hidráulico.

Se procederá a obtener la temperatura y presión de diseño de proceso para el respectivo dimensionamiento de la unidad secadora que formará parte del sistema de secado.

3.2.1. Determinación de la condición de diseño de proceso

De igual manera como se calculó la condición de diseño mecánico, se determinará la temperatura y presión de diseño de proceso; con la

información reflejada en la tabla 2.7 y empleando las Ec 3.19 y 3.20, se tiene en la tabla 3.11 los valores de diseño respectivos.

Tabla 3.11. Condición de diseño de proceso de temperatura y presión a la entrada del cabezal que alimentará a la proyecto RECA

Condición de diseño	Valores absolutos
Presión (psi)	121 (834,265 kPa)
Temperatura (°F)	118 (320,928 K)

3.2.2. Cálculo del caudal nominal a la condición de diseño, condición específica de fabricación y condición estándar

Los catálogos de los fabricantes en su totalidad identifican las unidades secadoras y los filtros por sus caudales que comúnmente son nominales; muchas veces los caudales nominales están expresados en condición específica (tabla 2.8) o en condición estándar (tabla 2.9).

Para empezar el cálculo del caudal a la entrada del cabezal a la condición de diseño de proceso, calculada y reflejada en la tabla 3.11, primero, se debe determinar el factor de compresibilidad y la densidad a la condición de estudio, siguiendo el mismo procedimiento de la tabla 3.3 y la Ec. 3.4; los resultados se reflejan en la tabla 3.12.

Tabla 3.12. Valor del factor de compresibilidad y la densidad a la condición de diseño de proceso

Variables	Valor obtenido
Factor de compresibilidad	0,999
Densidad (kg/m ³)	9,066

Ahora se procede a determinar el caudal a la condición de diseño de proceso, empleando la siguiente expresión:

$$Q_{ed} = \frac{G_{th}}{\rho_{dis,p}} \quad \text{Ec. 3.40}$$

Donde:

Q_{ed} : Caudal de entrada a la condición de diseño [**pie³/h, CFH**]

$\rho_{dis,p}$: Densidad a la condición de diseño de proceso [**kg/m³**]

Sustituyendo los respectivos valores en la Ec. 3.40, se tiene:

$$Q_{ed} = \frac{2.959,284 \text{ lb/h}}{\left(9,066 \times \left(\frac{1}{16,018}\right)\right) \text{ lb/ pie}^3}$$

$$Q_{ed} = 5.228 \text{ pie}^3/\text{h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, el valor del caudal a la condición de diseño de proceso para los otros sistemas se puede observar en la tabla 3.13.

Tabla 3.13. Valor del caudal a la condición de diseño de proceso para los distintos sistemas de secado en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
Q_{ed} (CFH)	5.619	5.228	5.033

Para valores nominales del caudal, se hallará en primer lugar el factor K de la unidad secadora en estudio [13], empleándose la temperatura de diseño (tabla 3.11) y el punto de rocío requerido a la salida de la unidad secadora (tabla 2.10), luego tales datos se interceptan en la figura del anexo C1, cuyo valor del factor K es 0,7.

Por consiguiente, el caudal nominal se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{n,dis} = \frac{Q_{ed}}{K} \quad \text{Ec. 3.41}$$

Donde:

$Q_{n,dis}$: Caudal nominal a la condición de diseño de proceso [**pie³/h, CFH**]

K : Factor de capacidad nominal de la secadora [**Adimensional**]

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.41, se tiene:

$$Q_{n,dis} = \frac{5.228 \text{ pie}^3/h}{0,7}$$

$$Q_{n,dis} = 7.469 \text{ pie}^3/\text{h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, el valor del caudal nominal a la condición de diseño para los otros sistemas se puede observar en la tabla 3.14.

Tabla 3.14. Valor del caudal nominal a la condición de diseño para los distintos sistemas de secado en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
$Q_{n,dis}$ (CFH)	8.027	7.469	7.190

Ahora, corresponde llevar el valor de $Q_{n,dis}$ a condición específica de fabricación de las unidades secadoras, el cual, se halla en la tabla 2.8.

Utilizando la ley combinada de los gases, se tiene la siguiente expresión para determinar el caudal nominal a la condición específica de fabricación:

$$Q_{n,esp} = \frac{P_{dis} \times Q_{n,dis} \times T_{esp}}{P_{esp} \times T_{dis,p}} \quad \text{Ec. 3.42}$$

Donde

$Q_{n,esp}$: caudal nominal a la condición específica [**pie³/h, CFH**]

T_{esp} : temperatura a la condición específica de fabricación [**K**]

$T_{dis,p}$: temperatura de diseño de proceso [**K**]

P_{esp} : presión a la condición específica de fabricación [**kPa**]

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.42, se tiene:

$$Q_{n,esp} = \frac{834,266 \text{ kPa} \times 7.469 \text{ pie}^3/h \times 310,928 \text{ K}}{801,325 \text{ kPa} \times 320,928 \text{ K}}$$

$$Q_{n,esp} = 7.534 \text{ pie}^3/h$$

Siguiendo el mismo procedimiento, el valor del caudal nominal a la condición específica de fabricación para los otros sistemas se puede observar en la tabla 3.15.

Tabla 3.15. Valor del caudal nominal a la condición específica de fabricación para los distintos sistemas de secado en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
$Q_{n,esp}$ (CFH)	8.097	7.534	7.252

Luego, se calcula el caudal a condición estándar, la cual corresponde a la presión y temperatura reflejada en la tabla 2.9.

Ahora, haciendo utilidad de la siguiente expresión, se determina el caudal a la condición estándar:

$$Q_{n,st} = \frac{P_{esp} \times Q_{n,esp} \times T_{st}}{P_{st} \times T_{esp}}$$

Ec. 3.43

Donde:

$Q_{n,st}$: Caudal nominal a condición estándar [**pie³/h, SCFH**]

T_{st} : Temperatura de condición estándar [**K**]

P_{st} : Presión de condición estándar [**kPa**]

Sustituyendo los valores respectivos en la Ec. 3.43, se tiene:

$$Q_{n,st} = \frac{801,325 \text{ kPa} \times 7.534 \text{ pie}^3/\text{h} \times 288,706 \text{ K}}{101,325 \text{ kPa} \times 310,928 \text{ K}}$$

$$Q_{n,st} = 55.325 \text{ pie}^3/\text{h}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, el valor del caudal nominal a condición estándar para los otros sistemas se puede observar en la tabla 3.16.

Tabla 3.16. Valor del caudal nominal a condición estándar para los distintos sistemas de secado en estudio

Variable	Sistema con regeneración en frío 15%	Sistema con regeneración con calor interno 7%	Sistema con regeneración con calor externo 3%
$Q_{n,st}$ (SCFH)	59.461	55.325	53.257

3.3. Proposición de sistemas de secado que cumplan con la especificación de calidad del aire comprimido según la norma ISO 8573.1

Los sistemas de secado a proponer como se comentó a comienzo del capítulo, están relacionados en su totalidad con la misma clase de unidad secadora, pero se diferencian por el método de regeneración a emplear. Estos sistemas están conformados por un pre-filtro de aceite, una unidad secadora y un post-filtro de partículas sólidas.

3.3.1. Primera propuesta del sistema de secado

Esta propuesta está basada en la unidad secadora con desecantes por regeneración en frío, un pre-filtro de aceite y un post-filtro de partículas, cuya especificación técnica (tabla 3.16) fue consultada al catálogo de la empresa fabricante Kaeser Compressors (anexo B2).

En la tabla 3.17 se muestra la propuesta de la unidad secadora por regeneración en frío.

Tabla 3.17. Propuesta de la unidad secadora por regeneración en frío consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors [19]

Parámetros	Especificación
Tipo de unidad secadora	Modelo KAD 1130
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.130
Rango de purga de 3,5 a 7 bar (promedio) (SCFM)	163
Rango de purga de 3,5 a 7 bar (Max) (SCFM)	198
Aire disponible promedio (SCFM)	967
Aire disponible mínimo (SCFM)	932
Punto de rocío (°F)	-40
Dimensiones La x An x Al (pulg)	63 x 56 x 112
Conexiones entrada / salida (pulg)	3 FLG
Peso (lb)	2.875
Suministro eléctrico (Volt)	100-120
Caída de presión normal a condición nominal (bar)	0,2
Caída de presión máxima a condición nominal (bar)	0,35
Presión máxima de operación (bar)	10,3
Aire para purga (% del aire tratado)	15

De igual manera la propuesta de pre-filtro y post-filtro para el sistema de regeneración en frío es mostrada en las tablas 3.18 y 3.19, respectivamente y fueron consultadas en el catálogo para filtros de la empresa fabricante Kaeser Compressors (anexo B6).

Tabla 3.18. Propuesta del pre-filtro para aceites consultada en el catálogo de la empresa fabricantes Kaeser Compressors [32]

Parámetros	Especificación
Tipo de filtro (recipiente a presión)	Serie KOR – 1250P
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.250
Dimensiones An x Al (pulg)	16 x 48

Tabla 3.18. Propuesta del pre-filtro para aceites consultada en el catálogo de la empresa fabricantes Kaeser Compressors (Cont.)

Conexiones entrada / salida (pulg)	3 NPTM
Peso (lb)	91
Caída de presión normal seco a condición nominal (psi)	1
Caída de presión normal húmedo a condición nominal (psi)	3
Temperatura máxima de aire a la entrada (°F)	150
Presión máxima de operación (psig)	225
Característica estándar del filtro	Tapón para drenado, manómetro de presión diferencial y kit de instalación (con drenado automático)
Remoción de líquidos (% de aceites)	99,999+
Capacidad de saturación de líquidos (ppm w/w)	1.000
Remoción de partículas sólidos (micrones)	0,01
Paso de aceite (ppm w/w)	0,001

Tabla 3.19. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas, consultada en el catálogo de la empresa fabricante Kaeser Compressors [32]

Parámetros	Especificación
Tipo de filtro (recipiente a presión)	Serie KPF – 1250P
Dimensiones AnxAI (pulg)	16 x 48
Conexiones entrada / salida (pulg)	3 NPTM
Peso (lb)	91
Caída de presión normal seco a condición nominal (psi)	1
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.250

Tabla 3.19. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas, consultada en el catálogo de la empresa fabricante Kaeser Compressors (Cont.)

Caída de presión normal húmedo a condición nominal (psi)	2
Temperatura máxima de aire a la entrada (°F)	150
Presión máxima de operación (psig)	225
Característica estándar del filtro	Tapón para drenado, manómetro de presión diferencial y kit de instalación (con drenado automático)
Remoción de líquidos (% de agua)	100
Capacidad de saturación de líquidos (ppm w/w)	2.000
Remoción de partículas sólidos (micrón)	1
Paso de aceite (ppm w/w)	1

3.3.2. Segunda propuesta del sistema de secado

La segunda propuesta esta basada en la unidad secadora con desecantes por regeneración con calor interno, un pre-filtro y un post-filtro, cuya especificación técnica fueron consultadas a los catálogos de las empresas fabricantes Kaeser Compressors (anexo B2). A continuación se muestra la segunda propuesta en cuanto a la unidad secadora, ver tabla 3.20:

Tabla 3.20. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con calor interno consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors [19]

Parámetros	Especificación
Tipo de unidad secadora	Modelo KED 1050
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.050
Rango de purga de 3,5 a 7 bar (promedio) (SCFM)	74
Aire disponible promedio (SCFM)	976
Calentador (kW)	14
Potencia promedio (kW)	7

Tabla 3.20. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con calor interno consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors (Cont.)

Punto de rocío (°F)	-40
Dimensiones La x An x Al (pulg)	64 x 62 x 113
Conexiones entrada / salida (pulg)	3 FLG
Peso (lb)	710
Caída de presión normal a condición nominal (bar)	0,2
Caída de presión máxima a condición nominal (bar)	0,35
Presión máxima de operación (bar)	10,3
Presión máxima de operación (bar opcional)	17,2
Aire para purga (% del aire tratado)	6-7
Temperatura de regeneración (°F)	374

La propuesta sobre el pre-filtro a utilizarse en este segundo sistema propuesto es la referida a la serie KOR – 1250P señalada en la tabla 3.18. La propuesta mostrada en la tabla 3.21 esta relacionada al post-filtro de aire comprimido para alta temperatura, el cual fue consultada en el catálogo para filtros de la empresa Kaeser Compressors [32].

Tabla 3.21. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas a alta temperatura consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors
[32]

Parámetros	Especificación
Tipo de filtro (recipiente a presión)	Serie HTA – 1200P
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.200
Dimensiones An x Al (pulg)	16 x 48
Conexiones entrada / salida (pulg)	3 NPTM
Peso (lb)	91
Caída de presión normal seco a condición nominal (psi)	1

Tabla 3.21. Propuesta del post-filtro para partículas sólidas a alta temperatura consultada en el catálogo de la empresa Kaeser Compressors
(Cont)

Caída de presión normal húmedo a condición nominal (psi)	N/A
Temperatura máxima de aire a la entrada (°F)	150
Presión máxima de operación (psig)	225
Característica estándar del filtro	Tapón para drenado, manómetro de presión diferencial y kit de instalación (con drenado automático)
Remoción de partículas sólidos (micrón)	0,01

3.3.3. Tercera propuesta del sistema de secado

La tercera propuesta esta basada en la unidad secadora con desecantes por regeneración con calor externo, un pre-filtro y un post-filtro, cuya especificación técnica (tabla 3.16) fueron consultadas a los catálogos de las empresas fabricantes Kaeser Compressors (anexo B2). En este tercer sistema de secado propuesto se empleará el mismo pre-filtro de serie KOR – 1250P señalado en la tabla 3.18 y el post-filtro para alta temperatura de serie HTA – 1200P señalada en la tabla 3.21 de la empresa Kaeser Compressors. A continuación se muestra la tercera propuesta en cuanto a la unidad secadora en la tabla 3.22.

Tabla 3.22. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con soplador externo consultada en los catálogo de la empresa Kaeser Compressors [20]

Parámetros	Especificación
Tipo de unidad secadora	Modelo KBD 1050
Flujo de entrada a 7 bar (g), 100°F a condición estándar (SCFM)	1.050
Flujo del soplador (SCFM)	183
Potencia del soplador (kW)	2,6
Calentador (kW)	19
Potencia promedio (kW)	12,5
Punto de rocío (°F)	-40

Tabla 3.22. Propuesta de la unidad secadora por regeneración con soplador externo consultada en los catálogo de la empresa Kaeser Compressors (Cont)

Dimensiones La x An x Al (pulg)	64 x 62 x 113
Conexiones entrada / salida (pulg)	3 FLG
Peso (lb)	2.966
Caída de presión normal (bar)	0,2
Presión máxima de operación (bar)	10,3
Presión máxima de operación (bar opcional)	17,2
Aire para purga (% del aire tratado)	2-3
Temperatura de regeneración (°F)	374

3.4. Selección del sistema de secado idóneo, usando una matriz técnico-económica con base a los requerimientos exigido por el proyecto RECA

Los factores técnicos comprenden el tipo de unidad secadora, pre-filtro de aceite, post-filtro para partículas sólidas, tipo de arreglo según la norma ISO 8573.1, calidad del aire requerido, presión y temperatura de trabajo, caudal que maneja, dimensiones de los equipos, consumo eléctrico y lugar de instalación; tales características fueron estudiada en la sección 3.3 con mucho detalle y precisión.

Los factores económicos comprenden los costos fijos (costos de instalación) y los costos variables (costos de operación). En los costos fijos se toman en cuenta los **precios de los equipos**: este debe ser el más

económico, que cumpla con las necesidades técnicas y de calidad requerida; el **espacio requerido**: debe tener un diseño compacto junto con sus equipos auxiliares implicando menor necesidad de espacio, lo cual reduce los costos; el **peso**: a menor peso y fuerza desbalanceadoras, menor costos en anclaje y posibles fundaciones; una **instalación sencilla**: reduce el tiempo y los costos de instalación. En cuanto a los costos variables se incluyen los **costos de energía**: a mayor grado de eficiencia del sistema, menor será su requerimiento de energía; los **costos de mantenimiento**: partes sencillas de fácil reemplazo con costo moderado, hacen que el costo de mantenimiento disminuya; los **costos de supervisión**: la regulación automática y suficientes dispositivos de seguridad y control, hacen mínimo la supervisión del sistema de secado.

Una vez estudiado los factores técnicos básicos para el pre-filtro de aceite, la unidad secadora y el post-filtro para partículas sólidas existentes en el mercado, se decide que hay tres alternativas posibles como lo indica la sección 3.3. Ahora, la decisión se tomará en base al costo económico que implica cada alternativa.

3.4.1. Datos generales del sistema de secado

- **Sistema de secado**: tipo adsorción con regeneración
- **Elementos del sistema**: unidad secadora series KAD/KED/KBD; pre-filtro modelo KOR y post-filtro KPF/HTA
- **Tipo de arreglo**: calidad 1 para aceite; calidad 2 para agua y calidad 1 para polvo, según la norma ISO 8573.1
- **Punto de rocío**: -40°F
- **Caudal nominal estándar de trabajo**: (920-1.000) SCFM
- **Presión de trabajo**: 7 bar (g)

- **Temperatura de trabajo:** 100°F
- **Voltaje:** (110-120) V
- **Horas de trabajo diarias:** 24 h
- **Días de trabajo anual:** 365 días
- **Horas de trabajo anual:** 8.760 h
- **Área del layout máximo requerido:** 40 pie²
- **Lugar de instalación:** unidad FCC

3.4.2. Estudios de opciones

Se desea saber si eligiendo secadores por regeneración en frío o con calentamiento, habrá alguna diferencia significativa en costos a mediano y a largo plazo, que pueda justificar la inversión en un sistema de secado para corregir la calidad del aire comprimido que alimentará al proyecto RECA. Para tal razón, se muestran los precios de las unidades secadoras y sus respectivos pre-filtros y post-filtros señalados en la sección 3.3, ver la tabla 3.23.

Tabla 3.23. Comparaciones de las capacidades y precios entre las distintas opciones de sistema de secado propuesto

Opciones	Capacidad (SCFM)	Costos (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	375.870,01
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	566.822,37
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	708.697,63

3.4.3. Análisis de costos

Se hará el análisis de los costos de cada opción anualmente durante 10 años de vida contable (depreciación), dividida primordialmente en:

3.4.3.1 Costo de capital invertido

Se le adiciona a los precios que se encuentran en la tabla 3.23 el 6% de administración, cuyos costos totales queda de la siguiente manera mostrada en la tabla 3.24.

Tabla 3.24. Comparaciones entre las distintas opciones de sistemas de secado, sus capacidades y los costos involucrando el porcentaje por administración

Opciones	Capacidad (SCFM)	Costos + 6% Adm. (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	398.422,21
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	600.831,71
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	751.219,48

La depreciación es una carga periódica contra los beneficios que distribuye el primer costo de un activo fijo sobre su vida especial de servicio.

A continuación se calculará la depreciación anual para un período de 10 años al 12% anual recomendado por las empresas fabricantes, mediante la siguiente fórmula:

$$D_a = V_e \times \frac{i}{(1+i)^n - 1} \quad \text{Ec. 3.44}$$

Donde

D_a : Cargo anual de depreciación [**BsF**]

V_e : Costo inicial o base del equipo [**BsF**]

i : Tasa de interés anual [**Adimensional**]

n : Número de períodos de interés [**Años**]

Sustituyendo los valores respectivos a la Ec. 3.44 para la primera opción, se tiene:

$$D_a = 398.422,21 \text{ BsF} \times \frac{0,12}{(1+0,12)^{10} - 1}$$

$$D_a = 22.703 \text{ BsF}$$

El valor de depreciación anual para las otras opciones se obtiene de la misma manera, siguiendo el procedimiento antes señalado, ver tabla 3.25.

Tabla 3.25. Valor de la depreciación anual para cada opción propuesta con sus respectivas capacidades

Opciones	Capacidad (SCFM)	Depreciación anual (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	22.703
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	34.237
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	42.807

3.4.3.2 Costo por energía consumida

De acuerdo a criterios de consumo eléctrico presentado por la empresa Kaeser Compressors (anexo B2) las opciones señaladas anteriormente presentan un gasto por energía muy significativa anualmente, información suministrada por personal de servicios técnicos de la empresa fabricante Kaeser Compressors, ver tabla 3.26.

Tabla 3.26. Costos por energía anualmente para cada opción propuesta, tomando como referencia 0,198 BsF/kWh referido al área de la Refinería Puerto La Cruz

Opciones	Capacidad (SCFM)	Costo por energía anual (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	133.650
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	101.475
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	91.575

3.4.3.3 Costo por mantenimiento

Las unidades secadoras presentan un esquema de regeneración común, simplemente la variación se presenta en mayor o menor medida de aire para purga y en la presencia o no de dispositivos de calentamiento junto con otras facilidades, cuyos costos por mantenimiento anual es moderado para estos tipos de sistemas de secado, debido a que el reemplazo radica en partes sencillas y de fácil acceso, información suministrada por personal de servicios técnicos de la empresa fabricante Kaeser Compressors.

Los costos por mantenimiento anual para las distintas alternativas se muestran en la tabla 3.27.

Tabla 3.27. Costos por mantenimiento anual para cada opción propuesta

Opciones	Capacidad (SCFM)	Costo por mantenimiento anual (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	15.936,88
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	15.936,88
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	15.936,88

Para saber el costo total anual, es necesario sumar los distintos costos de las opciones presentadas en las tablas 3.25, 3.26 y 3.27, para tal fin, ver tabla 3.28.

Tabla 3.28. Costo total anual para cada opción propuesta

Alternativas	Capacidad (SCFM)	Costo total anual (BsF)
Secador KAD 1130/ KOR-1250P/ KPF-1250P	1.130	172.290,63
Secador KED 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	151.649,77
Secador KBD 1050/ KOR-1250P/ HTA-1200P	1.050	150.319,49

3.4.4. Matriz comparativa técnico - económica

Resulta conveniente recurrir a la matriz comparativa de decisión para hacer el estudio de las opciones existentes, el cual indicará la ventaja de poder incluir la totalidad de los factores, ya sean estos técnicos o económicos, además permitirá ponderar los factores, según el peso que le corresponde a cada uno, ver tabla 3.29.

Tabla 3.29. Matriz comparativa técnico-económica para las opciones propuestas

Factor	Puntos de referencia	Opción 1		Opción 2		Opción 3	
		Porcentaje	Puntaje	Porcentaje	Puntaje	Porcentaje	Puntaje
Costo total	10	90	9	90	9	100	10
Costo energ.	8	40	3	80	7	56	5
Costo mantto	4	40	2	40	2	40	2
Totales:		14		18		17	

CAPITULO IV

DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Balances de materia e hidráulico en el cabezal de aire comprimido que alimentará al separador de cuarta etapa

Para efectos del diseño se trabajaron en condición saturada para generar un diseño mucho más completo ante cualquier adversidad.

Los cálculos mostrados capítulo 3, específicamente en las secciones 3.1.1, 3.1.2, 3.1.3, 3.1.4 y 3.1.5, expresan la caracterización de las corrientes que entran y salen de los diversos sistemas de secado en estudio, determinándose un porcentaje en agua de 0,07 %m/m necesario para las diversas decisiones en los diseños, la cual representa un aumento en la humedad de aproximadamente 1.500% del valor porcentual que se quiere en el aire (0,001 %m/m a la salida del sistema de secado) independientemente de los caudales obtenidos para los distintos sistemas de secado en estudios. Por esta razón, es una necesidad la instalación de un sistema de secado que prometa puntos de rocío de -40°C (generándose una concentración de salida de 117 ppm en volumen), debido a la sensibilidad del material de fabricación de los filtros antes mencionados.

En las secciones 3.1.6, 3.1.7 y 3.1.8 del capítulo 3 referente al balance hidráulico se contó con la obtención de la temperatura y presión de diseño mecánico. A partir de estas condiciones se hallan los tres factores esenciales de este estudio: selección del material, caída de presión y diámetro nominal de la tubería.

En la selección del material de tubería para la circulación del aire de instrumento es indispensable el uso del acero al carbono galvanizado con una previsión por corrosión de 0,0625 pulgadas, además de lo dicho anteriormente, la condición de diseño mecánico se encuentra dentro de los límites presión/temperatura correspondiente a este tipo de material (149,325 psi / 212 °F) según la norma PDVSA H-221; esta información es compartida por los tres sistemas estudiados.

La caída de presión máxima que se puede generar en las secciones de tuberías y accesorios para los diversos sistemas de secado estará por encima de 0,2 psi y por debajo de 0,3 psi, el cual es una buena señal porque prácticamente no se tiene significativas caídas de presión.

Según los cálculos se recomienda un tamaño de tubería y accesorios a la entrada y salida de los tres sistemas de secado estudiado de 3 pulgadas y cédula 40 independientemente de la diferencia en los caudales, no sólo para el cabezal que alimentará al proyecto RECA sino para todo el ramal de tubería en donde se conectará. Por lo que es necesario el cambio del ramal existente de 2 ½ pulgadas y así evitar problemas posibles de erosión, vibración o ruido.

4.2. Dimensionamiento del secador de aire comprimido que formará parte del sistema de secado

En esta etapa del proyecto se contó con la obtención de la temperatura y presión de diseño de proceso cuyos valores son 118°F y 121 psi, necesarios para el dimensionamiento de las tres unidades secadoras.

A partir de esta condición se determinó el caudal de diseño para las unidades secadoras por regeneración en frío, con calor interno y con calor externo.

Fue necesario hallar a partir del punto de rocío deseado y la temperatura de entrada del aire, el factor de capacidad nominal de la secadora (K), la cual es 0,7; que al relacionarlo con el caudal de diseño se obtiene la nominalidad del mismo, cuyos valores son 8.028 CFH; 7.469 CFH; 7.190 CFH para las unidades secadoras por regeneración en frío, calor interno y calor externo, respectivamente.

Los fabricantes a nivel mundial, en particular la empresa Kaeser Compressors, fabrican las unidades secadoras mecánicamente conforme a lo señalado en la norma internacional ISO 7183 para determinadas capacidades y con sus respectivas tolerancias. Por lo que el dimensionamiento de estas unidades está relacionado con la obtención del caudal nominal de diseño en condición específica de fabricación o en condición estándar.

Se requiere en relación a las unidades secadoras por regeneración en frío, calor interno y calor externo con caudales de 59.462 SCFH; 55.325 SCFH; 53.257 SCFH; respectivamente, para cubrir un secado general en todo el aire que se empleará el proyecto RECA.

4.3. Proposición de sistemas de secado que cumplan con la especificación de calidad del aire comprimido según la norma ISO 8573.1

Los sistemas de secado que se proponen no cuentan con la participación de un tambor receptor, debido a que ya existe una conocida como F-3 (presente en la FCC), a poca distancia (menos de 30 m) del punto de conexión para recoger la posible humedad condensada.

Los sistemas de secado siguen el arreglo 1:2:1 que de acuerdo a la norma ISO 8573.1 significa, calidad 1 en aceite, calidad 2 en agua y calidad 1 en polvo, respectivamente, la cual representa la garantía de que el aire comprimido adquiera la similitud a un gas inerte como se requiere en el separador de cuarta etapa.

Las propuestas están referidas a lo señalado en los catálogos de la empresa fabricante Kaeser Compressors, una de las diez empresas reconocidas a nivel mundial en el área de la fabricación de unidades secadoras de aire comprimido.

Existen tres propuestas generadas, los cuales son:

1. En la primera propuesta se requiere el uso de la unidad secadora por regeneración en frío modelo KAD 1130, un prefiltro de aceite serie KOR – 1250P y un post-filtro de partícula serie KPF – 1250P. Basado en el caudal nominal de diseño en condición estándar de 59.461 SCFH equivalente a 991 SCFM, esto representa la capacidad más alta entre los demás sistemas de secado. Este sistema no requiere de otros

equipos adicionales para acondicionar el aire, por lo que es más económico y de mayor dimensión.

2. En la segunda propuesta se requiere el uso de la unidad secadora por regeneración con calor interno modelo KED 1050, un prefiltro de aceite serie KOR – 1250P y un post-filtro de partícula a alta temperatura serie HTA – 1200P. Basado en el caudal nominal de diseño en condición estándar de 55.325 SCFH equivalente a 922 SCFM, esto representa una capacidad media entre los demás sistemas de secado, pero por llevar otros equipos adicionales tanto adentro como afuera es más costoso y con menor dimensión que la primera propuesta, debido a que requiere menor volumen de aire para regenerar las alúminas activadas.
3. En la tercera propuesta es requerido el uso de la unidad secadora por regeneración con calor externo modelo KBD 1050, un prefiltro de aceite serie KOR – 1250P y un post-filtro de partícula a alta temperatura serie HTA – 1200P. Basado en el caudal nominal de diseño en condición estándar de 53.257 SCFH equivalente a 887 SCFM, esto representa la capacidad más pequeña entre los demás sistemas de secado. Lleva otros equipos adicionales externamente, es más costoso y con las mismas dimensiones que la segunda propuesta, debido a que se requiere mucho menos volumen de aire para regenerar las alúminas activadas.

4.4. Selección del sistema de secado idóneo, usando una matriz técnico-económica con base a los requerimientos exigido por el proyecto RECA

Para efecto de este análisis, se denominaron a los sistemas de secado por regeneración en frío, con calor interno y con calor externo, como opción 1, opción 2 y opción 3, respectivamente.

En la selección del sistema de secado se hizo la confrontación entre los factores técnicos y económicos de los equipos en función de las características de la aplicación y las posibilidades de la empresa.

Antes de la matriz de comparaciones técnico-económico se generaron tres secciones, los cuales son: datos generales del sistema de secado, estudios de opciones y análisis de costos. Con esto se pudo demostrar que las opciones 2 (costo total anual de BsF 151.649,77) y 3 (costo total anual de BsF 150.319,49) no son más costosas que la 1 (costo total anual de BsF 172.290,63) a mediano y largo plazo. La opción 2 presenta una capacidad de 13,87% en volumen por encima del requerimiento calculado y la opción 3 tiene un 18,29% en volumen superior a lo necesario, indicando que la eficiencia de las unidades secadoras calentados rápidamente paga el costo de inversión inicial dentro de 3 ó 4 años continuos, comparado con sus 15 años de vida útil.

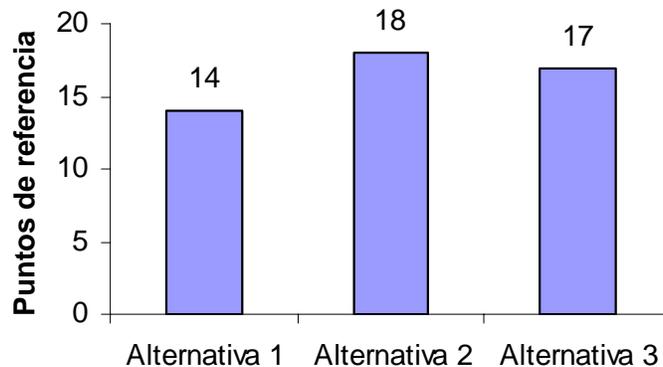


Figura 4.1. Gráfico comparativo de las distintas alternativas de sistemas de secado

Los factores que se ponderaron según el peso que le corresponde a cada uno en la matriz comparativa de decisión técnico-económica fueron los costos totales, costos por energía y costos por mantenimiento, debido a que es lo más relevante para este estudio.

Se evidenció a través de la matriz comparativa técnico-económico que no todos revisten de la misma importancia, de acuerdo a la información reflejada con las ponderaciones que se observaron en la tabla 3.29. De acuerdo a la figura 4.1 es preferible optar por la opción 2 (registrándose, 18 en importancia de puntajes), es decir, el sistema de secado conformado por la unidad secadora KED 1050, pre-filtro KOR-1250P y post-filtro HTA-1200P, debido a que se considera a través los cálculos económicos, mucho más beneficioso por representar un ahorro energético, que es lo más caro para estos sistemas, a mediano y largo plazo en comparación con la primera opción (registrándose, 14 en puntaje), a pesar que resulta igualmente beneficioso con la tercera opción (registrándose, 17 en puntaje) a nivel energético y de mantenimiento, pero ésta última es más costosa.

Se puede observar a través de la figura 4.2, el diagrama de flujo operativo actualmente y sus respectivas modificaciones para asegurar un aire comprimido más útil que cumpla con las medidas de seguridad pertinente para el proyecto RECA.

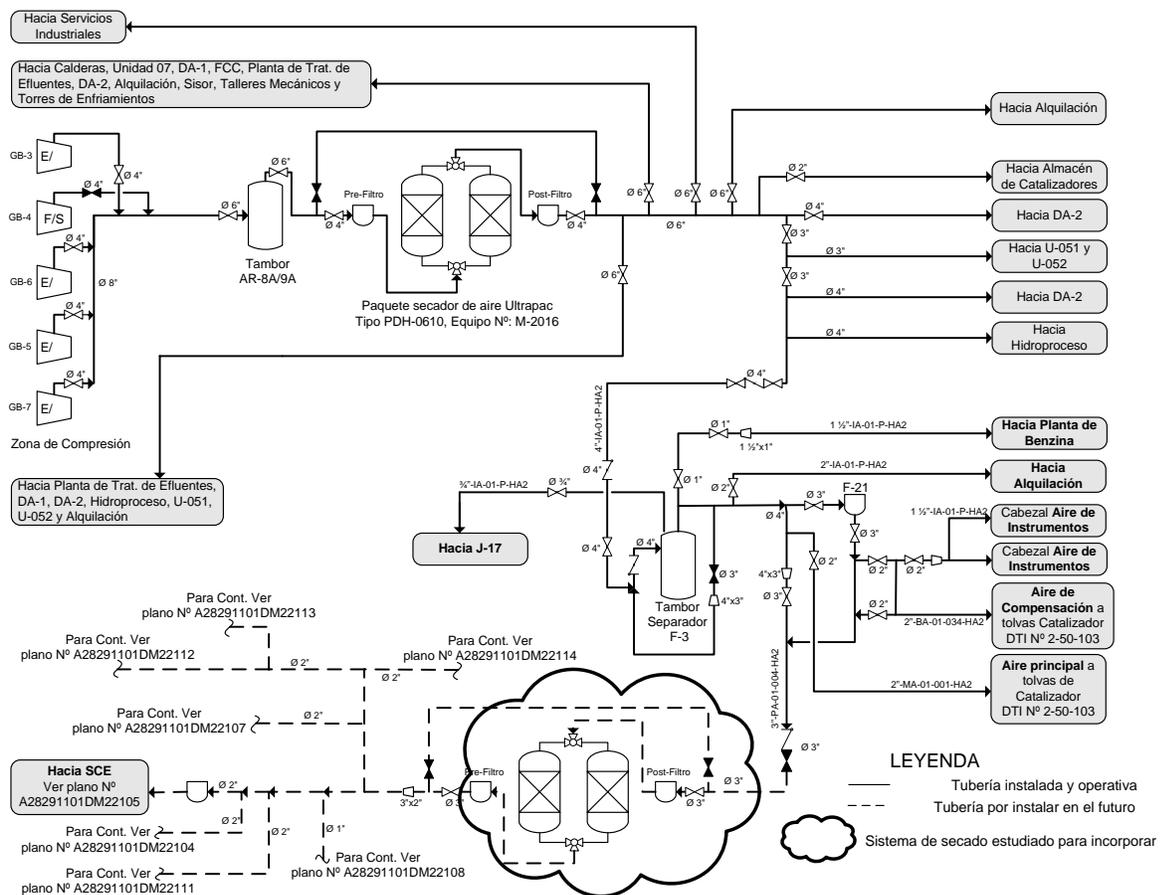


Figura 4.2. Diagrama de flujo del proceso en conjunto de aire comprimido de la RPLC y del proyecto RECA indicando la ubicación del sistema de secado propuesto.

4.5. Conclusiones

1. Los actuales compresores GB-03/04/05/07 de servicios industriales no son capaces de abastecer la demanda futura de aire y la presión constante promedio de 100 psig durante un largo trayecto del sistema de distribución.
2. La actual dependencia del sistema de aire de servicio e instrumento en servicios industriales hace inestable el suministro de aire para instrumento que recibe la U-FCC, debido a la alta demanda del aire servicio, razón por la cual, se observa la variabilidad de la presión del cabezal en estudio, oscilando desde 93 a 95 psig.
3. El aire de instrumento que sale de servicios Industriales no puede garantizar un punto de rocío de -40°F (-40°C), debido a que la unidad secadora Ultrapac HED 6000 instalado actualmente fue colocado para generar a la salida un punto de rocío de -4°F (-20°C).
4. La unidad secadora Ultrapac HED 6000 instalado en servicios industriales presentan ciertas fallas por mantenimiento, debido a que se han obtenido valores de humedad a la salida del mismo hasta 5.100 ppm en volumen experimentando un incremento de la concentración en 428,5% con respecto a los 880 ppm en volumen que se debería generar.
5. Es necesario la incorporación de un sistema de secado dispuesto en las instalaciones de proyecto RECA – FCC que acondicione el aire comprimido a los niveles de aceite, humedad y polvo permisible con un

arreglo 1:2:1 respectivamente de acuerdo a la norma internacional ISO 8573.1.

6. Es necesario la implantación de un sistema de secado para el proyecto RECA conformado principalmente por una unidad secadora de tipo regenerativo con desecante de alúmina, un pre-filtro y un post-filtro de alta temperatura con las capacidades de 1.050/1.250/1.200 SCFM respectivamente, con sus indicadores en línea de presión, temperatura y flujo, el cual disminuiría el impacto económico y ambiental que se puede generar con una parada no programada de la planta FCC.

4.6. Recomendaciones

Las principales recomendaciones obtenidas en este proyecto han sido las siguientes:

1. Efectuar un estudio hidráulico general al sistema de aire comprimido dentro de la batería de la U-FCC para aumentar el redimiendo de entrada de aire al cabezal que alimentará al proyecto RECA y obtener mayor presión de trabajo, mejora del sistema de distribución de aire para instrumento y una adecuación de los diámetros de tuberías.
2. Cambiar el ramal de tubería de aire existente 2½"-PA-01-004-HA2, donde se conectará el cabezal destinado para el proyecto RECA por una de 3 pulgadas, para garantizar un mayor caudal de aire con respecto al requerido y con una caída de presión por debajo de la máxima recomendada.

3. Independizar la distribución de aire para servicios e instrumentos, debido a que la demanda de aire de servicios es superior y ocasiona inestabilidad en la de instrumentos.
4. Incorporar indicadores de flujo, temperatura y presión, antes y después del nuevo sistema de secado para la verificación en campo de que las condiciones de entrada y salida del sistema esté correcta, debido a lo delicado que resulta ser el material de contacto con el aire.
5. Utilizar en la unidad secadora el desecante alúmina activada y no gel de sílice, debido a que en altas temperaturas y el contacto con el agua líquida resulta más eficiente.
6. Tomar anualmente muestras del material desecante del sistema de secado y hacerles pruebas de laboratorio, para compararlo con los estándares de calidad y asegurar que esté trabajando bajo los rangos de calidad requeridos y evitar paradas futuras no programa del proceso que ejecuta el proyecto RECA.
7. Establecer procedimientos de mantenimientos para los sistemas de tuberías e instrumentación y evitar futuros obstáculos de emergencias desconocidas por el personal operador de la Unidad FCC.

BIBLIOGRAFIA

1.- PDVSA, “**Informe Financiero y Operacional 2007**”. Disponible en línea: <http://www.pdvs.com/>. Caracas, Venezuela (2008).

2.- REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA, “**Ley Orgánica de Hidrocarburos**”. Gaceta Oficial N° 38.443, Venezuela (Mayo 2006).

3.- REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA, “**Ley Orgánica de Hidrocarburos Gaseosos**”. Gaceta Oficial N° 36.793, Venezuela (Septiembre 1999).

4.- REFINERÍA PUERTO LA CRUZ, “**Libro de Refinería**”. Gerencia General de Refinación, Ingeniería de Procesos. Puerto La Cruz, Venezuela (Mayo 2006).

5.- REFINERÍA PUERTO LA CRUZ, “**Muestra de Cálculo del Particulado que entra al STE**”. Gerencia Técnica. Ingeniería de Procesos. Puerto La Cruz, Venezuela (2002).

6.- REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA, “**Decreto N° 638: Normas sobre Calidad del Aire y Control de la Contaminación Atmosférica**”. Gaceta Oficial Extraordinaria N° 4.899, Venezuela (Mayo 1995)

7.- ESPÍN, J. “**Diseño de un Sistema de Distribución de Aire Comprimido para Abastecimiento de instrumentos de control y servicios para la Esfera GLP en la Refinería de Puerto La Cruz, Estado Anzoátegui**”. Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Mecánica, Puerto La Cruz (2006).

8.- TOVAR, M. “**Análisis Energético del Sistema de Generación y Distribución de Aire Comprimido de una Cervecería**”. Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Mecánica, Puerto La Cruz (2006).

9.- RAMOS, G. “**Evaluación del Sistema de Distribución de Aire Comprimido en el Galpón General de una Planta Ensambladora de Vehículos**”. Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Mecánica, Puerto La Cruz (2005).

10.- BERMÚDEZ, J. “**Evaluación del Sistema de Aire para Instrumentos de la Planta de Fraccionamiento y Despacho Jose**”. Tesis de Grado, Universidad de Oriente, Departamento de Ingeniería Química, Puerto La Cruz (2005).

11.- CONAE, “**Guía Técnica, Sistemas de Aire Comprimido**”. Coordinación de Promoción y Programas Regionales [en línea]. Disponible: <http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/2902/1/images/GUIAairecomprimido01.pdf>. México (2002).

12.- UNIVERSIDAD DE OVIEDO, “**Instalaciones de Aire Comprimido**” [en línea]. Disponible: <http://web.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos/>. (Abril 2006).

13.- ATLAS COPCO, “**Manual sobre Aire Comprimido y su Aplicación en la Industrial**”. Departamento de Comunicación. Venezuela (1996).

14.- NEUMÁTICA ROTONDA, “**Manual General de Neumática**” [en línea]. Disponible:

http://www.neumaticarotonda.com/2006/img_xtras/ManualGeneral.pdf, Metal Work Pneumatic, Venezuela (2005).

15.- QUIROZ, H. “**Redes de Aire Comprimido**”. Departamento de Mecánica. Universidad Eafit. Colombia (2003).

16.- GREENE, R. “**Válvulas, Selección uso y mantenimiento**”, Primera Edición. Editorial McGraw-Hill. México (1992).

17.- DANTECHNIQUE, “**Artículos Técnicos sobre Aire Comprimido**” [en línea]. Disponible: http://www.dantechnique.cl/paginas/art_tecpto_rocio.pdf. Chile (2000).

18.- AYRFUL, “**Tecnologías en Aire Comprimido**” [en línea]. Disponible: http://www.ayrful.com.ar/aire_comprimido.htm. Departamento de Administración y Auditoría del Aire Comprimido. Argentina (2000).

19.- KAESER COMPRESSORS, “**Secadores Desecantes Regenerativos Serie KAD-KBD-KED**”. Chile (2005).

20.- CABESTI S.R.L. “**Informes Técnicos de Neumática**” [en línea]. Disponible: http://www.cabestisrl.com.ar/CABESTIsrl/02_informestecnicos_ad.htm. Argentina (2000).

21.- PERRY, R. “**Chemical Engineers' Handbook**”. Séptima Edición en inglés, [CD-ROM], Editorial McGraw-Hill. United States of America (1999).

22.- INGERSOLL-RAND COMPANY, “**Secadores de Adsorción ThermoSorb**” [en línea]. http://air.ingersollrand.com/es/Secadores_de_adsorcion_ThermoSorb_TZ.pdf. United Kingdom (2000).

23.- KAESER COMPRESSORS, “**Secadores Frigoríficos Series TAH-TBH-TCH**”. Chile (2000).

24.- PDVSA, “**Manual de Diseño de Proceso, MDP-01-DP-01 Temperatura y Presión de Diseño**”. Caracas (1995).

25.- KELLOGG BROWN & ROOT COMPANY, “**Manual de Operación del Sistema de Separación de Tercera Etapa CYCLOFINES™**”. Estados Unidos de América (2000).

26.- HIMMELBLAU, D. “**Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química**”. Sexta Edición. Prentice-Hall Hispanoamericanas, S.A. México (1997).

27.- PDVSA, “**Manual de Ingeniería de Diseño, H-221 Materiales de Tuberías**”. Caracas (1992).

28.- PDVSA, “**Manual de Ingeniería de Diseño, L-TP 1.5 Cálculo Hidráulico de Tuberías**”. Caracas (1994).

29.- CRANE, H. “**Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías**”, Primera Edición. Editorial McGraw-Hill. México (1992).

30.- PDVSA, “**Manual de Diseño de Proceso, MDP-02-FF-03 Flujo en Fase Líquida**”. Caracas (1996).

31.- PDVSA, “**Manual de Diseño de Proceso, MDP-02-FF-04 Flujo en Fase Gaseosa**”. Caracas (1996).

32.- KAESER COMPRESSORS, “**Filtros para Aire Comprimido**”. Estados Unidos (2005).

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	DISEÑO DE UN SISTEMA DE SECADO DE AIRE COMPRIMIDO DEL SEPARADOR DE CUARTA ETAPA DE LA UNIDAD FCC.
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
José Alberto Hernández Figueroa	CVLAC:15.679.214 E MAIL:jhernandez.venezuela@gmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Sistema de secado

Separador

Aire

Compresor

Tubería

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
Escuela de ingeniería	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

Para el buen desenvolvimiento del Separador de Cuarta Etapa (SCE o FSS) e instrumentación del proyecto “Reducción de Emisiones de Catalizadores a la Atmósfera” (RECA), es necesario aire comprimido con un punto de rocío de -40°F, en concentraciones por debajo de la máxima requerida en aceite (0,01 mg/m³), agua (0,117 g/m³) y partículas sólidas (0,1 micrones). Conforme a esto se diseñó un sistema de secado de aire comprimido en el cabezal que alimentará al proyecto RECA, debido a que actualmente el aire para instrumento que se distribuye por la Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (U-FCC) no garantiza la calidad señalada aguas arriba; además, el diseño del sistema repercutirá favorablemente sobre aquellas desviaciones en aceite y polvo que ocasionan los compresores auxiliares de las otras unidades de procesos interconectadas a la red de aire comprimido. Se realizó un estudio de balance de materia en el cabezal que alimentará al proyecto RECA, obteniéndose el flujo y caudal a la entrada del cabezal y salida de la unidad a la condición de operación normal. Se definieron la condición de diseño mecánico de temperatura y presión de acuerdo la norma PDVSA MDP-01-DP-01 para el estudio hidráulico, obteniéndose una caída de presión máxima menor de 0,3 psi y un diámetro nominal de 3 pulgadas en el cabezal de entrada y salida del sistema de secado, con las medidas de seguridad pertinente.

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS NOMBRES	Y	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Ing. Quím. Alexis Cova		ROL	CA	AS	TU X	JU
		CVLAC:				
		E_MAIL		Alexisc@gmail.com		
		E_MAIL				
Ing. Quím. Arturo Rodulfo (M.Sc.)		ROL	CA	AS	TU X	JU
		CVLAC:				
		E_MAIL		Rodulfo99@cantv.net		
		E_MAIL				
Ing. Quím. Ronald Arias		ROL	CA	AS	TU X	JU
		CVLAC:				
		E_MAIL		ariasudo@hotmail.com		
		E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010 AÑO	04 MES	12 DÍA
-------------	-----------	-----------

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Diseño de un sistema de secado.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I
J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w
x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO QUIMICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de ingeniería Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 44 del reglamento de trabajos de grado: “Los Trabajos de grado son exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizadas a otros fines con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, quien lo participara al Consejo Universitario”

José Alberto Hernández Figueroa

AUTOR

Alexis Cova

TUTOR

Arturo Rodulfo (M.Sc.)

JURADO

Ronald Arias

JURADO

Yraima Salas

POR LA SUBCOMISION DE TESIS