

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



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR
EXHAUSTO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS DE VAPOR EN UNA
PLANTA PRODUCTORA DE AMONÍACO Y UREA**

Realizado Por:

YAMIRA JOSÉ LISET ARISMENDI

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

INGENIERO QUÍMICO

Puerto La Cruz, Junio de 2011

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



EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR
EXHAUSTO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS DE VAPOR EN UNA
PLANTA PRODUCTORA DE AMONÍACO Y UREA

Revisado por:

Ing. Mec. Johnny Martínez
Asesor Académico

Ing. Quim. Natalia D' Ambrosio
Asesor Industrial

Puerto La Cruz, Junio de 2011

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



**EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR
EXHAUSTO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS DE VAPOR EN UNA
PLANTA PRODUCTORA DE AMONÍACO Y UREA**

JURADO CALIFICADOR

Ing. Mec. Johnny Martínez (D.Sc.)

Tutor Académico

Ing. Quím. Hernán Raven (M.Sc.)

Jurado principal

Ing. Quím. Arturo Rodolfo (M.Sc.)

Jurado Principal

Puerto La Cruz, Junio de 2011

RESOLUCIÓN

Artículo 41

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del consejo de Núcleo respectivo, el cual lo notificará al Consejo Universitario”.

DEDICATORIA

A Dios por estar siempre conmigo y permitirme lograr todas mis metas y mis sueños.

A mi madre Lic. Mirta Arismendi por ser un gran ejemplo de superación, por estar siempre a mi lado apoyándome y luchando conmigo para lograr este triunfo, cada una de las letras de este trabajo son para ti, como fruto de tu esfuerzo **TE AMO MAMI.**

A mi hermano Kristhian, lo logré y quiero que veas esta meta alcanzada, como un ejemplo de que las cosas por las que se luchan se alcanzan.

A mi abuelita Leonides (mamaleo), a mi tía Leo y a mi tío Genrry y Migdalia. Gracias los quiero.

A mi abuelito, y a mi primo Gabriel, que Dios los tenga en la gloria siempre los recuerdo y los sigo queriendo, se que desde allí me apoyan.

AGRADECIMIENTOS

A dios por haberme permitido llegar hasta éste punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos.

A mi mami linda, a ti te debo todo lo que soy, siempre siguiendo tu ejemplo de mujer valiente, emprendedora y luchadora, este logro es resultado de tu buen rol como madre **TE AMO MAMI.**

A mi hermano, por estar conmigo en los momentos más difíciles, a pesar de la distancia, siempre pendiente de mí, te quiero mucho manito.

A mi tío Genrry y Migdalia, por ayudarme abriéndome las puertas de su casa durante toda mi carrera y darme ese calor de hogar, sin ustedes esta meta no existiría, gracias **Los Quiero.**

A mi abuela, tía Leo, tía Tarcita y mi prima Erika, que siempre tuvieron una palabra de apoyo para mí durante mis estudios, gracias.

A la empresa FERTINITRO C.E.C, sinceramente a aquellas personas que compartieron sus conocimientos conmigo para hacer posible la conclusión de esta tesis, especialmente a mi asesora industrial Ing. Natalia D' Ambrosio y a la persona que siempre me ayudo el Ing. Antonio Bottini, por su asesoría y paciencia, siempre dispuesto, aún en la distancia, sin su ayuda estas páginas estarían en blanco, gracias a los ingenieros Jesús Mora, José Azocar, Cesar Cabrera, Daniel Barreiro, Victor Rengel y Mariano Reyes por sus ideas y recomendaciones respecto a mi trabajo, **GRACIAS A TODOS.**

A mi asesor académico ingeniero Johnny Martínez, por guiarme durante la elaboración de este trabajo, muchas gracias.

A mis compañeros y amigos, quienes me apoyaron mutuamente durante nuestra formación profesional y que hasta ahora seguimos unidos: Fabiana, Mare, Miguel, Emelys, Helen, Jaigimar, Adriana, Oneida, Madelbra, Yanais, Maribeth, Hector, Leonardo, Yulianny, siempre seremos amigos y ahora colegas.

A mi hermana perdida, Heira, por ser más que mi muleta y compartir este logro conmigo, a Gaby por ser mi paciente compañera durante tantas noches largas de estudio y mi conciencia y a Ronarci, por ser una de las personitas más especiales de mi vida, **Las Quiero**.

A la Universidad de Oriente y en especial a la escuela de Ingeniería Química por permitirme ser parte de una generación de triunfadores y gente productiva para mi país.

RESUMEN

FERTINITRO C.E.C, posee dos plantas de amoníaco (plantas 12 y 22), cada una con un sistema de condensación, formado por el vapor exhausto proveniente de tres turbinas (12/22-TK-421, 12/22-431, y 12/22-441) que es enviado al condensador de superficie (12/22-E-401), cuya función es condensar la mayor cantidad de vapor y enviar el no condensado a un sistema de eyectores con un condensador interetapa. El objetivo del sistema de condensación, es recuperar la mayor cantidad de vapor remanente en forma de condensado en el tanque T-702 para emplearlo como agua de calderas. En éste trabajo, se evaluó el sistema de condensación mediante balances de materia y energía en los equipos que lo conforman, (las turbinas 12/22-TK-421, 431,441; el condensador de superficie 12/22-E-401; los eyectores 12/22-X431, 432 A/B y 433 A/B y el condensador interetapa 12/22-E-436) se compararon sus valores de diseño con los de operación durante el mes de mayo de 2010, en cada planta, notándose el aumento de la presión de vacío del proceso ($0,2 \text{ kg/cm}^2$), siendo de $0,31 \text{ kg/cm}^2$ y de $0,22 \text{ kg/cm}^2$ para las plantas 12 y 22 respectivamente. Posteriormente se realizó una prueba de hermeticidad indicada por los fabricantes de los eyectores de vapor, demostrándose que la principal causa del aumento de la presión de vacío, es la entrada de aire al proceso siendo de $167,40 \text{ kg/h}$ y $116,405 \text{ kg/h}$ para las plantas 12 y 22 respectivamente, por lo que ha sido necesario poner en funcionamiento todos los eyectores para lograr mantener la presión. Además, se empleó el simulador de procesos HYSYS 3.2 para evaluar las diferentes propuestas que proporcionen mejoras al sistema, demostrándose que la disminución en la cantidad de vapor de alta presión (HS) extraído por la 12/22-TK-431 mediante la válvula 12/22FV-4351 ocasiona el incremento del flujo hacia el condensador de superficie. Por otra parte, se planteó la necesidad de evaluar el

estado de la válvula de globo manual que bloquea el paso de vapor de proceso hacia los eyectores, finalmente se realizó una propuesta a la empresa PRAXAIR sobre la realización de una prueba de hermeticidad empleando gas helio como indicador de fugas y el mantenimiento del condensador de superficie y del sistema de eyección.

CONTENIDO

	Pág.
RESOLUCIÓN	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos	vi
RESUMEN.....	viii
CONTENIDO	x
LISTA DE TABLAS	xiv
LISTA DE FIGURAS	xvii
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Generalidades de la empresa	1
1.2. Planteamiento del problema.....	3
1.3. Objetivos	5
CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO	7
2.1. Antecedentes	7
2.2. Amoníaco	9
2.2.1 Proceso de obtención de amoníaco	9
2.2.2. Sistema de vapor	14
2.2.3 El circuito de condensación	16
2.3. Entalpía termodinámica.....	17
2.3.1. Entalpía de un aire húmedo.....	18
2.3.2. Capacidad calorífica del aire húmedo.....	19

2.4. Presión de vapor	19
2.5. Balances de materia sin reacción química	20
2.5.1. Ecuación general de balances de materia	20
2.6. Primera Ley de la termodinámica	21
2.6.1. Balances de energía en sistemas abiertos	22
2.7. Turbinas de vapor	23
2.8. Compresores	24
2.8.1. Compresión por etapas	24
2.9. Balances de energía en turbinas y compresores	25
2.10. Toberas y difusores	25
2.10.1. Geometría de una tobera	26
2.11. Eyectores	28
2.11.1. Cálculo de los balances de masa en eyectores de vapor	31
2.12. Intercambiadores de calor	32
2.13. Hermeticidad	35
2.13.1. Procedimiento para verificar la hermeticidad en los eyectores .	36
2.14. Simuladores de proceso	37
2.14.1. Simulador de procesos Hysys	38
2.14.2. Selección de paquetes de propiedades	38
2.15. Determinación de los porcentajes de desviación	39
CAPÍTULO 3. DESARROLLO DEL TRABAJO	40

3.1. Caracterización de las corrientes y equipos que conforman el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto	40
3.2. Cálculo de los balances de masa y energía del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto	45
3.2.1 Balances de masa	45
3.2.2 Balances de energía	53
3.3 Verificación de la hermeticidad del sistema de condensación al vacío	58
3.3.1 Medición de entrada de aire	58
3.3.2 Procedimiento para el acondicionamiento del sistema	58
3.3.3. Pruebas de hermeticidad	59
3.3.4 Validación de la prueba de hermeticidad	61
3.4. Propuestas que mejoren el sistema empleando el simulador de procesos Hysys	61
3.5 Selección de la opción más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica	63
CAPÍTULO 4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	65
4.1 Caracterización de las corrientes y los equipos involucrados en el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor	65
4.2 Cálculo de los balances de masa y energía del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor	73

4.2.1 Balances máxicos	73
4.2.2 Cálculo de los balances de energía	78
4.3 Verificación de la hermeticidad del sistema de condensación al vacío	84
4.3.1 Sistema de recuperación de condensados en la planta 12.....	84
4.3.2 Sistema de recuperación de condensados en la planta 22.....	86
4.4 Propuestas que mejoren el sistema empleando el simulador de procesos Hysys	89
4.6 Selección de la opción más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica	95
4.7 Conclusiones.....	98
4.8 Recomendaciones.....	99
BIBLIOGRAFÍA.....	101

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 2.1. Efecto del desempeño de la presión del eyector a cambios en varios parámetros (Salamanca, 1998).....	31
Tabla 3.1. Condiciones operacionales del condensador de superficie 12-E-401 en el lado coraza en planta 12 durante el mes de mayo	41
Tabla 3.2. Condiciones operacionales del condensador de superficie 12-E-401 en el lado tubos en planta 12 durante el mes de mayo	41
Tabla 3.3. Condiciones de operación de la primera etapa del condensador 12-E-436 durante el mes de mayo	42
Tabla 3.4. Condiciones de operación de la segunda etapa del condensador 12-E-436 durante el mes de mayo	42
Tabla 3. 5. Condiciones de operación de los eyectores de vapor en la planta 12 durante el mes de mayo	43
Tabla 3. 6. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12-TK-421 durante el mes de mayo.....	43
Tabla 3. 7. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12- TK-431 durante el mes de mayo.....	44
Tabla 3. 8. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12- TK-441 durante el mes de mayo	44
Tabla 3. 9. Condiciones de los flujos desde el condensador de superficie 12-E-401 hacia los eyectores durante el mes de mayo en la planta 12.....	50
Tabla 3. 10. Condiciones del condensado enviado desde 12-E-401, hacia las bombas en la planta 12 durante el mes de mayo.....	50
Tabla 3. 11. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-421 en la planta 12 durante el mes de mayo	51

Tabla 3. 12. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-431 en la planta 12 durante el mes de mayo	51
Tabla 3. 13. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-441 en la planta 12 durante el mes de mayo	52
Tabla 3. 14. Balance de masa del inter condensador (12-E-436 A)	52
Tabla 3. 15. Balance de masa del after condensador (12-E-436 B).....	53
Tabla 4. 1. Datos operacionales promedio tomados durante el mes de mayo al en el condensador de superficie 22-E-401 lado coraza en planta 22.....	70
Tabla 4. 2. Datos operacionales promedio tomados en el mes de mayo al condensador de superficie 12-E-401 lado tubos en planta 22	70
Tabla 4. 3. Promedio de los datos de operación de la primera etapa del condensador 22-E-436 durante el mes de mayo en la planta 22	71
Tabla 4. 4. Promedio de los datos de operación de la segunda etapa del condensador 22-E-436 durante el mes de mayo en la planta 22	71
Tabla 4. 5. Datos de operación de los eyectores de vapor durante el mes de mayo en la planta 22.....	71
Tabla 4. 6. Condiciones promedio de la turbina de vapor 22-TK-421 tomadas durante el mes de mayo en planta 22	72
Tabla 4. 7. Condiciones de operación promedio de la turbina de vapor 22- TK-431 durante el mes de mayo en la planta 22	72
Tabla 4. 8. Condiciones de operación promedio de la turbina de vapor 22- TK-441 durante el mes de mayo en planta 22	73
Tabla 4. 9. Balance de masa de las 2 etapas de eyección según sus condiciones de operación actual en planta 12	74
Tabla 4. 10. Balance de masa de las 2 etapas de eyección según sus condiciones de operación actual en planta 22	75
Tabla 4. 11. Balance de masa del inter condensador (22-E-436)	77

Tabla 4. 12. Balance de masa de la segunda etapa del 22-E-436.....	77
Tabla 4. 13. Resultados de las pruebas de hermeticidad realizada en la planta 12.....	85
Tabla 4. 14. Cantidad de aire que entra a los eyectores en la planta 12.....	86
Tabla 4. 15. Resultados de las pruebas de hermeticidad realizada en la planta 22.....	87
Tabla 4. 16. Cantidad de aire que entra a los eyectores en la planta 22.....	87
Tabla 4. 17. Condiciones del sistema de condensación de vapor exhausto de las turbinas según las condiciones de diseño y simulaciones	90
Tabla 4. 18. Porcentajes de desviación de las plantas 12 y 22 con respecto a sus parámetros de diseño.....	91

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. 1. Ubicación de la empresa FERTINITRO C.E.C (Pequiven, 1998).....	2
Figura 2.1. Esquema de las unidades de producción de amoníaco (Snamprogetti, 1999).....	13
Figura 2.2. Esquema del circuito de recuperación de condensados de la unidad 12.	17
Figura 2.3. Turbina de gas de síntesis (12-TK-431).....	24
Figura 2.4. Geometría de una tobera (Banderas 2005).....	27
Figura 2. 5. Eyector de vapor-aire	30
Figura 2. 6. Intercambiador de tubo y coraza (Cengel, 1998)	33
Figura 2.7. Condensador de superficie (12/22-E-401)	34
Figura 2.8. Esquema de la válvula de bloqueo entre el sistema y los eyectores de vapor	35
Figura 3. 1. Cálculo de la cantidad de vapor de agua para conocer la cantidad de aire equivalente a 20 °C de la carga total durante el mes de mayo en la planta 12	47
Figura 3.2. Hoja de Microsoft Excel mostrando el balance de masa del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor durante el mes de mayo de 2010 en la planta 12.....	48
Figura 3. 3. Hoja de cálculo mostrando el balance en la 12-TK-421 de la planta 12 durante el mes de mayo	55
Figura 3. 4. Funcionamiento del eyector vapor-aire	56
Figura 3. 5. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía del eyector de arranque de la planta 12 (12-X-431)	57

Figura 3. 6. Válvulas de bloqueo entre el condensador de superficie y los eyectores de vapor	60
Figura 3. 7. Lista de componentes definidos en el simulador Hysys 3.2	64
Figura 3. 8. Diagrama de flujo del sistema en el simulador	64
Figura 4. 1. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-421 durante el mes de mayo de 2010	67
Figura 4. 2. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-431 durante el mes de mayo de 2010	67
Figura 4. 3. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-441 durante el mes de mayo de 2010	68
Figura 4. 4. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-421 durante el mes de mayo de 2010	68
Figura 4. 5. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-431 durante el mes de mayo de 2010	69
Figura 4. 6. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-441 durante el mes de mayo de 2010	69
Figura 4. 7. Curva de operación de los eyectores de vapor.	74
Figura 4. 8. Hoja de cálculo mostrando el balance de masa del condensador de superficie para la planta 22	76
Figura 4. 9. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la primera etapa de eyección 12-X-432 A/B para el mes de mayo de 2010	79
Figura 4. 10. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la segunda etapa de eyección 12-X-433 A/B para el mes de mayo de 2010.....	80
Figura 4. 11. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía del eyector de arranque 22-X-431	80
Figura 4. 12. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la primera etapa de eyección 22-X-432 A/B.....	81

Figura 4. 13. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la segunda etapa de eyección 22-X-433 A/B.....	81
Figura 4. 14. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 12-TK-431 durante el mes de mayo de 2010.....	82
Figura 4. 15. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 12-TK-441 durante el mes de mayo de 2010.....	83
Figura 4. 16. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-421 durante el mes de mayo de 2010.....	83
Figura 4. 17. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-431 durante el mes de mayo de 2010.....	83
Figura 4. 18. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-441 durante el mes de mayo de 2010.....	84
Figura 4. 19. Curva de hermeticidad para la primera prueba realizada en la planta 12, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores.....	88
Figura 4. 20. Curva de hermeticidad para la prueba realizada el día 10/11/10 en la planta 12, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores respectivamente .	88
Figura 4. 21. Curva de hermeticidad para la prueba realizada el día 10/29/10 en la planta 22, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores respectivamente ..	89
Figura 4. 22. Simulación de la planta 22.....	92
Figura 4. 23. Extracción de vapor de la 12-431.....	94
Figura 4. 24. Extracción de vapor de la 22-431.....	95
Figura 4. 25. Cálculo de los factores de vapor motriz (PDVSA, 1997).....	97

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1. Generalidades de la empresa

Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela FERTINITRO C.E.C, es una empresa mixta dedicada a la producción de productos nitrogenados (amoníaco y urea granulada). Su construcción se inició en 1997, fue fundada el 27 de marzo de 1998, con el propósito de cumplir compromisos comerciales a nivel mundial y establecer en el mercado de producción amoníaco y urea de alta calidad. La instalación de esta empresa fue posible con una inversión de mil cien millones de dólares, de los cuales el 30% fue aportado por los socios del proyecto y el 70% restante fue financiado por un pool de tres bancos: Citibank, Nations Bank de Estados Unidos y Medio Crédito Centrale de Italia, comenzando de esta manera el proyecto de producción de fertilizantes más ambicioso del mundo.

Esta empresa está ubicada en el Complejo Petroquímico General de División José Antonio Anzoátegui, en la localidad de José, al norte del estado Anzoátegui, ocupando una superficie de 740 hectáreas, (figura 1.1) donde se han instalado las plantas de las empresas mixtas en las cuales Pequiven tiene participación accionaria. Este complejo petroquímico se inauguró el 14 de agosto de 1990, con el fin de impulsar el desarrollo de la petroquímica en el oriente del país y actuar como condominio industrial de las empresas mixtas que operan en el área, mediante el suministro de los servicios básicos necesarios para su operación.

FERTINITRO C.E.C, es una compañía de carácter mixto con participación de empresas del estado venezolano, como Petroquímica de Venezuela (Pequiven), que se dedica al procesamiento de variados productos petroquímicos para el mercado nacional e internacional, y empresas privadas extranjeras y venezolanas, como es el caso de Koch, que es una compañía privada norteamericana ubicada

entre las mayores corporaciones los Estados Unidos, Snamprogetti, que es una empresa italiana, perteneciente al grupo ENI, líder en servicios de ingeniería, procura y construcción en los sectores de química, petroquímica, petróleo y gas, además de participar como suplidor de tecnología y contratista principal constructor del complejo y por último Empresas Polar.

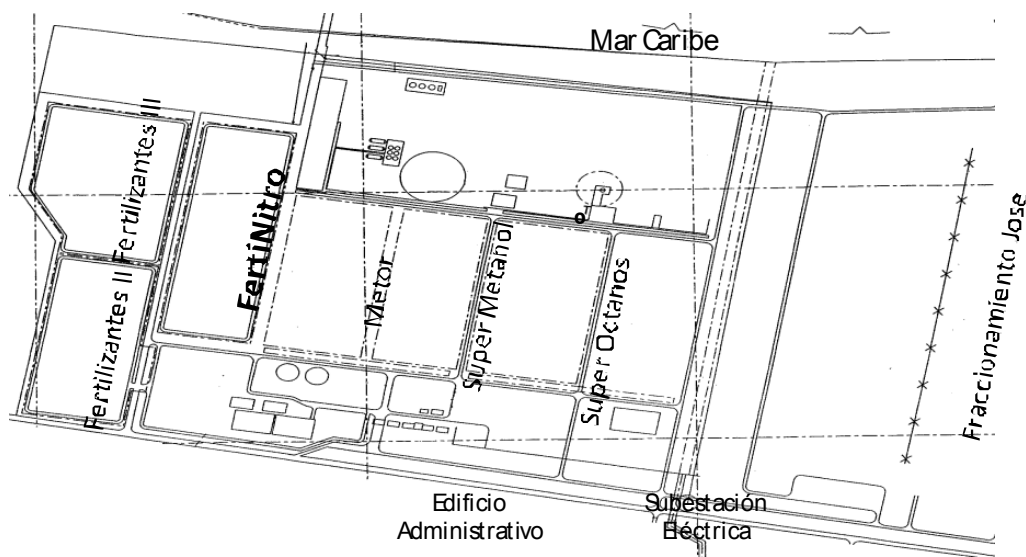


Figura 1. 1. Ubicación de la empresa FERTINITRO C.E.C (Pequiven, 1998)

Fertinitro, fue nacionalizada el 10 de octubre de 2010, encontrándose actualmente la empresa en un período de transición; la participación accionaria expresada en porcentaje antes de su nacionalización, es: Pequiven 35 %, Koch Industries 35 %, Snamprogetti 20 %, Empresas Polar 10 %.

La selección de las tecnologías de proceso, afirmada en la experiencia y en exigentes criterios de eficiencia, productividad y confiabilidad, determinó la escogencia de las tecnologías Haldor Topsøe para la producción de amoníaco, Snamprogetti para la de urea e HidroAgri para su granulación.

La visión y misión de FERTINITRO C.E.C exigen, no sólo mantener un producto de altísima calidad en los mercados de urea y amoníaco del mundo, sino también contar con un proceso productivo confiable en función de la eficiencia, tecnología, continuidad y seguridad de cada uno de los sistemas, preservando siempre la interacción entre la industria y el medio ambiente

Esta empresa cuenta con dos plantas de amoníaco anhidro (unidad 12 y 22), cada una con una capacidad de producción de 1800 toneladas métricas por día (TMPD), y también con dos plantas de urea granulada, de tecnología Snamprogetti, cada una con capacidad de producción de 2200 toneladas métricas por día (tmpd). Estas dos plantas de urea (trenes 11 y 21) son idénticas y se dividen en cinco (5) secciones: el circuito de alta presión, el circuito de media presión, el circuito de baja presión, la sección de vacío y por último hidrolisis. Adicionalmente, posee las áreas de servicios para generación de vapor, agua desmineralizada, agua de enfriamiento, aire de servicio, nitrógeno de servicio, efluentes y almacenamiento, entre otros (FERTINITRO C.E.C, 2000).

1.2. Planteamiento del problema

FERTINITRO C.E.C es una empresa mixta que se encarga de la producción de amoníaco líquido y urea granulada, consta de dos trenes de producción idénticos los cuales se dividen a su vez en una planta de amoníaco con capacidad máxima de producción de 1800 toneladas métricas por día (tdpm) y una planta de urea con capacidad máxima de producción de 2200 toneladas métricas por día (tdpm), además de la sección de Servicios Industriales (agua demi y vapor de alta HS).

El amoníaco (NH_3) se produce a partir de hidrógeno (H_2) y nitrógeno (N_2); el hidrógeno es producto de la reformación catalítica del gas natural y el nitrógeno

es obtenido al separarlo del aire. El proceso de síntesis del amoníaco se lleva a cabo a altas presiones por lo que se requiere el empleo de diferentes compresores, entre los cuales se encuentran: el de gas de síntesis, el de amoníaco y el de aire. En FERTINITRO C.E.C la forma de energía utilizada para mover los compresores es a través de la expansión de vapor de alta (HS) y muy alta presión (KS) en las turbinas de vapor hasta su condición de saturación.

Uno de los recursos energéticos más importantes y ampliamente utilizados a nivel mundial es el vapor de agua. En el ámbito industrial es el medio más empleado para llevar energía al proceso. El circuito de condensación de vapor exhausto en el proceso de síntesis de amoníaco recibe vapor proveniente de tres (3) turbinas que mueven los compresores de aire (12/22 TK-421), de gas de síntesis (12/22 TK-431) y de amoníaco (12/22 TK-441). Estas turbinas expanden vapor de alta y muy alta presión hasta la presión del condensador de superficie (12/22-E-401). Este proceso requiere una presión de vacío que ayuda a la obtención del condensado, el cual es enviado al circuito de agua del proceso, específicamente a la unidad 31 de servicios industriales.

Según sus condiciones de diseño, el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto debe trabajar a una presión absoluta de $0,204 \text{ kg/cm}^2$ ($20,056 \text{ kPa}$). Sin embargo, actualmente existen problemas operacionales debido al aumento de esta presión, provocando una caída en la eficiencia del proceso de condensación. Por lo tanto, se requiere maximizar el uso efectivo del vapor como energía térmica transmitida a las turbinas y en la recuperación del vapor remanente en forma de condensado para lograr el objetivo del sistema de condensación al vacío.

Debido a la problemática antes descrita, la gerencia técnica de FERTINITRO C.E.C., ha solicitado realizar una evaluación en el sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor. Esto con el fin de determinar

las causas del aumento de presión en el condensador de superficie (12/22-E-401) que está provocando una disminución en la eficiencia del proceso de recuperación de condensados. Para alcanzar este objetivo, se realizará un estudio de las condiciones actuales del sistema de condensación al vacío y se verificará la hermeticidad del mismo mediante el desarrollo de una prueba sencilla especificada por el fabricante de los equipos. Después de la evaluación térmica e hidráulica del sistema, se analizarán las opciones que permitan el buen funcionamiento del proceso de condensación, mediante la ayuda de un simulador de procesos.

Cabe destacar que la mejora en la operación de este sistema de vacío representa un ahorro energético debido al aprovechamiento del vapor de alta (HS) y muy alta presión (KS) empleado, aportando así beneficios económicos a la empresa y una mayor recuperación de agua para las calderas a partir del mismo, la cual será retornada a la unidad 31 de servicios industriales.

1.3. Objetivos

Objetivo general

Evaluar el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor en una planta productora de amoníaco y urea.

Objetivos específicos

1. Caracterizar las corrientes y equipos que conforman el sistema de condensación de vapor exhausto.
2. Realizar los balances de masa y energía del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto.
3. Verificar la hermeticidad del sistema de condensación al vacío.

4. Proponer opciones que mejoren el sistema empleando un simulador de procesos.

5. Seleccionar la opción más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

Entre los antecedentes que sirvieron para la evaluación del sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor se pueden destacar:

Bottini (2010) realizó un análisis sobre la evaluación del impacto de los cambios efectuados en la presión del cabezal de vapor de baja presión (LS) a las unidades 12 y 22 de amoníaco sobre las condiciones generales del proceso y estabilidad de las plantas. Observó que al disminuir la presión del cabezal LS se incrementaba la estabilidad de la red y lazos de control asociados a la misma. Sin embargo, aún se requerían ajustes para mantener variables claves como la temperatura de LS, dentro de los valores establecidos en el diseño, ya que ésta afecta el desempeño y estabilidad de los sistemas, como el vacío de las turbinas. El incremento en la presión de vapor motriz disminuyó la capacidad de succión de los eyectores del sistema de vacío debido al flujo de vapor adicional que se manejó en el difusor y que ocupaba parte del volumen destinado a la mezcla vapor - aire (Bottini, 2010).

Hernández (2010) evaluó el sistema de recuperación y tratamiento de condensados de una planta de amoníaco, observando que éste no se encontraba funcionando completamente, por causa de problemas mecánicos en la bomba de transporte. Propuso mejoras para reactivar el sistema completamente, y por medio de simulaciones, analizó las consecuencias que traería para la torre de separación, la recuperación de más condensado del que separaba actualmente (Hernández, 2010).

Moreno (2009) desarrolló una evaluación de la red de baja presión (LS) en la planta FERTINITRO, identificando los equipos consumidores y productores de

este vapor, e igualmente los equipos de las redes de vapor de muy alta presión (KS) y alta presión (HS). La evaluación la llevó a cabo, realizando los balances de masa y energía mediante una hoja de cálculo en Microsoft Excel y la simulación de la red de vapor LS, con el simulador Pipephase 9.0, a las condiciones de diseño y de operación. En aquel momento no todos los equipos consumidores de vapor LS se encontraban en servicio, debido a que las turbinas 12-TK-421 y 22-TK-421 no estaban operando, provocando que éste vapor fuese venteado (Moreno, 2009).

Casanova (2002) evaluó el sistema de generación de vapor y recuperación de condensados en FERTINITRO C.E.C, verificando la hipótesis del funcionamiento erróneo del sistema, el cual se tradujo en pérdidas de vapor y a su vez en pérdidas de dinero. Se elaboraron hojas de cálculo de la información diaria obtenida del programa PHD (Process History Data) de Honeywell donde se reflejaron los comportamientos de la unidad de agua desmineralizada, el desareador, las calderas y por último el sistema de vapor. Se descubrieron los problemas existentes, llegando a la conclusión de que las unidades operaban de manera eficiente pero los medidores de flujo en su mayoría presentaban fallas (Casanova, 2002).

Con respecto a los trabajos realizados por Moreno y Bottini, se puede observar que ellos sólo evaluaron las redes de vapor, principalmente la de baja presión (LS). Por otro lado Hernández y Casanova evaluaron el sistema de recuperación de condensados desde ciertos puntos de vista, uno por la cantidad producida de condensado y el comportamiento de las bombas, y el otro por fallas en los medidores de flujo respectivamente. Sin embargo, el proyecto a realizar tiene un amplio enfoque en cuanto a la evaluación del sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor en una empresa productora de fertilizantes desde el punto de vista térmico de cada equipo y la

hermeticidad del sistema, para de esta manera lograr una mejora en la eficiencia del mismo.

2.2. Amoníaco

El amoníaco (NH_3) es el compuesto nitrogenado más importante en el mundo. La mayor parte se obtiene sintéticamente a partir de hidrocarburos, pero también es obtenido aunque a menor escala, como subproducto de la fabricación del coque metalúrgico. Se utiliza principalmente en el campo de los fertilizantes, pudiendo ser empleado directamente bajo la forma de soluciones amoniacaes diluidas o bien como materia prima en la síntesis de otros fertilizantes, como por ejemplo la urea que es el fertilizante nitrogenado por excelencia debido a que contiene mayor cantidad de nutriente nitrógeno (46 %).

El amoníaco, es un gas incoloro, altamente irritante más ligero que el aire, compuesto de nitrógeno e hidrógeno, fácilmente licuable, tiene un olor penetrante, desagradable y sabor cáustico. Condensa a $-33\text{ }^\circ\text{C}$ en un líquido incoloro y a $-78\text{ }^\circ\text{C}$ solidifica para dar cristales incoloros y transparentes. Es soluble en disolventes orgánicos y sobre todo en agua, con la que establece un equilibrio en que las formas predominantes son el anión hidróxilo (OH^-) y el catión amonio (NH_4^+). También, es utilizado como materia prima para la producción de otros fertilizantes como sulfato de amonio y los NPK.

La urea es empleada directamente como fertilizante en el suelo. La misma es usualmente mezclada con otros fertilizantes para aumentar la eficacia de la fertilización (Snamprogetti, 1999).

2.2.1 Proceso de obtención de amoníaco

El proceso de obtención de amoníaco fue la primera aplicación de los principios termodinámicos a la solución de un proceso industrial. En la primera

década del siglo pasado se encontró que si se alimentaba, en una relación estequiométrica de 3:1, el hidrógeno (H_2) y el nitrógeno (N_2) respectivamente a $1.000\text{ }^\circ\text{C}$ y $1,033\text{ kg/cm}^2$ se obtenía $0,005\%$ de amoníaco (NH_3). Poco después se encontró que la concentración de amoníaco en equilibrio crecía al aumentar la presión.

En FERTINITRO C.E.C. de las 3.600 tmpd producidas de amoníaco con una concentración de $99,8\%$, 2.484 tmpd son utilizadas como materia prima para la producción de urea, el resto es almacenado en forma líquida a una temperatura de $-33\text{ }^\circ\text{C}$ y se exporta a través de barcos.

La materia prima para la producción de amoníaco es el gas natural, el cual es comprado a PDVSA GAS, éste se comprime hasta $17,5\text{ kg/cm}^2$ y se desulfuriza en dos partes, primero en el hidrogenador los compuestos orgánicos de azufre se convierten en sulfuro de hidrógeno (H_2S) y luego éste se elimina en los absorbedores de óxido de zinc (ZnO) de donde el gas saldrá con un contenido de azufre menor a $0,05\text{ ppm (v/v)}$. En la sección de reformación el gas desulfurado se convierte en gas de síntesis mediante la reformación catalítica de los hidrocarburos con el vapor y la adición de aire en una sección de dos reformadores.

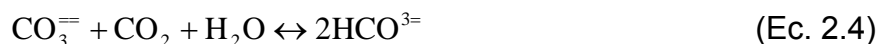
En el reformador primario (12/22 R-201) la mezcla de vapor e hidrocarburos que se precalienta a $535\text{ }^\circ\text{C}$ en un intercambiador de calor (12/22 E-201) pasa en forma descendente a través de 250 tubos verticales que contienen el catalizador, en los que se realiza una combustión completa por lo que se opera con una relación de aire en exceso de 5% aproximadamente, la temperatura de salida de la corriente del gas de proceso está alrededor de los $807\text{ }^\circ\text{C}$ que es la temperatura de entrada al reformador secundario. En el reformador secundario (12/22 R-203), el gas de proceso se mezcla con aire produciéndose una combustión parcial aumentando la temperatura de salida del gas hasta $1000\text{ }^\circ\text{C}$. Cabe destacar que

el aire que entra al reformador proviene del compresor de aire (K-421) que es impulsado por la turbina (TK-421).

El gas de proceso que deja la sección de reformación contiene más de 13,7 % molar de monóxido de carbono que se convierte en hidrógeno y dióxido de carbono mediante la reacción de conversión a alta y a baja temperatura:



Básicamente la sección de remoción de CO_2 comprende dos torres regeneradoras (12/22 C-301 y 12/22 C-302) a baja presión donde el CO_2 se transfiere a la fase gaseosa y un absorbedor (12/22- C- 303), en el cual el contenido de CO_2 en el gas de proceso se absorberá en una fase líquida de alta presión. La absorción de CO_2 ocurre según el siguiente mecanismo de reacción:



La velocidad de la reacción ilustrada en la ecuación 2.4 es determinada por la ecuación 2.2 que es el paso más lento entre las ecuaciones 2.2 y 2.3. El CO_2 se transfiere hacia la fase líquida por medio de la formación del compuesto carbamato de glicina según la reacción:



A una temperatura alta y en presencia de OH^- , el carbamato es hidrolizado y el activador se restaura según la reacción:



La suma de las ecuaciones 2.5 y 2.6 da como resultado la ecuación 2.2. Como las ecuaciones 2.5 y 2.6 tienen lugar continuamente, significa que la glicina actúa como un transportador de CO_2 . La ecuación 2.5 es la hidrólisis del carbamato de glicina. Esta reacción es catalizada por una cantidad pequeña de dietandamina (DEA) en la solución. La parte final de la purificación del gas es la metanación, ya que el oxígeno que contiene los compuestos tales como óxidos de carbono (CO y CO_2) son venenos severos para el catalizador de síntesis de amoníaco. Este proceso se lleva a cabo en el metanador (12/22-R-301) y las reacciones involucradas en el proceso son inversas a las de reformación.



La síntesis de amoníaco tiene lugar en el convertidor de síntesis de amoníaco (12/22- R-501) según la siguiente reacción:



La reacción es reversible y sólo parte del hidrógeno y nitrógeno son convertidos en amoníaco al pasar a través del lecho de un catalizador. En el convertidor cerca del 30 % de éstos se convierten en amoníaco, la parte no transformada es reciclada al convertidor después de su separación del amoníaco

líquido. El lazo de síntesis del amoníaco ha sido diseñado para una presión máxima de operación de 235 kg/cm^2 , mientras que en operación normal será de 210 kg/cm^2 a la entrada del convertidor de amoníaco dependiendo de la carga y la capacidad del catalizador.

Después de que el gas de síntesis ha pasado por el 12/22 R-501 el gas efluente es enfriado hasta una temperatura a la cual la mayor parte del amoníaco se condensa. En el proceso de condensación del amoníaco el calor liberado por la reacción es 750 kcal/kg aproximadamente, el cual es empleado para la producción de vapor de alta presión en la caldera de recuperación de calor (12/22- E-501) y el precalentamiento del agua de alimentación a la caldera de alta presión en el intercambiador (12/22- E-502). El amoníaco condensado es separado del gas de síntesis enfriado, el cual se recircula al proceso y el amoníaco líquido pasa al proceso de refrigeración donde se enfría hasta $-33 \text{ }^\circ\text{C}$. En la figura 2.1 se puede apreciar un diagrama de flujo del proceso de producción de amoníaco (Snamprogetti, 1999).

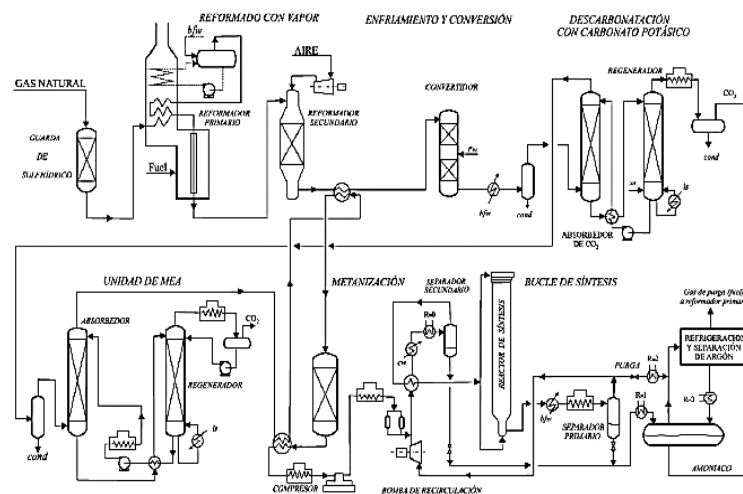


Figura 2.1. Esquema de las unidades de producción de amoníaco (Snamprogetti, 1999)

2.2.2. Sistema de vapor

El propósito primordial de un sistema de vapor efectivo es el de producir vapor en las condiciones de flujo, presión, temperatura y calidad requeridas para abastecer a todos los elementos consumidores de vapor, tanto en operación normal como en arranque y paradas imprevistas de planta.

Por otra parte, pero no menos importante se encuentran los sistemas de recuperación de condensados que permiten aprovechar al máximo el vapor y/o condensado de vapor que fueron utilizados por el proceso para su reutilización. Todo esto se traduce al final en disminución de costos como consecuencia de ahorro de energía y ahorro de tratamientos químicos asociados a este tipo de sistemas.

Un sistema de generación y distribución de vapor ineficiente produce ineficiencias en los elementos de recepción final de vapor, tales como: turbinas, intercambiadores de calor, desaireadores, economizadores, válvulas, entre otros, esenciales para la correcta operación de la planta. Por esto es de gran importancia el sistema de generación de vapor y recuperación de condensado.

En FERTINITRO C.E.C, se genera vapor de dos maneras: por combustión en las calderas auxiliares y por recuperación de calor. Ambos tipos de sistema de vapor operan en forma integrada para producir vapor en tres niveles principales de presión, el de muy alta presión (KS), el de alta presión (HS) y el de baja presión (LS). Las características de cada uno de ellos se describen en las siguientes secciones.

2.2.2.1. Vapor de muy alta presión (KS)

El vapor de muy alta presión (KS) se encuentra a una presión de 110 kg/cm² y a una temperatura de 510 °C, produciéndose en la sección de reformación y síntesis en las plantas 12 y 22 de producción de amoníaco, específicamente en las

calderas de recuperación de calor. Éstas calderas poseen un tambor en común, donde el vapor KS luego de ser producido se envía al cabezal correspondiente, según el caso, ya sea a la planta 12 y/o 22, con la finalidad de ser empleado como fuerza motriz de las turbinas de vapor de los compresores de gas de síntesis (12/22-TK-431) y de los compresores de CO₂ de las unidades de urea.

2.2.2.2 Vapor de alta presión (HS)

El vapor de alta presión (HS) está a una presión de 44 kg/cm² y a una temperatura de 385 °C. Normalmente, es generado por extracción en las turbinas que impulsan a los compresores de gas de síntesis (12/22-TK-431) y también en las calderas auxiliares de la unidad 32 de servicios industriales. En las plantas 12 y 22, el vapor de alta presión es utilizado como fuerza impulsora en las turbinas de los compresores de aire (12/22-TK-421) y de amoníaco (12/22-TK-441), como vapor de proceso en el reformador primario, y como vapor de despojamiento en el *stripper* de condensado del proceso en las plantas de amoníaco y en la columna de recuperación de amoníaco.

2.2.2.3 Vapor de baja presión (LS)

Existen dos tipos de vapor de baja presión (LS) en el complejo, operando sin interconexión alguna, uno es generado en el área de servicios a una presión 3,5 kg/cm² y una temperatura de 220 °C, y el otro es generado en la planta de urea a la misma presión pero a 147 °C. El primero se genera por caída de presión del vapor utilizado en las turbinas del área de servicios. Además, se recupera mediante la purga continua y discontinua de las calderas auxiliares y es empleado en el desaerador, en los compresores de aire, como vapor de despojamiento de CO₂ y como vapor motriz en los eyectores. El segundo, es empleado como vapor motriz en los eyectores de las unidades de urea.

2.2.3 El circuito de condensación

El circuito de condensación al vacío utiliza vapor proveniente de las turbinas de aire, la turbina de gas de síntesis y la turbina de amoníaco (12/22- TK-421, 12/22 TK-431 y 12/22 TK-441) respectivamente, las cuales expanden vapor de alta (HS) y muy alta presión (KS) y lo envían al condensador de superficie (12/22- E-401) a través de diferentes tuberías, como se muestra en la figura 2.2. Al condensador de tubo y coraza entran 180 toneladas de vapor /hora que se ponen en contacto con las tuberías de agua fría cuyo fluido interno se encuentra a 36 °C y 6 kg/cm². El condensado es recogido en la coraza como agua demi, y el no condensado es succionado por un conjunto de eyectores cuyo flujo motriz es vapor de baja presión a 150 °C y 3,5 kg/cm² creando un vacío con la finalidad de mantener una presión de 0,204 kg/cm² dentro del mismo.

En la primera etapa de eyección, se encuentran los eyectores (12/22- X-432) A/B donde se eleva la temperatura y la velocidad del flujo de vapor, cuya salida va hacia el intercondensador (12/22 E-436) en el que se condensa más vapor y la otra parte no condensada es enviada a la segunda etapa de eyectores X-433 A/B donde los no condensables se ventean a la atmósfera y el resto se envía al postcondensador (segunda etapa del 12/22 E-436) para mandar el total al tanque de agua desmineralizada (31-T-702) de la Unidad 31 de Servicios industriales.

Durante el trabajo normal de una etapa de eyectores opera uno sólo y el otro está en reserva, el eyector de arranque (12/22-X-431 se emplea durante el arranque de la planta para estabilizar la presión, cabe destacar que el agua de enfriamiento utilizada en los condensadores es enviada por unas bombas de extracción (12/22-P-401 A/B), de las cuales una está operando y la otra se encuentra en reserva (AB Progetti, 1999).

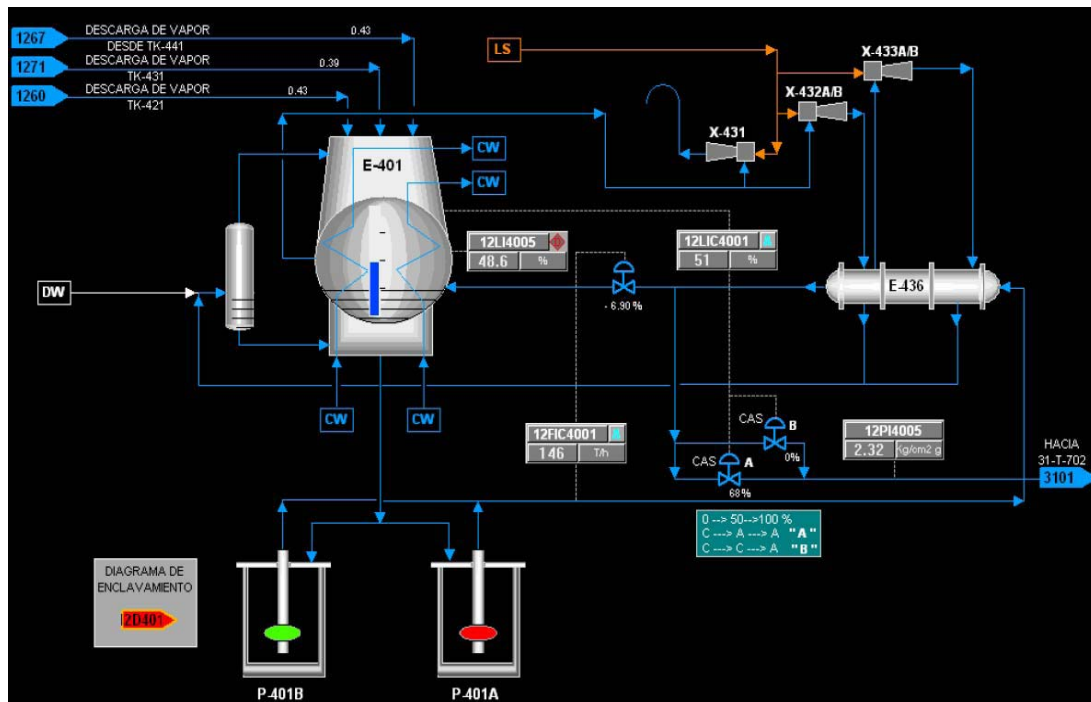


Figura 2.2. Esquema del circuito de recuperación de condensados de la unidad 12.

2.3. Entalpía termodinámica

La entalpía (simbolizada generalmente como "H", y calculada en Joule o kcal en el sistema internacional de unidades o también en BTU dentro del sistema inglés), es una variable de estado, (lo que quiere decir que, sólo depende de los estados inicial y final) que se define como la suma de la energía interna de un sistema termodinámico y el producto de su volumen y su presión.

La entalpía total de un sistema *no* puede ser medida directamente, al igual que la energía interna, en cambio, la variación de entalpía de un sistema sí puede ser medida experimentalmente. El cambio de la entalpía del sistema causado por un proceso a presión constante, es igual al calor absorbido por el sistema durante dicho proceso.

La entalpía (H) es la suma de la energía interna (U), energía que posee una sustancia debida al movimiento y posición de sus partículas a nivel atómico, y la energía mecánica asociada a la presión (P) (Cengel, 1998).

$$H = U + P \times V \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

H = Entalpía (J).

U = Energía interna (J).

P = Presión del sistema (Pa).

V = Volumen del sistema (m³)

2.3.1. Entalpía de un aire húmedo

La entalpía de una mezcla aire vapor de agua es igual a la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua que le acompaña, ambas a la temperatura de la mezcla. Tanto para el aire seco como para el vapor de agua se supone comportamiento ideal, por lo que sus entalpías sólo dependen de la temperatura. Por dicho motivo, la entalpía del vapor de agua sobrecalentado, h_v , se puede reemplazar por la del vapor de agua saturado, h_g , a la misma temperatura. Normalmente, la entalpía del aire húmedo está referida a la unidad de masa de aire seco y, por tanto, está definida por la expresión (Perez, 1990):

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

$$h = h_a + (w \times h_v) = h_a + (w \times h_g) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde:

h_a = entalpía específica de aire seco (kJ/kg)

h_v = entalpía específica del vapor de agua a la temperatura de saturación (kJ/kg)

h_g = entalpía específica del vapor a la temperatura del aire (kJ/kg).

m_v = masa del vapor (kg/h).

m_a = masa del aire (kg/h).

La entalpía del aire seco se evalúa tomando como entalpía cero la correspondiente a la temperatura de 0 °C. Por tanto, a una temperatura cualquiera T, se cumple:

$$h_a = C_{p_a} \times T = 1,0035 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times T (\text{°C}) = h_{a(\text{kJ/kg})} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

2.3.2. Capacidad calorífica del aire húmedo

La capacidad calorífica a presión constante del aire húmedo, también denominada "calor húmedo", es la cantidad de calor que se precisa para elevar la temperatura de 1 kg de aire seco, más el vapor de agua que lo acompaña, en 1 °C, y viene dada, por la siguiente expresión 2.14 (Cengel,1998):

$$C_p = (x_a \times C_{p_a}) + (x_v \times C_{p_v}) \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Donde:

x_a = fracción másica del aire.

x_v = fracción másica del vapor

Los valores de C_{p_a} y C_{p_v} son 1,0035 (kJ/kg°C) y 1,8723 (kJ/kg°C) respectivamente.

2.4. Presión de vapor

La presión de vapor o de saturación, es la presión para cada temperatura dada, en la que la fase líquida y el vapor se encuentran en equilibrio dinámico; siendo su valor independiente de las cantidades de líquido y vapor presentes mientras existan ambas. Este fenómeno también lo presentan los sólidos; cuando un sólido pasa al estado gaseoso sin pasar por el estado líquido (proceso

denominado sublimación o el proceso inverso llamado sublimación inversa) también se produce una presión de vapor.

En la situación de equilibrio, las fases reciben la denominación de líquido saturado y vapor saturado. Esta propiedad posee una relación inversamente proporcional con las fuerzas de atracción intermoleculares, debido a que cuanto mayor sea el módulo de las mismas, mayor deberá ser la cantidad de energía entregada (ya sea en forma de calor u otra manifestación) para vencerlas y producir el cambio de estado (Perry, 2001).

2.5. Balances de materia sin reacción química

Un proceso es cualquier operación o serie de operaciones que produce un cambio físico o químico en una sustancia o en una mezcla de sustancias. La sustancia que entra en un proceso se conoce como entrada o alimentación del proceso, y aquella que sale de él se llama salida o producto. Una unidad de proceso es aquella donde se lleva a cabo una de las operaciones que constituyen el proceso. Cada unidad del proceso está asociada con un conjunto de flujos de proceso de entrada y salida, que consisten en las sustancias que entran y salen de la unidad.

Los balances de materia sin reacción química tienen su campo de aplicación en las operaciones unitarias, las cuales son aquellas que se caracterizan porque los materiales no sufren cambios químicos aunque sí cambios físicos (Felder, 1991).

2.5.1. Ecuación general de balances de materia

La ecuación general de balance de materia se fundamenta en el principio de conservación de la misma y se puede representar, para un sistema en particular, por medio de la siguiente ecuación general:

$$\text{Masa}_{\text{acumulada}} = \text{Masa}_{\text{entrada}} - \text{Masa}_{\text{salida}} + \text{Masa}_{\text{generada}} - \text{Masa}_{\text{consumida}} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

La ecuación 2.15 puede ser modificada según sea el caso en particular, por ejemplo si el sistema opera en un régimen permanente o estado estacionario, no hay acumulación de materia y la ecuación 2.15 queda de la siguiente manera:

$$\text{Masa}_{\text{entrada}} + \text{Masa}_{\text{generada}} = \text{Masa}_{\text{salida}} + \text{Masa}_{\text{consumida}} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Ahora si no ocurren reacciones químicas en el sistema, la ecuación 2.16 se reduce a:

$$\text{Masa}_{\text{entrada}} = \text{Masa}_{\text{salida}} \quad (\text{Ec. 2.17})$$

Es importante establecer los límites del sistema o del equipo en particular donde se realizarán los balances, con la finalidad de establecer así los diferentes flujos que entran y salen del mismo (Silva, 2007).

2.6. Primera Ley de la termodinámica

También conocida como principio de conservación de la energía, para la termodinámica en realidad el primer principio dice más que una ley de conservación, establece que si se realiza trabajo sobre un sistema o bien éste intercambia calor con otro, la energía interna del sistema cambiará. Visto de otra forma, esta ley permite definir el calor como la energía necesaria que debe intercambiar el sistema para compensar las diferencias entre trabajo y energía interna. Fue propuesta por Nicolas Léonard Sadi Carnot en 1824, en su obra Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego y sobre las máquinas adecuadas para desarrollar esta potencia, en la que expuso los dos primeros

principios de la termodinámica. Esta obra fue incomprendida por los científicos de su época, y más tarde fue utilizada por Rudolf Loreto Clausius y Lord Kelvin para formular, de una manera matemática, las bases de la termodinámica (Cengel, 1998).

La ecuación general de la conservación de la energía es la siguiente:

$$E_{\text{entra}} - E_{\text{sale}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad (\text{Ec. 2.18})$$

2.6.1. Balances de energía en sistemas abiertos

A continuación se presenta la ecuación general para un balance de energía en un sistema abierto en régimen permanente o estacionario, tomando en cuenta la ley de la conservación de la energía, la cual establece que la energía ni se crea ni se destruye, sólo se transforma (Cengel, 1998).

$$Q - W = \Delta H + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (\text{Ec. 2.19})$$

Con:

$$\Delta H = m \cdot (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad (\text{Ec. 2.20})$$

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} \times (V_{\text{entrada}}^2 - V_{\text{salida}}^2) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

$$\Delta E_p = m \times g \times (z_{\text{salida}} - z_{\text{entrada}}) \quad (\text{Ec. 2.22})$$

Donde:

ΔH = Cambio de entalpía (kJ)

ΔE_c = Cambio de energía cinética (kJ)

ΔE_p = Cambio de energía de potencial (kJ)

M = Masa (kg)

H = Entalpía específica (kJ/kg)

V = Velocidad (m/s)

Z = Altura (m)

g = Aceleración de gravedad ($9,8 \text{ m/s}^2$)

2.7. Turbinas de vapor

En las centrales de potencia de vapor, gas o hidroeléctricas, el dispositivo que acciona el generador eléctrico es la turbina. Cuando el fluido pasa por ésta, se ejerce un trabajo sobre los álabes que están unidos al eje. En consecuencia, el eje rota y la turbina produce trabajo. El trabajo efectuado por una turbina es positivo puesto que lo realiza el fluido. Las turbinas cumplen con las siguientes características:

- La transferencia de calor es pequeña respecto al trabajo del eje, a menos que haya un enfriamiento deliberado (como es el caso de las turbinas que impulsan un compresor).

- Poseen ejes rotatorios que implican sus fronteras, por lo que el término trabajo es importante. En las turbinas el trabajo representa la salida de potencia, en bombas y compresores, representa la entrada de potencia.

- El cambio de energía potencial que experimenta un fluido cuando fluye por las turbinas suele ser pequeño, y casi siempre se omite.

- Las velocidades de flujo de fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas y el fluido experimenta un cambio importante en su energía cinética. Sin embargo este cambio casi siempre es muy pequeño en relación con el de entalpía. Por consiguiente a menudo se desprecia.

Existen dos tipos principales de turbinas, las de acción y las de reacción. La turbina de acción tiene poca o ninguna caída de presión, a través de sus álabes móviles. En una turbina de reacción, el vapor se expande por los álabes estacionarios como en los móviles. Para operar eficientemente, la turbina de

reacción se debe diseñar para minimizar las fugas en torno a los álabes móviles (figura 2.3). Esto se logra al hacer la mayor parte de los intersticios internos relativamente pequeños. La turbina de reacción también suele requerir de un émbolo compensador debido a las grandes cargas de empuje que se generan (Bloch, 1998).



Figura 2.3. Turbina de gas de síntesis (12-TK-431)

2.8. Compresores

Los compresores son máquinas destinadas a elevar la presión de un gas, desde las condiciones de succión hasta las de descarga. Durante este proceso se consume energía y normalmente, además del aumento de presión, se produce un aumento de temperatura (Banderas, 2005).

2.8.1. Compresión por etapas

El trabajo con relaciones de compresión demasiado elevadas no es conveniente ya que al hacerlo se alcanzarían temperaturas muy altas al final de la compresión y esto debe evitarse por varias razones: viscosidad del aceite

lubricante, degradación del aceite lubricante, deformaciones térmicas peligrosas y esfuerzos térmicos intolerables, entre otros.

En consecuencia cuando se requieren presiones elevadas, se procede a la compresión por etapas con refrigeración intermedia, para reducir el trabajo de compresión, este viene dado por la suma del trabajo consumido en cada etapa (Banderas, 2005).

2.9. Balances de energía en turbinas y compresores

Los compresores, así como las bombas y los ventiladores son dispositivos útiles para aumentar la presión de un fluido. El trabajo es suministrado a estos dispositivos por una fuente externa mediante un eje rotatorio. Por consiguiente, el término de trabajo para los compresores es negativo puesto que el trabajo se efectúa sobre el fluido. Aunque estos dispositivos funcionan de una manera similar, difieren en las tareas que efectúan.

En turbinas y compresores las magnitudes de los diversos términos que aparecen en la ecuación 2.19 de la energía queda de la siguiente manera:

$$W = m \times (h_1 - h_2) \quad (\text{Ec. 2.23})$$

2.10. Toberas y difusores

Las toberas son utilizadas comúnmente en máquinas de chorro, cohetes, naves espaciales e incluso en mangueras de jardín. Una tobera es un dispositivo que aumenta la velocidad de un fluido a expensas de la presión. Un difusor es un dispositivo que aumenta la presión de un fluido, retardándolo; las toberas y difusores efectúan tareas opuestas. El área de la sección transversal de una tobera disminuye en la dirección del flujo en el caso de los fluidos subsónicos y aumenta cuando se trata de flujos supersónicos. Lo contrario es cierto para los difusores.

Los términos que aparecen en la ecuación de la energía para toberas y difusores (Cengel, 1998):

$Q \cong 0$. La relación de transferencia de calor entre el flujo que fluye por una tobera o un difusor y los alrededores suele ser muy pequeña, aunque estos dispositivos no estén aislados. Esto tiene su base a que las altas velocidades que tienen los fluidos no permanecen el tiempo suficiente en el dispositivo para que suceda alguna transferencia de calor significativa. Por consiguiente, ante la ausencia de transferencia de calor, el flujo a través de toberas y difusores es considerado adiabático.

$W = 0$. El término trabajo para toberas y difusores es cero porque estos dispositivos son básicamente ductos de forma apropiada y no incluyen ejes.

$\Delta E_c \neq 0$. Las toberas y los difusores requieren velocidades muy altas, y cuando un fluido pasa por una tobera o un difusor, experimenta grandes cambios en su velocidad. En consecuencia, los cambios deben ser considerados al analizar el flujo a través de estos dispositivos.

$\Delta E_p \cong 0$. A menudo el fluido experimenta poco o ningún cambio en su elevación cuando fluye por una tobera o un difusor y, por lo tanto, el término de energía puede omitirse (Cengel, 1998).

2.10.1. Geometría de una tobera

De acuerdo a la ecuación de flujo estable y considerando que en el caso particular de las toberas, el trabajo mecánico desarrollado es igual a cero, puede decirse que la siguiente ecuación es aplicable entre dos secciones cualesquiera de la tobera identificadas como 1 y 2 en la figura 2.4.

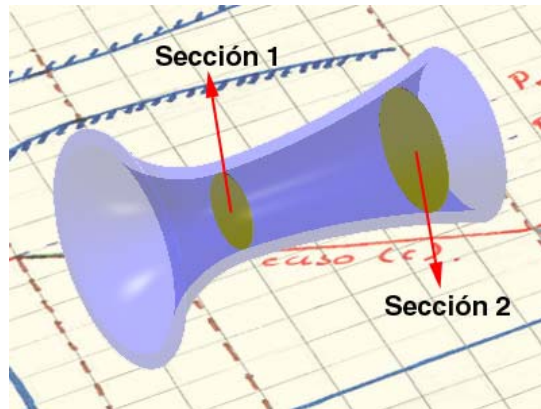


Figura 2.4. Geometría de una tobera (Banderas 2005)

Para efectos de análisis se considera que es un proceso adiabático reversible, por lo tanto:

$$h_{\text{entrada}} + \frac{V_{\text{entrada}}^2}{2} = h_{\text{salida}} + \frac{V_{\text{salida}}^2}{2} \quad (\text{Ec. 2.24})$$

La velocidad en la salida de la tobera puede encontrarse despejando (V_2) de la ecuación 2.24, así:

$$V_{\text{salida}} = \sqrt{2 \times (h_{\text{entrada}} - h_{\text{Salida}}) + V_{\text{entrada}}^2} \quad (\text{Ec. 2.25})$$

Para gases ideales:

$$h = C_p \times T \quad (\text{Ec. 2.26})$$

$$V_{\text{salida}} = \sqrt{2 \times C_p \times (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}}) + V_{\text{entrada}}^2} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

De la ecuación de continuidad el área de cualquier sección de la tobera es:

$$A = \frac{\dot{m} \times \hat{v}}{V} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Donde:

A = área transversal (m^2)

\dot{m} = flujo másico (kg/s)

\hat{v} = volumen específico (m^3/kg)

V = velocidad del fluido (m/s)

2.11. Eyectores

Son máquinas muy semejantes a los eductores con la única diferencia que se utilizan para transvasar gases en lugar de líquidos. Consta de una tobera de impulsión, una cámara de mezcla y un difusor de descarga. En sus aplicaciones habituales, el fluido motor suele ser vapor de agua de baja presión.

Si la presión del gas arrastrado es inferior a la presión atmosférica, el eyector trabaja como una bomba de vacío, que es su aplicación más frecuente.

Desde el punto de vista teórico, se supone que los procesos de expansión y compresión en la tobera y en el difusor son isentrópicos y que la cámara de mezcla está a la presión de aspiración. A continuación se muestran algunas ventajas importantes de un eyector:

- Son máquinas extremadamente simples. No tienen elementos móviles tales como émbolos o rotores, lo cual hace que no tengan rozamientos mecánicos ni requieran elementos de sellado en los ejes de giro.
- No tienen válvulas en las bocas de descarga y de aspiración. En algunos casos, sólo requieren la instalación de una válvula de regulación a la entrada del gas motor.
- Las labores de mantenimiento son casi nulas y el costo de instalación como el de compra, son mínimos.

- Requieren el aporte de un gas motriz a presión, pero no consumen energía mecánica. El gas motriz suele ser vapor de agua que, en muchos casos puede ser de baja presión, vapor residual o saliente de otros equipos.

- Dada sus características, ausencia de motores, partes móviles y utilización de vapor como fluido motor, su funcionamiento es extraordinariamente seguro para trabajar con gases inflamables o en recintos de riesgo de explosión.

- Para una presión dada del fluido motor y de la presión en la boca de succión, la relación másica entre los fluidos motriz y arrastrado, aumenta al incrementarse la relación de compresión del difusor. Dicho en otras palabras, para unas condiciones de trabajo dadas, a medida que disminuye la presión de descarga, también disminuye el caudal del fluido motor necesario para succionar el caudal arrastrado determinado.

Cuando se utiliza vapor de agua como fluido motriz, puede instalarse un condensador a la descarga del eyector, y de esta forma, reducir la presión de descarga. Si el vacío que debe proporcionar es importante, a fin de poder trabajar con presiones razonables del fluido motor y relaciones de área, entre las gargantas del difusor y tobera aceptables, se recurre a la utilización de dos o más eyectores en cascada. El primer eyector aspira el caudal arrastrado y descarga en la boca de aspiración del segundo eyector, y así sucesivamente hasta llegar al condensador final.

Los cálculos para el diseño de un eyector son engorrosos (ocurren tres procesos distintos: expansión, compresión y mezclado, por lo que hay métodos específicos para cada tipo de eyector), y consisten en determinar las longitudes de la tobera, el difusor y la cámara de mezcla, así como las áreas de flujo y sus ángulos. Una vez diseñado el equipo, el mismo debe operar a las condiciones estacionarias para las cuales se diseñó y el cálculo fundamental es el del coeficiente de eyección o relación de arrastre:

$$\text{coeficiente de eyección} = \text{flujo motor} / \text{flujo arrastrado} \quad (\text{Ec. 2.29})$$

Con el objetivo de aumentar la capacidad de arrastre del eyector y disminuir la presión en la succión, se pueden utilizar sistemas de eyectores, en cuyo caso entre eyector y eyector se acopla un condensador barométrico. En la figura 2.5 se muestran las partes de un eyector y en la tabla 2.1 los efectos de su funcionamiento (Banderas, 2005).

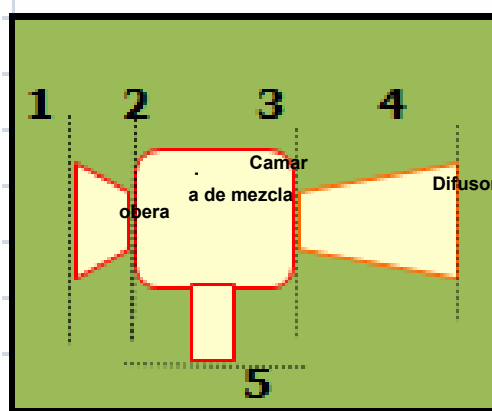


Figura 2. 5. Eyector de vapor-aire

Donde:

- 1= entrada de fluido motriz hacia la tobera.
- 2= salida de la tobera y entrada del vapor motriz hacia la cámara de mezcla.
- 3= salida de la cámara de mezcla hacia el difusor.
- 4= salida del difusor o descarga del eyector.
- 5= succión de vapor de proceso hacia la cámara de mezcla.

Tabla 2.1. Efecto del desempeño de la presión del eyector a cambios en varios parámetros (Salamanca, 1998).

Cambio	Efectos
Aumento flujo vapor (máximo 5-10%)	Aumento presión descarga máxima
Aumento presión de entrada	Reducción relación compresión; aumento capacidad
Aumento presión descarga	Sin cambios
Aumento capacidad	Reducción relación compresión; aumenta presión de entrada

2.11.1. Cálculo de los balances de masa en eyectores de vapor

Para el cálculo de los balances de masa en los eyectores, se realiza el siguiente procedimiento (PDVSA, 1997):

- Determinación de la presión de vapor del agua, este valor se aplica solamente a la condición de vapor saturado.

$$P_t = P_{\text{aire}} + P_{\text{vapor}} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

- Determinación del flujo de vapor

$$\text{kg}_{\text{vapor}} / \text{h} = \frac{P_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{sat}} \times M_{\text{H}_2\text{O}} \times \text{kg}_{\text{aire}} / \text{h}}{P_{\text{total}} \times M_{\text{aire}}} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

M = peso molecular del agua y aire respectivamente (kg/kmol)

P_{total} = presión total (kgf/cm²)

$P_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{sat}}$ = presión de saturación del agua (kgf/cm²)

- Determinación de los kg de aire equivalente a 20 °C de la carga de aire.

$$\text{kg}_{\text{aireequivalente}} / \text{h} = \frac{\text{kg}_{\text{aire}} / \text{h}}{F_{\text{t aire}}} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

- Determinación del flujo de aire equivalente a 20 °C del vapor de agua.

$$\text{kg}_{\text{aire.equiv.en.agua}} / \text{h} = \frac{\text{kg}_{\text{vapor}} / \text{h}}{F_{\text{t.vapor.motriz}} \times F_{\text{m.vapor.agua}}} \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Donde:

$F_{\text{t.vapor.de.agua.motriz}}$ = factor de corrección de la temperatura

$F_{\text{m.vapor.de.agua}}$ = factor de corrección del peso molecular

Los valores de los factores de corrección fueron tomados las figura B1 del Apéndice B.

- Determinación del flujo de aire equivalente a 20 °C de carga total a la entrada del eyector.

$$\text{kg}_{\text{aire.equiv.total}} / \text{h} = \text{kg}_{\text{aire.equiv.agua}} / \text{h} + \text{kg}_{\text{aire.equiv.aire}} / \text{h} . \quad (\text{Ec. 2.34})$$

2.12. Intercambiadores de calor

Como su nombre lo implica son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclarse. Los intercambiadores de calor se emplean en diversas industrias y presentan numerosos diseños.

La forma más simple de un intercambiador de calor es aquel de doble tubo (también llamado de tubo y coraza) como se muestra en la figura 2.6. Se compone de dos tuberías concéntricas de diferentes diámetros. Un fluido circula por la tubería interior y el otro en el espacio anular entre las dos tuberías. El calor se transfiere del fluido caliente al frío mediante la pared que los separa. Algunas veces el tubo interior forma un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el

área de transferencia de calor y por ello, la relación de transferencia de calor. Las cámaras de mezcla son también clasificadas como intercambiadores de calor de contacto directo.

El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor en operación permanente requiere que la suma de las relaciones de flujo de masa entrantes sea igual a la suma de las relaciones de flujo de masa salientes. Otra expresión del mismo principio es: en operación permanente, la relación de flujo de masa de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanente constante.

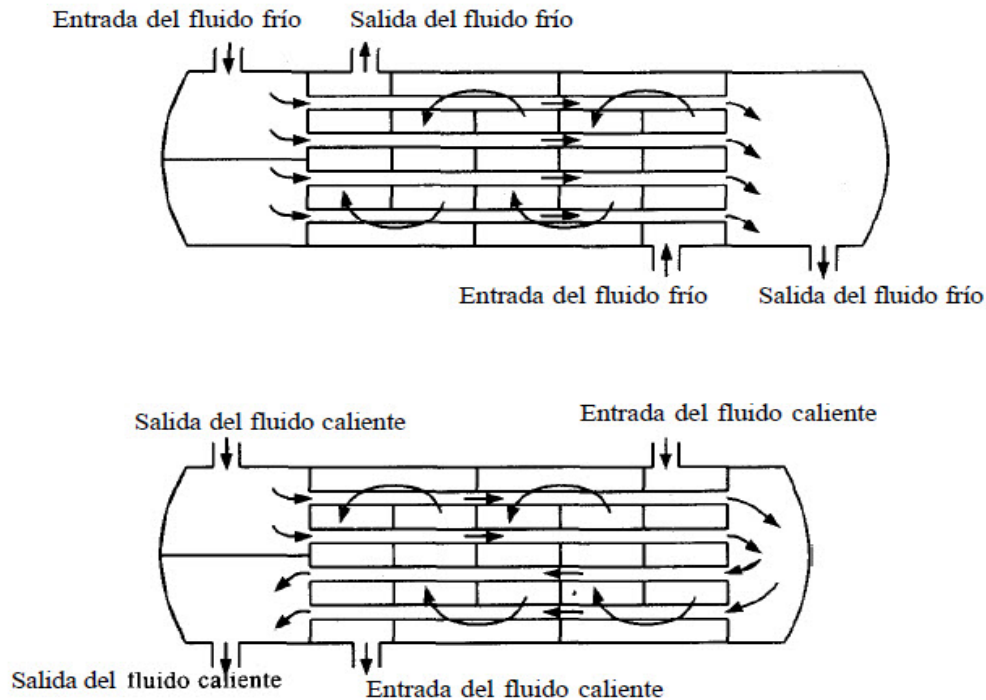


Figura 2. 6. Intercambiador de tubo y coraza (Cengel, 1998)

Los intercambiadores de calor no implican interacciones de trabajo ($W = 0$) y sus cambios de energía cinética y potencial son despreciables ($\Delta E_c \cong 0, \Delta E_p \cong 0$) para cada corriente de fluido. La relación de transferencia de calor asociada con

intercambiadores de calor depende de cómo se elige el volumen de control. Los intercambiadores de calor se destinan para la transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, y la coraza exterior suele estar bien aislada para evitar cualquier liberación de calor a los alrededores.

Cuando todo el intercambiador de calor se elige como el volumen de control, Q se vuelve cero porque la frontera se encuentra justo abajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza. Sin embargo, si sólo uno de los fluidos se elige como el volumen de control, entonces la frontera será cruzada cuando el fluya de un fluido al otro y Q no será cero. De hecho, Q en este caso será la relación de transferencia de calor entre los dos fluidos (Cengel 1998).

El condensador de superficie (12/22-E-401) es un intercambiador de tubo y coraza y se muestra en la figura 2.7



Figura 2.7. Condensador de superficie (12/22-E-401)

2.13. Hermeticidad

Con la finalidad de probar la hermeticidad de la válvula de bloqueo entre el condensador de superficie (12/22-E-401) y los eyectores, la prueba de hermeticidad debe ser repetida con los eyectores operando.

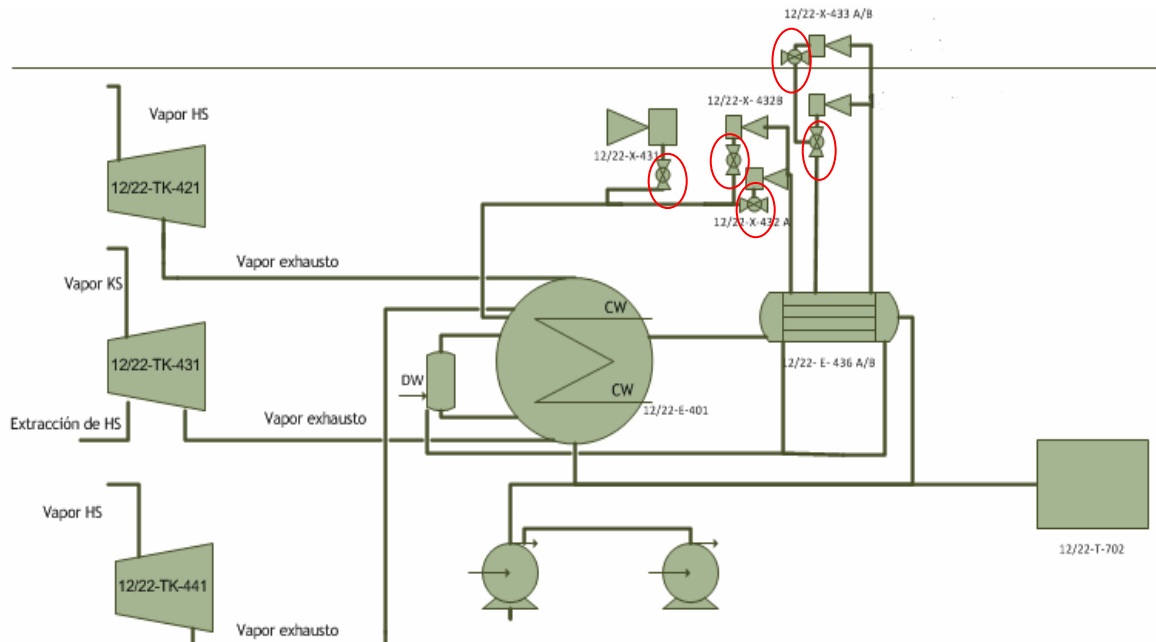


Figura 2.8. Esquema de la válvula de bloqueo entre el sistema y los eyectores de vapor

- Si la válvula es hermética, la entrada de aire calculada en ambas pruebas debe ser igual.
- Si la válvula no es hermética, los valores obtenidos en cada prueba serán diferentes en una cantidad igual a la entrada de aire por la válvula más el aire removido por el eyector, bajo las condiciones de presión existentes a través de la válvula.

Para una prueba confiable utilizando el método de despresurización, debe ser probado que la entrada de aire a través de la válvula de bloqueo en posición cerrada sea insignificante (AB. Progetti, 1999)

2.13.1. Procedimiento para verificar la hermeticidad en los eyectores

Medición de la entrada de aire:

La entrada de aire en un sistema de vacío puede ser determinada mediante una prueba de despresurización. Esta prueba se basa en el hecho que la entrada de aire en el sistema ocurre a una tasa constante, mientras la presión del sistema este por debajo de 0,53 veces de la presión atmosférica (0,52 kg/cm² / 7,35 psi / 380 mm Hg). La prueba usualmente se lleva a cabo con el sistema en vacío, pero es recomendable tener todos los equipos rotativos en operación para reproducir las fugas a través de los sellos. Se debe realizar con el sistema a temperatura ambiente y libre de cualquier líquido (AB Progetti, 1999).

Procedimiento:

1. Evacuar el sistema hasta alrededor de 125 mm Hg absolutos (0,17 kg/cm² / 2,42 psia) utilizando el eyector.
2. Cerrar la válvula de bloqueo entre el sistema y el eyector.
3. Cerrar inmediatamente el suministro de vapor al eyector.
4. Registrar la presión inicial del sistema.
5. Registrar el tiempo transcurrido para que la presión del sistema aumente de una manera apreciable o alcance los 380 mm Hg absolutos (0,52 kg/cm² / 7,35 psi), lo que ocurra primero.

Nota: Si el ingreso de aire es bajo, un incremento entre 0,5 -1,0 psia (0,04-0,07 kg/cm²) pudiera tomar un tiempo suficientemente largo para dar un estimado preciso de la entrada de aire, por ello la presión máxima observada para la prueba no debe ser superior a 380 mm Hg (0,52 kg/cm² / 7,35 psi).

Conociendo el volumen del sistema, presión inicial, presión máxima y tiempo transcurrido, la tasa de entrada de aire total al sistema puede ser calculada por la siguiente ecuación:

$$\text{kgaire/h} = \left(\frac{M}{R \times T} \right) \times \frac{V \times \Delta P}{t} \times \frac{60}{760} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

Donde:

R = constante universal de los gases (atm.l/Kmol)

M = masa molecular del aire (kg/kgmol)

T = temperatura (K)

V = volumen (m³)

ΔP = incremento de presión (mmHg)

t = tiempo (min)

2.14. Simuladores de proceso

Los programas de diseño de procesos asistidos por computadora, normalmente conocidos como simuladores de procesos, son utilizados por ingenieros químicos. Éstos paquetes están compuestos por un banco de datos, modelos de las propiedades físicas y modelos matemáticos de dimensionamiento y operación de equipos. Los extensos bancos de datos contienen información acerca de constantes y propiedades termofísicas y de transporte para cientos de sustancias, equipos, medidas de beneficio, costo de operación y capital. Los simuladores, contienen muchos modelos de reactores y operaciones unitarias que pueden ser usados para calcular los balances de materia y energía, evaluación y diseño de sistemas hidráulicos. Otros modelos calculan propiedades de mezclas, dimensionan equipos entre muchos otros cálculos. Constantemente, los simuladores de proceso son usados para llevar a cabo muchos tipos de cálculos a lo largo del diseño de un proceso, y es por ellos que están reemplazando los

modelos a escala piloto en muchos casos y están jugando un papel complementario en muchos casos.

Existen actualmente seis simuladores que son comúnmente usados en las industrias químicas, éstos son: aspen plus y dinaplus (aspen technology, inc.), hysys (aspentech ltd.), pro/II (simulation sciences, inc), chempcad (chemstations, inc) y unisym (honeywell).

2.14.1. Simulador de procesos Hysys

Hysys, es un programa de simulación de procesos que combina las poderosas características de simulación, familiares para ingenieros de procesos a nivel mundial, con la comodidad de una interfase gráfica para el usuario. Con este programa es posible construir y simular diagramas de flujo de procesos, que incluyen unidades como: columnas de destilación, compresores, reactores, mezcladores, intercambiadores de calor, entre otros. Éste programa, opera en forma de secuencias modulares, cada unidad se calcula por separado con los cálculos progresivos en forma de incremento de una unidad a otra.

El programa Hysys, tiene entre sus principales ventajas, minimizar el tiempo necesario para realizar cálculos; más aún, disminuir las fuentes de error humano generando de este modo resultados más precisos, que le permiten al ingeniero enfocarse en otras tareas tales como el conocimiento más profundo de lo que suceda en el proceso (Hyprotech, 2003).

2.14.2. Selección de paquetes de propiedades

El simulador de procesos Hysys, ofrece una variedad de modelos termodinámicos que pueden ser clasificados de acuerdo a sus características en:

- Modelos de ecuaciones de estado.
- Modelos de actividad.

- Modelo de Chao Seader – Grayson streed.
- Modelos de presiones de vapor.
- Misceláneos.

2.15. Determinación de los porcentajes de desviación

A través de la siguiente expresión, fueron obtenidos todos los porcentajes de desviación, que se calcularon para comparar los diferentes parámetros de éste proyecto.

$$\% \text{ Desviación} = \frac{V_{\text{teórico}} - V_{\text{experimental}}}{V_{\text{teórico}}} \times 100 \quad (\text{Ec. 3.10})$$

Donde:

$V_{\text{teórico}}$ = Valor reportado por la hoja de diseño.

$V_{\text{experimental}}$ = Valor resultante de cálculos o valor operacional

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DEL TRABAJO

3.1. Caracterización de las corrientes y equipos que conforman el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto

La primera etapa para el desarrollo del trabajo consistió en el levantamiento, recopilación y organización de información mediante el uso de textos, material técnico, diagramas de tuberías e instrumentación (P&ID), diagramas de flujo del proceso (PFD) y esquemáticos de FERTINITRO C.E.C, publicaciones de revistas especializadas, manuales y cualquier otro medio del cual se pudo extraer información relacionada con el tema en estudio, desarrollándose la evaluación del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor a las condiciones de operación y bases de diseño de cada uno de los equipos de la unidad.

En las Tablas 3.1 a la 3.8 se encuentran las condiciones de operación de la planta 12 durante el mes de mayo de 2010, tomadas del programa de datos históricos del proceso (PHD), se tomó éste mes como referencia debido a que fue el período de mayor producción en la historia de la planta. Por otra parte, las hoja de datos de diseño de los equipos que conforman el sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor se muestran en el Apéndice A.

Todo esto fue desarrollado, apoyado en visitas supervisadas a la planta, específicamente a las unidades 12 y 22 de producción de amoníaco, con la finalidad de obtener información en campo y diagnosticar la situación, lográndose la familiarización con el funcionamiento del sistema en cada tren de producción, posteriormente se realizaron los cálculos de los balances de masa y energía, pruebas de hermeticidad de los equipos con la ayuda del personal técnico y operadores de planta. Finalmente se elaboró la simulación del proceso, según sus

parámetros de diseño y operación para proponer opciones que aumentarán la eficiencia del sistema.

Tabla 3.1. Condiciones operacionales del condensador de superficie 12-E-401 en el lado coraza en planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	LADO CORAZA	
Fluido de circulación	STEAM	
Flujo total (kg/h)	181427,91	
Vapor (kg/h)	IN OUT	
	181427,91	181427,91
Temperatura (°C)	69,71	69
Presión interna (kg/cm ²)	0,31	

Tabla 3.2. Condiciones operacionales del condensador de superficie 12-E-401 en el lado tubos en planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	LADO TUBOS	
Fluido de circulación	Agua de enfriamiento	
Temperatura (°C)	entra	sale
	40,60	50,10
Presión interna (kg/cm ²)	5,00	
N° de tubos	3.192	
N° de paso por los tubos	1	

Tabla 3.3. Condiciones de operación de la primera etapa del condensador 12-E-436 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	ENTRADA	SALIDA
Fluido de circulación	VAPOR, AIRE	-
Flujo de aire (kg/h)	51	51
Flujo de vapor (kg/h)	606,92	63,99
Flujo de condensado (kg/h)	-	542,03
Temperatura (°C)	109	79
Presión interna (kg/cm ²)	0,48	1,03

Tabla 3.4. Condiciones de operación de la segunda etapa del condensador 12-E-436 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	ENTRADA	SALIDA
Fluido de circulación	VAPOR, AIRE	
Flujo de aire (kg/h)	51	51
Flujo de vapor (kg/h)	486,18	58
Flujo de condensado (kg/h)	0,00	428,18
Temperatura (°C)	115,00	75,00
Presión interna (kg/cm ²)	1,03	1,03

Tabla 3. 5. Condiciones de operación de los eyectores de vapor en la planta 12 durante el mes de mayo

ETAPA DE EYECTORES	12-X-432 A/B	12-X-433 A/B	12-X-431
Aire (kg/h)	25,5	25,5	116,77
Vapor de agua (kg/h)	133,46	63,99	55,46
Presión de succión (kg/cm ²)	0,311	0,72	0,311
Temperatura de succión (°C)	69	84,46	69
Presión de descarga (kg/cm ²)	0,48	1,04	0,51
Temperatura de descarga (°C)	115,00	125,00	135,33
Presión de vapor motriz (kg/cm ²)	3,55	3,55	3,55
Temperatura de vapor motriz (°C)	155,00	155,00	155,00

Tabla 3. 6. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12-TK-421 durante el mes de mayo

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	66.2 24,48	46,00	385,00
Vapor al condensador		0,304	69,56
Potencia (kw)	22.800		

Tabla 3. 7. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12- TK-431 durante el mes de mayo

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	187.64 8,91	111,00	510,00
Extracción (controlada)	99.052 ,93	45,00	110,00
Vapor al condensador	88.595 ,98	0,313	67,94
Potencia (kw)	12.468,00		

Tabla 3. 8. Condiciones de operación de la turbina de vapor 12- TK-441 durante el mes de mayo

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	26.6 07,45	45,00	385,00
Vapor al condensador	26.6 07,45	0,313	68,67
Potencia (kw)	4.068,00		

3.2. Cálculo de los balances de masa y energía del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto

3.2.1 Balances de masa

Basándose en la ley de conservación de la masa, se realizaron los balances másicos en los equipos totales de las turbinas de vapor (12/22- TK-421, TK-431 y TK-441), los intercambiadores de calor (12/22-E401 y 12/22-E-436) y los eyectores (12/22-X-431, 12/22-X-432 A/B y 12/22-X-433 A/B) así como el balance total del circuito de recuperación de condensados.

3.2.1.1 Eyectores de vapor

La cantidad de aire equivalente a 20 °C de los eyectores, según sus condiciones de operación durante el mes de mayo de 2010 en cada planta se muestran en la figura 3.1. Para el eyector de arranque de la planta 12 (12-X-431) se siguieron los siguientes pasos: De las tablas de vapor se obtuvo el valor de la presión de saturación del agua a la temperatura de 69 °C como se muestra en la figura B.2 del Anexo B obteniéndose como resultado un valor de 0,25 kg_f/cm² a (24,52 kPa). Se calculó la presión de los no condensables del sistema (prácticamente aire saturado) mediante la diferencia de la presión total (0,311 kg_f/cm²) y la de saturación del agua a 69 °C. Sustituyendo los valores en la ecuación 2.30 se obtuvo:

$$P_{aire} = 0,311 \text{ kg}_f / \text{cm}^2 - 0,25 \text{ kg}_f / \text{cm}^2$$

$$P_{aire} = 0,06 \text{ kg}_f / \text{cm}^2$$

Se empleó la ecuación 2.31 para el cálculo de los kg de vapor/h, tomando como referencia la cantidad de aire obtenida en la prueba de hermeticidad, debido a que se desea hacer un estimado de cuanto aire ingresa al sistema a través de

las fugas y las consecuencias que trae esto sobre el buen funcionamiento del proceso.

$$\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{h} = \frac{0,25 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \text{ a} \times 18 \text{ kg/kmol} \times 116,405 \text{ kg/h}}{0,311 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 \times 28,97 \text{ kg/kmol}}$$

$$\text{kg/h}_{\text{vapor}} = 58,14 \text{ kg/h}$$

Debido a que la ecuación del balance de masa no arrojó una solución satisfactoria, se elaboró una hoja de cálculo en el programa Microsoft Excel 2007, donde se empleó la herramienta Solver con la finalidad de obtener la cantidad de vapor necesaria que ingrese al eyector en cuestión, cumpliendo con las condiciones de saturación y la cantidad de aire equivalente tal como se muestra en la figura 3.1.

El flujo de aire equivalente a 20 °C del componente aire se calculó a partir de la ecuación 2.32 y el factor de corrección de la temperatura Ft se determinó a partir de la figura B.1 del Apéndice B, cuyos resultados se muestran en la figura 3.1, mediante una hoja de cálculo realizada en el programa Microsoft Excel 2007, empleando la herramienta solver para calcular el flujo de vapor en la planta 12, con respecto a la cantidad de aire equivalente según la presión y temperatura del sistema y el flujo de aire calculado en la prueba de hermeticidad de la planta.

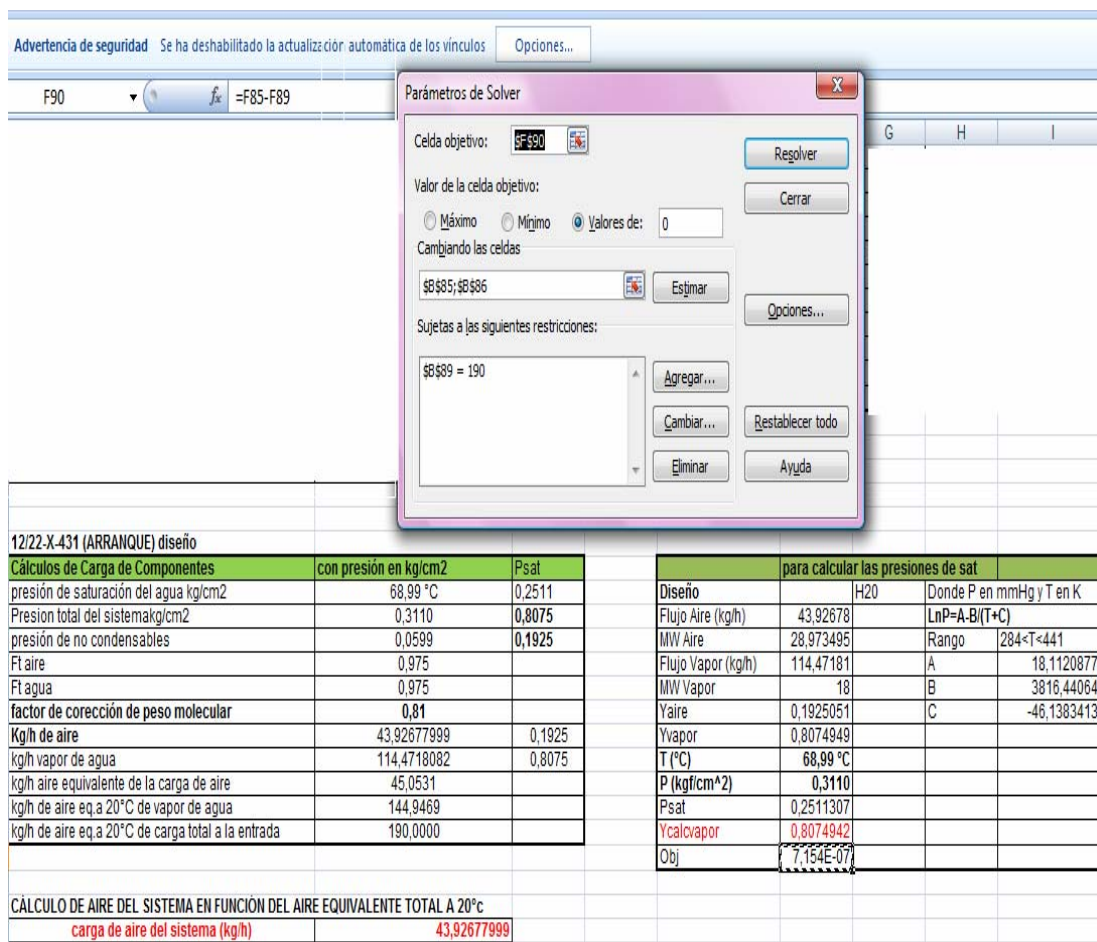


Figura 3. 1. Cálculo de la cantidad de vapor de agua para conocer la cantidad de aire equivalente a 20 °C de la carga total durante el mes de mayo en la planta 12

3.2.1.2 Balance total del sistema de condensación de vapor exhausto

Los balances de masa en los intercambiadores de calor, fueron elaborados en una hoja de cálculo del programa Microsoft Excel 2007 como se muestra en la figura 3.1, con la finalidad de comparar los valores de diseño que se encuentran en el Anexo A, con las condiciones de operación reportadas en las Tablas 3.1, hasta 3.7 y 4.1 a la 4.8 para las plantas 12 y 22 respectivamente, llevando a cabo el siguiente procedimiento. El cálculo del balance másico total se realizó mediante

la ecuación 2.17, como se muestra en la figura 3.1, obteniéndose los siguientes resultados:

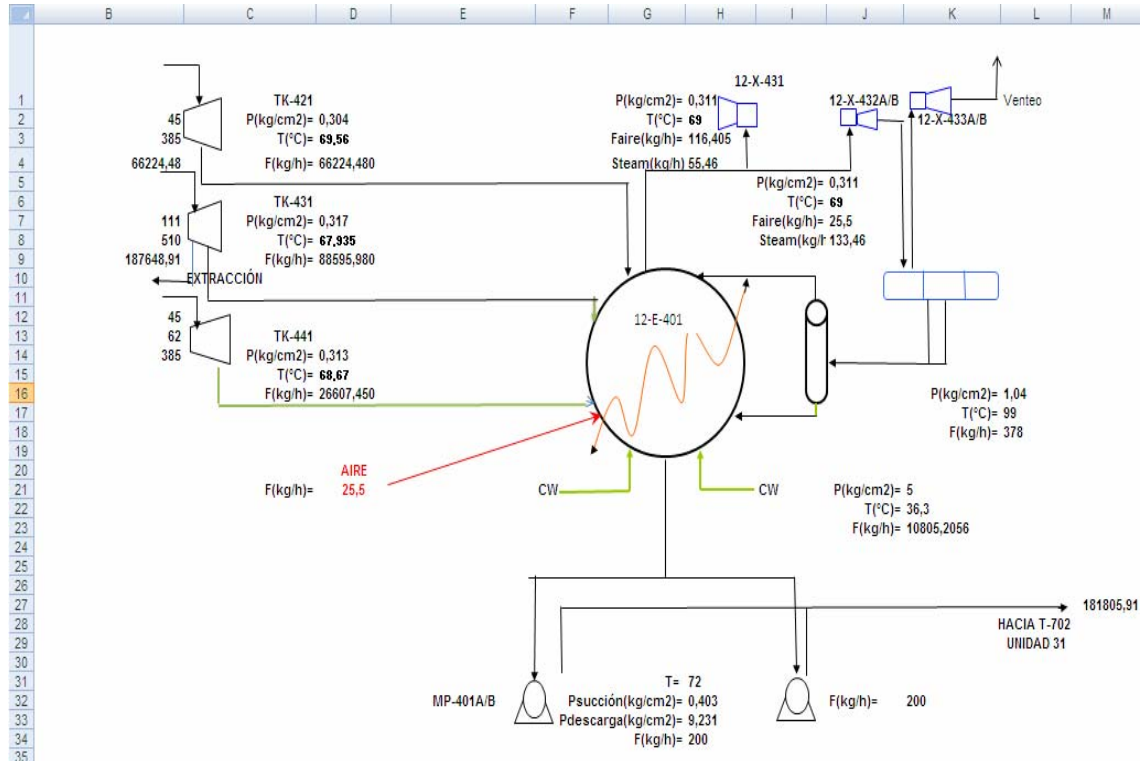


Figura 3.2. Hoja de Microsoft Excel mostrando el balance de masa del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor durante el mes de mayo de 2010 en la planta 12

Para conocer la presión de saturación a las condiciones de entrada y salida del condensador de superficie 12/22-E-401, se utilizó la ecuación de Antoine (ecuación 3.1) empleada para un rango de temperatura entre 284 K y 441 K. Luego se calcularon las fracciones volumétricas y molares de vapor y aire como se muestra a continuación.

La ecuación de Antoine viene dada por:

$$\ln P = \frac{A - B}{(T + C)} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

La ecuación de Antoine empleada, se ajusta a un rango de temperatura de 248 hasta 441 K.

Donde:

A, B y C= constantes de Antoine para el vapor de agua en el rango de temperatura empleado.

P = presión (mm Hg).

A = 18,3036

B = 3816,44

C = -46,13

Las fracciones molares y volumétricas se comparan mediante la siguiente relación:

$$y = \frac{V_i}{V} = \frac{N_i}{N} = \frac{P^{sat}}{P} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Con la ecuación 3.1 se calculó la presión de saturación del flujo que sale del condensador de superficie hacia la primera etapa de los eyectores:

$$P_{sat} = \frac{(e^{\frac{(18,3036 - 3816,44)}{((69+273,15)+(-46,13))}})}{735,561}$$

$$P_{sat} = 0,304 \text{ kg/cm}^2$$

El balance de masa, realizado para la planta 22 del sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor, se encuentra en la figura 4.9.

A continuación se muestran las tablas 3.10 hasta la 3.15, donde se encuentran los valores de presión de saturación calculados para las condiciones de los flujos de entrada y salida al condensador de superficie en la planta 12, durante el mes de mayo de 2010.

Tabla 3. 9. Condiciones de los flujos desde el condensador de superficie 12-E-401 hacia los eyectores durante el mes de mayo en la planta 12

CARACTERÍSTICAS	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	141,905
Flujo Vapor (kg/h)	188,92
Y_{aire}	0,11
Y_{vapor}	0,89
T (°C)	69
P (kgf/cm ²)	0,31
P^{sat}	0,30
$Y_{\text{calculada vapor}}$	0,97
% desviación	8,67

Tabla 3. 10. Condiciones del condensado enviado desde 12-E-401, hacia las bombas en la planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	SALIDA
T (°C)	70,40
P (kgf/cm ²)	0,40
Flujo de condensado	181.805,91
Y_{agua}	1,00

Tabla 3. 11. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-421 en la planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	0,00
Flujo Vapor (kg/h)	66224,48
Y_{vapor}	1,00
T (°C)	69,56
P (kgf/cm ²)	0,30
P^{sat}	0,31
Y calculada vapor	1,00
% desviación	0

Tabla 3. 12. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-431 en la planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	0,00
Flujo Vapor (kg/h)	88595,98
Y_{vapor}	1,00
T (°C)	67,93
P (kgf/cm ²)	0,31
P^{sat}	0,29
Y calculada vapor	0,96
% de desviación	0,04

Tabla 3. 13. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-441 en la planta 12 durante el mes de mayo

CARACTERÍSTICAS	SALIDA
Flujo Vapor (kg/h)	26607,45
Y_{vapor}	1,00
T (°C)	68,67
P (kgf/cm ²)	0,31
P^{sat}	0,30
Y calculada vapor	0,96
% desviación	0,04

Tabla 3. 14. Balance de masa del inter condensador (12-E-436 A)

Diseño	ENTRADA	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	51	51
Flujo Vapor (kg/h)	606,92	63,99
Flujo condensado (kg/h)	-	542,03
Y_{aire}	0,03	0,05
Y_{vapor}	0,97	0,10
$Y_{\text{condensado}}$	-	0,84
T (°C)	115,00	79,00
P (kgf/cm ²)	0,48	1,03
P^{sat}	1,70	0,46
Y calcvapor	2,99	0,45
% de desviación	67,55	77,77

Tabla 3. 15. Balance de masa del after condensador (12-E-436 B)

Diseño	ENT RADA	SALI DA
Flujo Aire (kg/h)	51	51
Flujo Vapor (kg/h)	486,18	58
Flujo de condensado (kg/h)	-	428,00
Y _{aire}	0,06	0,02
Y _{vapor}	0,94	0,00
Y _{condensado}	-	0,83
T (°C)	115,00	75,00
P (kgf/cm ²)	1,03	1,03
Psat	1,72	0,39
Y _{calc} vapor	1,67	0,38
% desviación	43,89	90,90

3.2.2 Balances de energía

3.2.2.1 Condensador de superficie E-401

Para el condensador de superficie 12/22-E-401 el balance energético según la ecuación 2.18 viene dado por la expresión 3.3:

$$\sum m_{\text{Entrada}} \times h_{\text{Entrada}} = \sum m_{\text{Salida}} \times h_{\text{Salida}} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Sustituyendo los valores de diseño para el condensador de superficie utilizando los valores mostrados en las Tablas 3.1 y 3.2, así como las entalpías de vapor y líquido saturado, asumiendo además que no hay pérdidas de calor en las fronteras del intercambiador se obtiene el flujo másico del agua de enfriamiento empleada:

$$m_{\text{coraza}} \times (h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})_{\text{lado coraza}} = m_{\text{tubos}} \times (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}})_{\text{lado tubos}}$$

$$m_{\text{Tubos}} = \frac{m_{\text{Coraza}} \times (h_{\text{entrada}} - h_{\text{salida}})}{(h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}})}$$

Con los valores del condensador de superficie 12-E-401 se obtuvo:

$$\dot{m}_{\text{Tubos}} = \frac{181805,91 \text{ kg/h} \times (2633,66 - 298,71) \text{ kJ/kg}}{(197,83 - 168,79) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{\text{Tubos}} = 14618034,08 \text{ kg/h}$$

La transferencia de calor del vapor al agua viene dada por:

$$Q_{\text{transferido}} = m_{\text{coraza}} \times (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$Q = (181805,91 \text{ kg/h}) \times ((298,71 \text{ kJ/kg}) - (2633,66 \text{ kJ/kg}))$$

$$Q = -(424507709,6 \text{ kJ/h} / 3600 \text{ s} = -117918,81 \text{ kW})$$

3.2.2.2 Turbina de vapor 12-TK-421

El balance de energía en las turbinas de vapor, se realizó mediante la ecuación 2.18., sustituyendo los valores para calcular el trabajo ejercido por la turbina 12/22-TK-421 se tiene:

$$Q - W = (66224,48 \text{ kg/h}) \times ((3167,23 \text{ kJ/kg}) - (2612,37 \text{ kJ/kg}))$$

$$Q - W = 36745314,97 \text{ kJ/h} = 10207,03 \text{ kW}$$

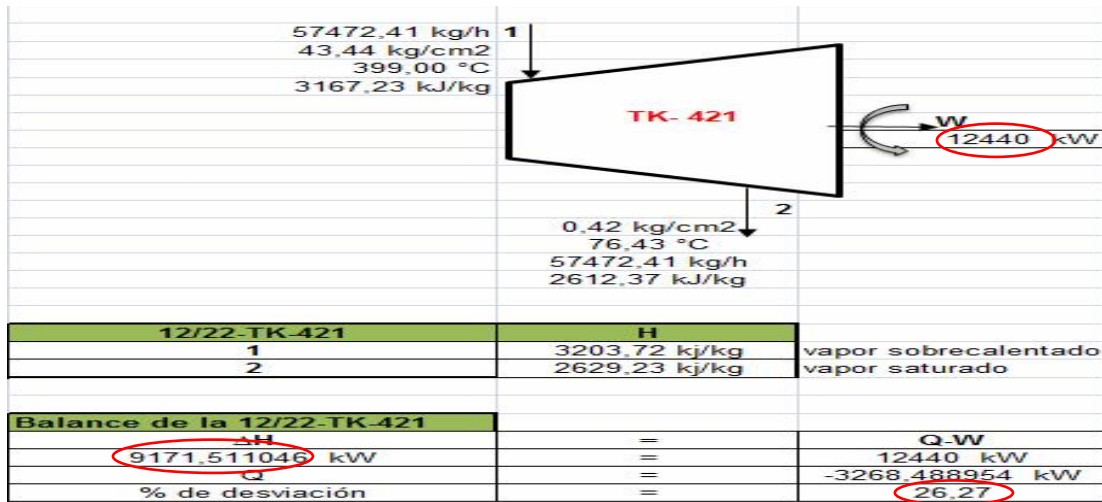


Figura 3. 3. Hoja de cálculo mostrando el balance en la 12-TK-421 de la planta 12 durante el mes de mayo

De igual manera se realizaron los cálculos para las turbinas de vapor restantes (12/22-TK-431 y 12/22-TK-441), para la planta 22, toda ésta información se muestra en las figuras 4.14 hasta la 4.18 del capítulo 4.

3.2.2.3 Eyector de arranque 12-X-431

Para el estudio teórico de los eyectores se supuso que los procesos de compresión y expansión de la tobera y el difusor, son isentrópicos y que la cámara de mezcla está a la presión de aspiración, mostrándose el balance energético en la figura 3.5.

La ecuación 2.18 para el estudio de una tobera, viene dada por:

$$(h_1 - h_2) = \left(\frac{V_2^2}{2}\right) - \left(\frac{V_1^2}{2}\right) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$V = \frac{m \times \bar{v}}{A} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$A = \pi \times \frac{d^2}{4} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Tomando en cuenta las entradas del fluido de proceso y fluido motriz al eyector se realiza el balance de energía en cada una de las secciones que lo conforman como se muestra en la figura 3.4:

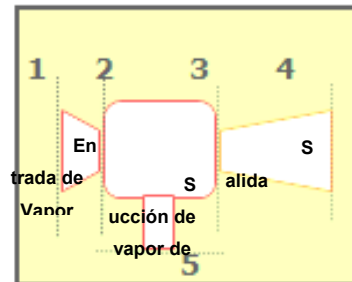


Figura 3. 4. Funcionamiento del eyector vapor-aire

Donde:

V_1 = velocidad a la entrada de la tobera (m/s)

V_2 = velocidad a la salida de la tobera (m/s)

m = flujo másico de la tobera (kg/s)

A = área de la tobera (m^2)

d = diámetros de la tobera (m)

\bar{v} = volumen específico (m^3/kg)

h_1 = entalpía a la entrada de la tobera (kJ/kg)

h_2 = entalpía a la salida de la tobera (kJ/kg)

h_3 = entalpía a la entrada del difusor (kJ/kg)

h_4 = entalpía a la salida del difusor (kJ/kg)

h_5 = entalpía del vapor de proceso (kJ/kg)

El balance de energía en el difusor se calculó por la ecuación 3.5, tomando en cuenta que se trata de una mezcla vapor-aire.

$$(h_4 - h_3) = \left(\frac{V_3^2}{2}\right) - \left(\frac{V_4^2}{2}\right)$$

El balance en la cámara de mezcla, se realizó reduciendo la ecuación 2.18 a:

$$(h_2 \times m_2) + (h_5 \times m_5) = (h_3 \times m_3) \quad (\text{Ec. 3.8})$$

El balance energético total alrededor del eyector, permite escribir la ecuación:

$$y \times h_1 + h_5 = (1 + y) \times h_4 \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

$$y = (\text{caudal másico motor}) / (\text{caudal másico arrastrado})$$

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
119,16 kJ/kg	=	119,14 kJ/kg	129,81 kJ/s	=	129,89 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	%	=	-0,06
%	=	0,01	Q (kw)	=	-0,08
calor que sale de la tobera (kcal/h)		-5,98	calor que sale de la cámara (kcal/h)		-69,66
h4-h3			h1+h5=h4		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
47,58 kJ/kg	=	47,57 kJ/kg	135,43 kJ/s	=	135,97 kJ/s
%	=	0,02	%	=	-0,40
Q (kw)	=	0,00	Q (kw)	=	-0,54
calor que sale del difusor (kcal/h)		-1,10	calor total (kcal/h)		-461,93

Figura 3. 5. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía del eyector de arranque de la planta 12 (12-X-431)

Los balances de energía para los eyectores según los parámetros de diseño se presentan en el Apéndice B, mientras que los balances realizados con los datos de operación para cada planta durante el mes de mayo, se muestran en las figuras 4.13 hasta 4.17 del capítulo 4.

3.3 Verificación de la hermeticidad del sistema de condensación al vacío

3.3.1 Medición de entrada de aire

La medición de la entrada de aire en el sistema de vacío se determinó realizando una prueba de presurización, basada en la premisa de que: la entrada de aire en el sistema ocurre a una tasa constante, mientras la presión esté por debajo de 0,53 veces la presión atmosférica ($0,52 \text{ kg/cm}^2$). La prueba se llevó a cabo con el sistema en vacío, y con el equipo rotativo (la bomba P-401 A/B) en operación lográndose así reproducir las fugas a través de los sellos.

Conociendo el volumen del sistema, la presión inicial y el tiempo transcurrido hasta alcanzar $0,52 \text{ kg/cm}^2$, la tasa de entrada de aire al sistema se calculó por la ecuación 2.25.

3.3.2 Procedimiento para el acondicionamiento del sistema

Una vez detenido el suministro de vapor hacia la turbina (TK-421) se mantuvieron los eyectores (X-431, X-432 A/B y X-433 A/B) alineados con la finalidad de evacuar el aire del sistema hasta que se alcanzó una presión estable de alrededor de $0,15 \text{ kgf/cm}^2\text{a}$. Cumpliendo con lo siguiente:

- El vapor de baja presión LS a los sellos de las turbinas se mantuvo alineado para evitar ingreso de aire al sistema de vacío por esa vía.
- Se conservó alineada el agua de enfriamiento hacia el condensador de superficie E-401.
- El nivel del E-401 se mantuvo con un *set-point* de 50 % en el controlador de nivel LIC-4001 (se bloqueó LV-4001A y LV-4001B en caso de no lograr mantener en nivel se debe reponer con agua demi).
- Se recirculó el sistema manteniendo en servicio la bomba P-401 A/B y ajustando el *set-point* del FIC-4001 a 180 ton/h para asegurar el flujo de condensado

lado tubos en el E-436. Esta condición se mantuvo por espacio de aproximadamente 4 h asegurándose que el condensado estaba a la temperatura del medio ambiente.

- Se verificó la temperatura del condensado en el E-401 a través del TI-4052 y con un pirómetro portátil apuntando sobre la superficie de la línea de condensado hacia la P-401 que se encuentre en servicio. Si la temperatura del condensado se aproxima a la temperatura ambiente (alrededor de 38 °C) las condiciones serán adecuadas para iniciar la prueba de hermeticidad.

3.3.3. Pruebas de hermeticidad

Una vez acondicionado el sistema siguiendo los pasos descritos previamente, se llevaron a cabo 2 pruebas de hermeticidad. Se procedió de la siguiente manera:

1. Se verificó que nivel en el E-401 fuera 50% (LIC-4001) y el flujo de recirculación de 180 ton/h (FIC-4001).
2. Se cerraron las válvulas de bloqueo entre el sistema (E-401) y los eyectores (X-431, X-432 A/B y X-433 A/B) como se muestra en la figura 3.5.
3. Se cerró inmediatamente el suministro de vapor hacia los eyectores (X-431, X-432 A/B y X-433 A/B); registrándose la hora de bloqueo de los eyectores al panel de control. Se registró también la presión inicial del sistema y el tiempo transcurrido hasta que dicha presión alcanzó 0,53 kg/cm². (Tiempo estimado 35 min)
4. Se esperó hasta que la presión del sistema se equilibró con el ambiente (aprox. 1,03 kg/cm²a, tiempo estimado 1 h). Una vez alcanzado este punto concluyó la primera prueba.

Para realizar la segunda prueba, se colocaron nuevamente en servicio los eyectores (de acuerdo al procedimiento operacional estipulado) y se evacuó el aire del sistema hasta alcanzar una presión de 0,15 kgf/cm²a.

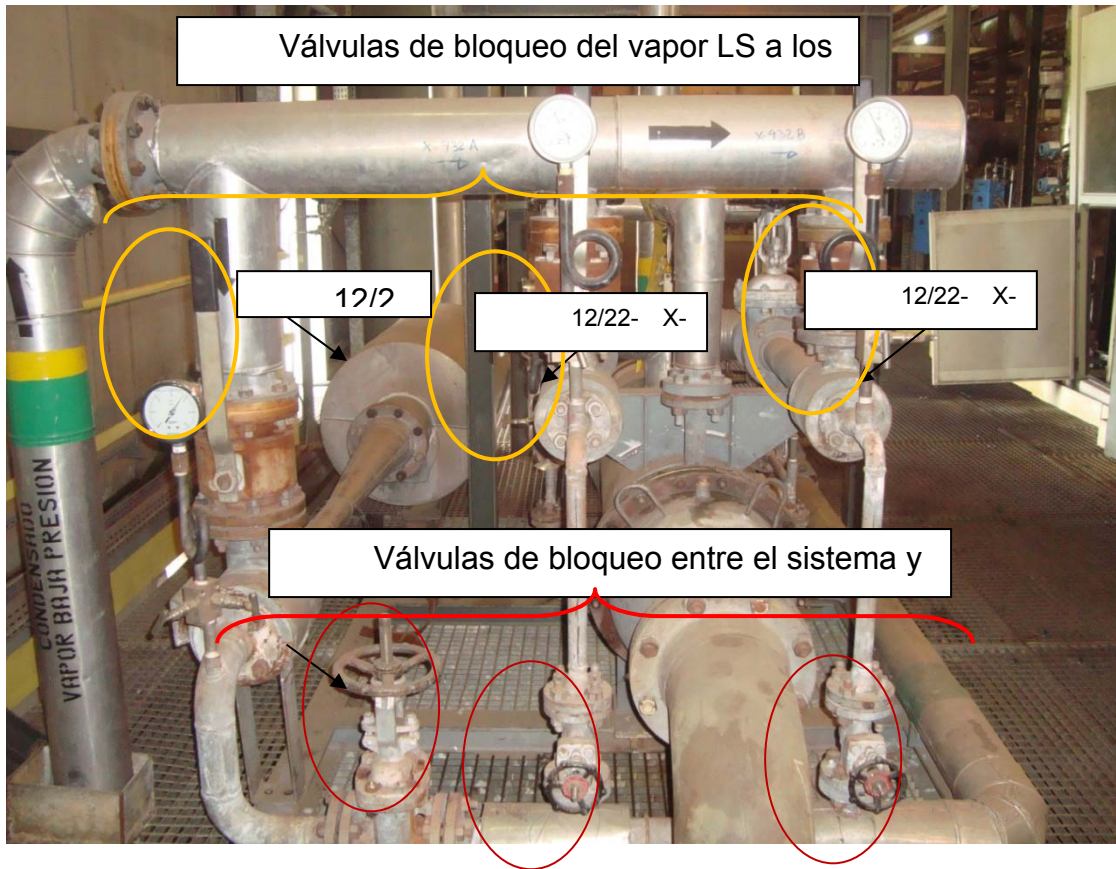


Figura 3. 6. Válvulas de bloqueo entre el condensador de superficie y los eyectores de vapor

Una vez estabilizada la presión alrededor de $0,15 \text{ kgf/cm}^2\text{a}$. Se inició la segunda prueba de hermeticidad bloqueando las líneas de proceso hacia los eyectores, pero se mantuvo alineado el vapor motriz hacia los mismos. Para esto se tuvieron que repetir los pasos 1, 2, y 4 descritos para la prueba 1 reportando la hora de bloqueo de los eyectores al panel de control.

Los resultados de los kg/h de aire que entran y salen del sistema obtenidos en ambas pruebas se muestran en las tablas 4.14 y 4.15 para la planta 12 y 4.16, 4.17 para la planta 22. Las curvas de hermeticidad del condensador de superficie

12/22 E-401 y de desempeño del eyector de arranque 12/22-X-431 se muestran en las figuras 4.19 a la 4.21.

3.3.4 Validación de la prueba de hermeticidad

Los resultados obtenidos en la prueba se validaron, verificando la hermeticidad de las válvulas de bloque entre el sistema y los eyectores (lado proceso). Para esto se realizaron 2 pruebas: en la primera, se bloqueó tanto la línea de proceso como el vapor a los eyectores; en la segunda, sólo se bloqueó la línea de proceso, manteniendo vapor de baja presión LS alineado a los eyectores. Una vez realizadas las pruebas se verificó lo siguiente:

- a) Si las válvulas de aislamiento entre el sistema y los eyectores son herméticas, la entrada de aire calculada en ambas pruebas será igual.
- b) Sin embargo, como las válvulas no son herméticas, los valores obtenidos en cada prueba arrojaron diferentes resultados. Esta diferencia corresponde a la entrada de aire al sistema a través de los puntos de fuga, menos el aire removido por los eyectores dadas las condiciones que dificultan el buen aislamiento de las válvulas.

3.4. Propuestas que mejoren el sistema empleando el simulador de procesos Hysys

Hysys, es un programa de simulación de procesos comercializado por ASPENTECH, fue empleado en su versión 3.2 para simular el sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor, con los parámetros de diseño, y de operación de ambas plantas (12 y 22). Todo esto con la finalidad de comparar el funcionamiento de ambos trenes de producción y determinar el origen de los problemas que provocan el mal desempeño de los equipos, además de realizar las propuestas necesarias para mejorar las

condiciones de operación y lograr recuperar la mayor cantidad de condensado empleado como agua de calderas.

El primer paso para elaborar la simulación planteada, fue definir los componentes puros presentes en el sistema, los cuales son: agua y aire tal como se muestra en la figura 3.5, luego se procedió a elegir el paquete termodinámico. Se seleccionó el modelo ideal (debido a las características del fluido manejado). Los parámetros de presión, temperatura y cantidad de flujo, se determinaron mediante el programa PHD (data histórica del proceso).

Se realizaron tres simulaciones, con el objetivo de comparar los parámetros de diseño con la operación actual de cada planta. En primera instancia se mezclaron, las 3 corrientes provenientes de las turbinas de vapor (12/22-TK-421, 12/22-TK-431, 12/22-TK-441), con la finalidad de enviar dicha mezcla hacia el condensador de superficie E- 401. Es importante destacar que se empleó una corriente de aire limpio ingresada al mezclador de corrientes, con el fin de incluir la cantidad de aire necesaria en el proceso. El condensador de superficie, fue simulado mediante un separador líquido – vapor con una extracción de calor desconocida, cuyo valor se calculó a través de la herramienta iterativa Adjust, lográndose determinar la magnitud del desprendimiento de calor con respecto a una variable conocida, en este caso el flujo de vapor enviado hacia la primera etapa de eyección.

En cuanto a los eyectores de vapor, debido a que estos equipos no se encuentran dentro de las opciones que ofrece el simulador, se emplearon tres equipos para llevar a cabo el funcionamiento de éste.

Se utilizó un mezclador de corrientes, con el objetivo de unir las corrientes de vapor motriz (LS) y vapor de proceso que ingresan al equipo, el producto del mezclador se envió hacia compresor, lográndose el aumento de presión requerido, pero con una temperatura mayor a la deseada, por lo que para cumplir con el

proceso de eyección se empleó un enfriador, para disminuir la temperatura proveniente del compresor para cumplir así el procedimiento realizado por los eyectores de vapor. Para las dos etapas del condensador 12/22-E436, se emplearon intercambiadores de tubo y coraza intercalados después de la primera y de la segunda etapa de eyección, el diagrama de la simulación realizada se muestra en la figura 3.6.

Durante el estudio de los resultados del simulador de procesos empleado, se plantearon diferentes opciones en busca de aumentar la eficiencia del sistema, las cuales se muestran en la sección 4.5.

Todos los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas, se compararon con los valores de diseño, y se calcularon los porcentajes de desviación como se muestra a continuación para la cantidad de condensado enviado al tanque T-702 en la planta 12.

$$\% \text{ Desviación} = \left(\frac{180000 \text{ kg/h} - 181805 \text{ kg/h}}{180000 \text{ kg/h}} \right) \times 100 = 1,002 \%$$

3.5 Selección de la opción más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica

Luego de evaluar el sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas, se realizó la simulación del proceso según sus parámetros de diseño y operación de las plantas 12 y 22, comparándose ambos casos como se muestra en las tablas 4.18 y 4.19. Y se llevaron a cabo las simulaciones del proceso según las propuestas planteadas, con la finalidad de seleccionar la opción más adecuada para aumentar la eficiencia de los equipos y lograr la mayor cantidad de condensado con el menor desperdicio de energía posible.

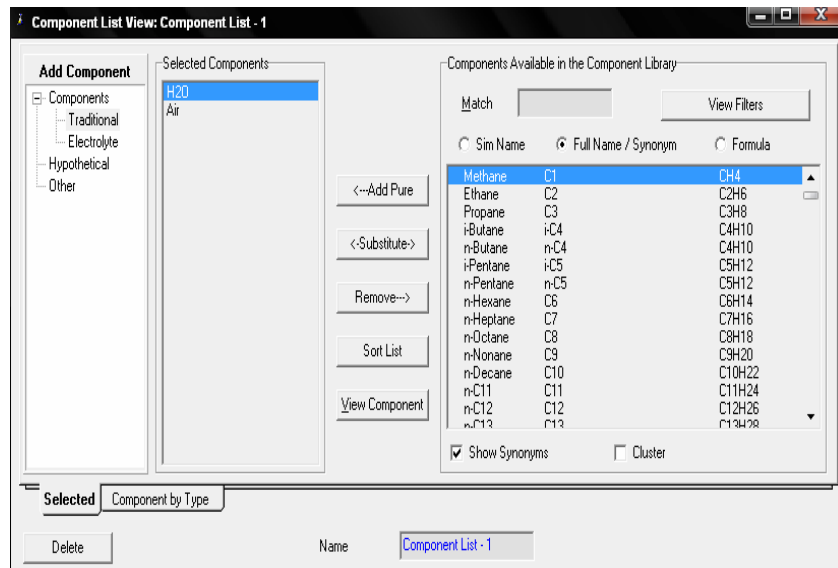


Figura 3. 7. Lista de componentes definidos en el simulador Hysys 3.2

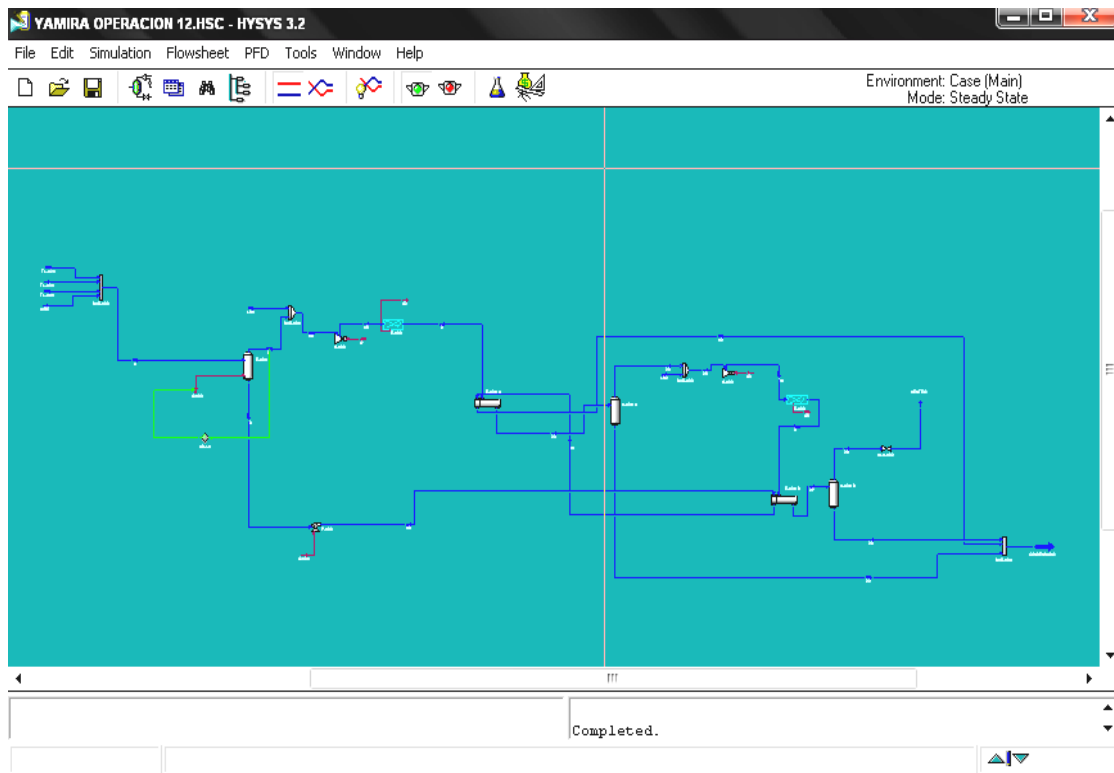


Figura 3. 8. Diagrama de flujo del sistema en el simulador

CAPÍTULO 4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Mediante la evaluación del sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor, se determinaron las causas de la elevación de la presión, además de su efecto sobre la eficiencia del condensador de superficie (12/22- E-401) y las etapas de eyección, planteándose las opciones necesarias para corregir el problema, mediante el desarrollo de un estudio térmico y la verificación de la hermeticidad del sistema de turboexpansión.

4.1 Caracterización de las corrientes y los equipos involucrados en el sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor

En las figuras 4.1 hasta la 4.6, se muestra la variación de la presión del vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor en las plantas 12 y 22, durante el mes de mayo de 2010, ya a que durante este período se registro una operación estable en ambas plantas además de ser uno de los meses de mayor producción en la historia de la planta. Por otra parte, en las Tablas 4.1 hasta 4.8 se encuentran las condiciones de operación de los equipos en la planta 22 para éste período, mostrándose el aumento en la presión de vacío y la presencia de aire en el proceso de recuperación de condensado.

Al analizar las condiciones de operación del vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor en las plantas de producción de amoníaco, (12 y 22) en las figuras 4.1 hasta la 4.3. Se encontró que en comparación con el valor de diseño para la presión de vacío ($0,20 \text{ kg/cm}^2$), la planta 12 se encuentra operando en un rango de presión mayor ($0,31 \text{ kg/cm}^2$), representado una fuente de ineficiencia en el sistema de recuperación de calor y condensado de las turbinas del proceso.

Ésto se traduce, en un incremento del consumo energético de la planta en la unidad 12, expresado en toneladas de vapor requerido por tonelada de amoníaco producido, y un gasto adicional de recursos para el tratamiento y producción de agua de calderas por concepto de pérdidas de vapor hacia el medio ambiente.

Además, pese a que la presión de entrada del vapor HS y KS a las turbinas de vapor (12/22-TK-421, 12/22-TK-431,12/22-TK-441) registrada durante su operación normal es menor a la establecida en el diseño, y la potencia consumida por cada tmph de vapor expandido se encuentra por encima de lo estipulado, éstas actualmente no logran expandir el vapor hasta la presión de vacío requerida ($0,2 \text{ kg/cm}^2$) por el condensador de superficie (12/22-E-401), ocasionando la disminución de su eficiencia debido a que el intercambio de calor que se lleva a cabo entre el agua de enfriamiento y el vapor exhausto proveniente de las turbinas que ingresa al condensador no es suficiente para generar la cantidad de condensado necesaria. Cabe destacar, que el efecto más importante de la elevación de ésta presión, provoca que desde el 12/22-E-401 se envíe mayor flujo de la mezcla aire – vapor hacia los eyectores, provocando así un aumento en su presión de descarga y su capacidad, por lo que actualmente se encuentran en funcionamiento el eyector de arranque y los dos eyectores de las etapas de eyección, siendo mayor el gasto energético y aún así no lográndose los valores adecuados de operación.

Por su parte, planta 22, (figuras 4.4 hasta 4.6) se encuentra en mejor estado, debido a que su presión de operación es de 0,19 cuyo porcentaje de desviación con respecto al valor de diseño es menor al 3%. No obstante, igual que en la planta 12, en la 22 se encuentran operando todos los eyectores, causando también un incremento en el consumo de energía.

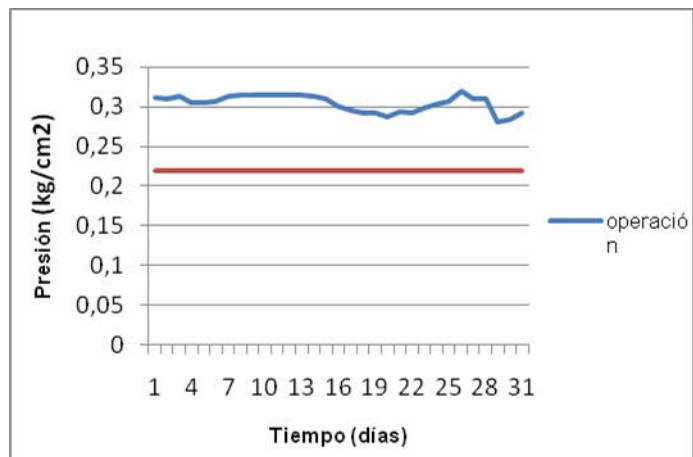


Figura 4. 1. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-421 durante el mes de mayo de 2010

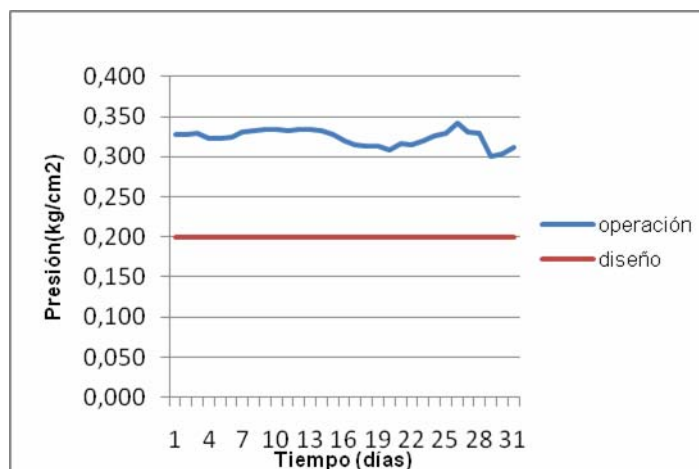


Figura 4. 2. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-431 durante el mes de mayo de 2010

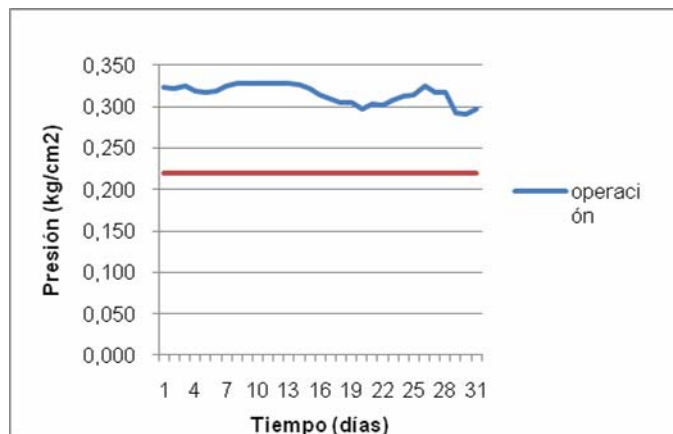


Figura 4. 3. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 12-TK-441 durante el mes de mayo de 2010

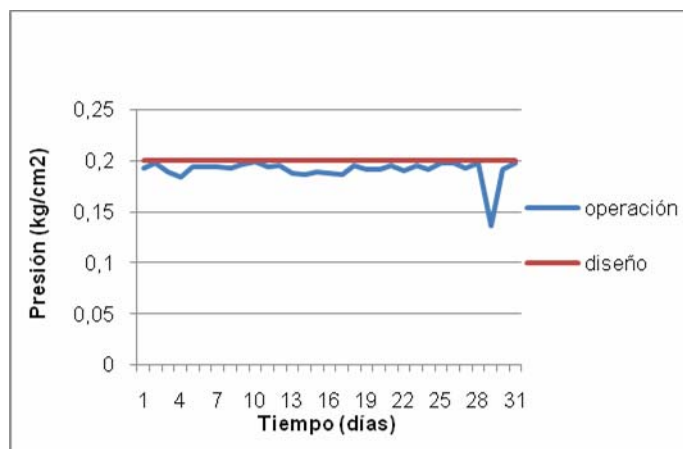


Figura 4. 4. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-421 durante el mes de mayo de 2010

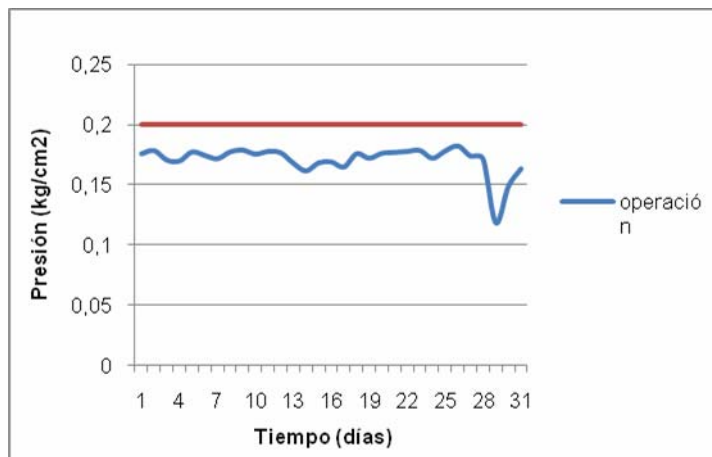


Figura 4. 5. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-431 durante el mes de mayo de 2010

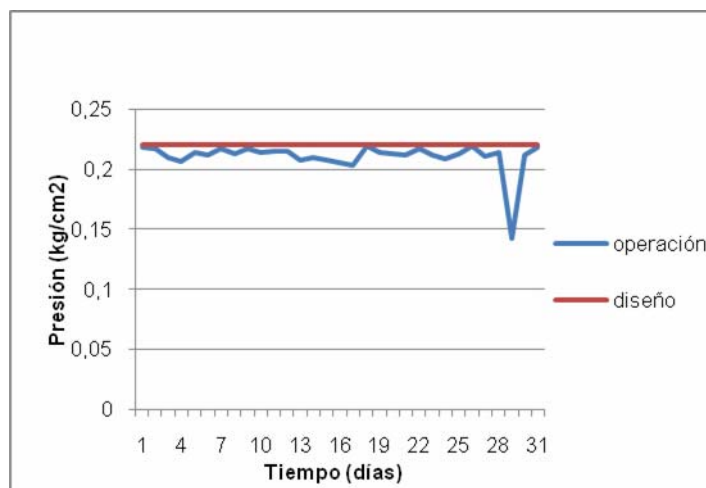


Figura 4. 6. Condiciones del vapor exhausto proveniente de la turbina 22-TK-441 durante el mes de mayo de 2010

Tabla 4. 1. Datos operacionales promedio tomados durante el mes de mayo al en el condensador de superficie 22-E-401 lado coraza en planta 22

CARACTERÍSTICAS	LADO CORAZA	
Fluido de circulación	vapor	
Flujo total (kg/h)	168001,99	
Vapor (kg/h)	IN	OUT
Vapor (kg/h)	168001,99	168001,99
Temperatura (°C)	64	62
Presión interna (kg/cm ²)	0,19	

Tabla 4. 2. Datos operacionales promedio tomados en el mes de mayo al condensador de superficie 12-E-401 lado tubos en planta 22

CARACTERÍSTICAS	LADO TUBOS	
Fluido de circulación	Agua de enfriamiento	
Agua de enfriamiento (m ³ /h)	11025720,00	
	entra	sale
Temperatura (°C)	40,60	49,10
Presión interna (kg/cm ²)	5,00	

Tabla 4. 3. Promedio de los datos de operación de la primera etapa del condensador 22-E-436 durante el mes de mayo en la planta 22

CARACTERÍSTICAS	ENTRADA	SALIDA
Fluido de circulación	vapor, aire	-
Flujo de aire (kg/h)	157,70	157,70
Flujo de vapor (kg/h)	687,91	76,42
Flujo de condensado (kg/h)	-	610,89
Temperatura (°C)	122,5	69,3
Presión interna (kg/cm ²)	0,34	1,04

Tabla 4. 4. Promedio de los datos de operación de la segunda etapa del condensador 22-E-436 durante el mes de mayo en la planta 22

CARACTERÍSTICAS	ENTRADA	SALIDA
Fluido de circulación	vapor, aire	
Flujo de aire (kg/h)	51	51
Flujo de vapor (kg/h)	416,42	60,50
Flujo de condensado (kg/h)	0,00	355,92
Temperatura (°C)	188,00	
Presión interna (kg/cm ²)	3,87	

Tabla 4. 5. Datos de operación de los eyectores de vapor durante el mes de mayo en la planta 22

Etapa	22-X-432 A/B	22-X-433 A/B	22-X-431

Aire (kg/h)	25,5	25,5	106,27
Vapor de agua (kg/h)	102,07	38,21	143,77
Presión de succión (kg/cm ²)	0,22	0,48	0,22
Temperatura de succión (°C)	62	69,3	62
Presión de descarga (kg/cm ²)	0,40	1,02	0,40
Temperatura de descarga (°C)	155,43	188	106,33
Presión de vapor motriz (kg/cm ²)	3,45	3,51	3,51
Temperatura de vapor motriz (°C)	155	155	155

Tabla 4. 6. Condiciones promedio de la turbina de vapor 22-TK-421 tomadas durante el mes de mayo en planta 22

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	58.9 5,57	44	382,00
Vapor al condensador	58.0 95,57	0,191	62
Potencia (kw)	12.468		

Tabla 4. 7. Condiciones de operación promedio de la turbina de vapor 22- TK-431 durante el mes de mayo en la planta 22

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	172.047,34	110	510
Extracción (controlada)	84.458,26	45	110

Vapor al condensador	87.589,08	0,18	62
Potencia (kw)	12.468		

Tabla 4. 8. Condiciones de operación promedio de la turbina de vapor 22-TK-441 durante el mes de mayo en planta 22

DATOS	FLUJO (kg/h)	PRESIÓN (kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)
Admisión de vapor	22.319,34	45	385
Vapor al condensador	22.319,34	0,21	62
Potencia (kw)	4.068		

4.2 Cálculo de los balances de masa y energía del sistema de condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor

4.2.1 Balances máxicos

Luego de realizar los balances máxicos de cada uno de los equipos que conforman el sistema de recuperación de condensados y total del sistema, se comprobó que actualmente los eyectores de vapor de la planta 12 manejan una cantidad de aire mayor a la reportada en su hoja de diseño, lo cual se puede apreciar en la figura 4.7, donde se muestran las curvas de operación entre la condición actual y la de diseño de las 2 etapas de eyección, por otra parte en las tablas 4.9 y 4.10, se encuentra el balances máxicos calculados con los datos de operación durante el mes de mayo de 2010 de las plantas 12 y 22 respectivamente.

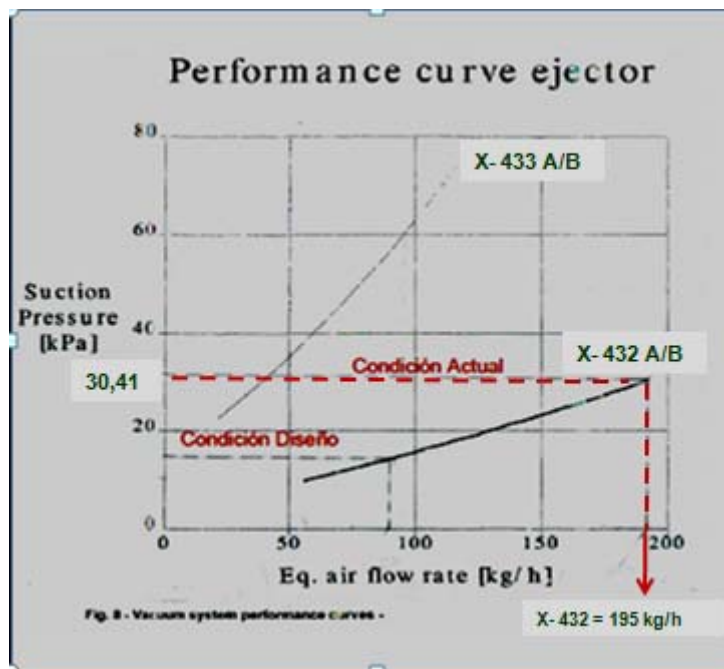


Figura 4. 7. Curva de operación de los eyectores de vapor.

Para calcular la cantidad de vapor succionada por cada uno de los eyectores de las plantas en estudio, (mostradas en las tablas 4.9 y 4.10) se leyó en la figura 4.7 la cantidad de aire equivalente a la presión de operación para cada etapa de eyección en la planta 12 y 22, tomando como referencia la cantidad de aire que es succionada en cada planta según los resultados de la pruebas de hermeticidad que se muestran en las tablas 4.14 a la 4.17, obteniéndose una mayor cantidad de vapor que entra a los eyectores en cada planta, lo que ocasiona el aumento de la presión de descarga de éstos.

Tabla 4. 9. Balance de masa de las 2 etapas de eyección según sus condiciones de operación actual en planta 12

Condiciones	X-432 A/B	
-------------	--------------	--

		X-433 A/B
Presión de saturación del agua a 68 y 70°C respectivamente (kg/cm ²)	0,289	0,316
Presión total del sistema (kg/cm ²)	0,31	0,72
Presión de no condensables (kg/cm ²)	0,01	0,07
Fracción volumétrica del vapor	0,97	0,80
Fracción volumétrica del aire	0,03	0,19
kg/h de aire	25,5	25,5
Vapor de agua (kg/h)	133,4 5	63,99
Fracción molar del vapor	0,82	0,65
Fracción molar del aire	0,18	0,35
Aire equivalente a 20°C de carga total a la entrada (kg/h)	195,0 0	110,0 0

Tabla 4. 10. Balance de masa de las 2 etapas de eyección según sus condiciones de operación actual en planta 22

Condiciones	X-432 A/B	X-433 A/B
Presión de saturación del agua a 68 y 70°C respectivamente (kg/cm ²)	0,289	0,316
Presión total del sistema (kg/cm ²)	0,24	0,48
Presión de no condensables (kg/cm ²)	0,02	0,07
Fracción volumétrica del vapor	0,93	0,85

Fracción volumétrica del aire	0,07	0,15
kg/h de aire	25,50	25,50
Vapor de agua (kg/h)	102,08	38,21
Fracción molar del vapor	0,88	0,71
Fracción molar del aire	0,12	0,29
Aire equivalente a 20°C de carga total a la entrada (kg/h)	156	76,50

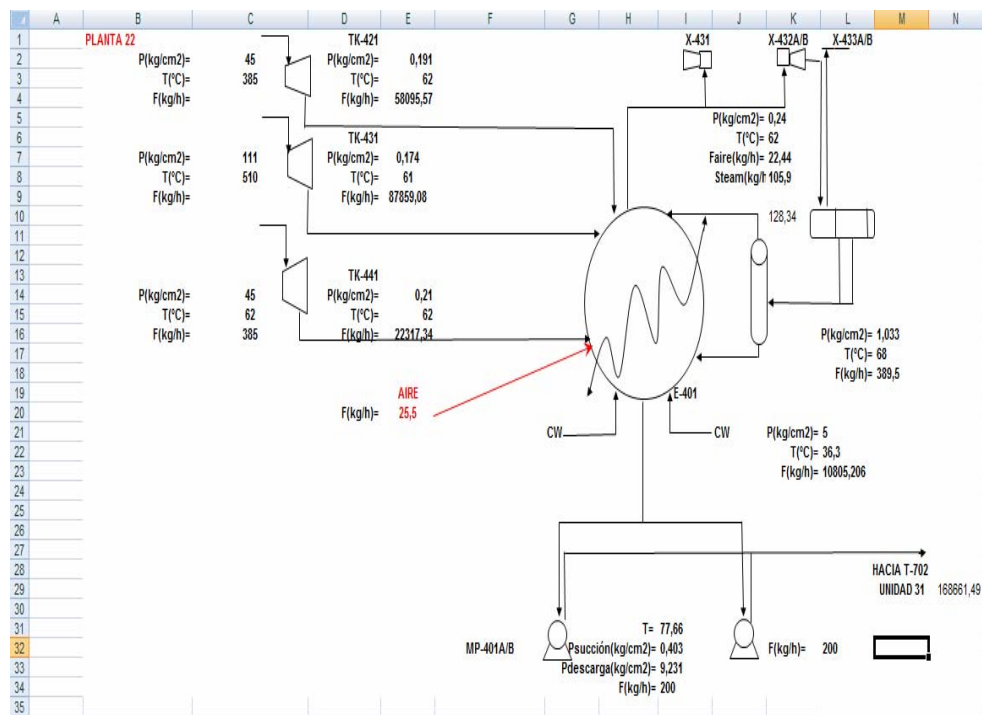


Figura 4. 8. Hoja de cálculo mostrando el balance de masa del condensador de superficie para la planta 22

A continuación se muestran en las tablas 4.11 y 4.12, los balances de masa realizados para el condensador 22-E-436 (en la planta 22), en la figura 4.8 se observa que la cantidad de condensado obtenida es de 168.661.49 kg/h, siendo menor a la establecida en su hoja de diseño (Figura A2 del Apéndice A) debido a

que se encuentra manejando un menor flujo. Por otra parte, en las tablas 3.9 y 3.10 se encuentra el balance para el 12-E-436, donde se hace constar que el equipo actualmente recibe el vapor de la primera etapa de eyección de ésta planta en estado sobrecalentado, por lo que resulta más difícil condensar el vapor presente, ésto debido a la presencia de aire en el sistema y al aumento de la presión de operación de la planta 12.

Tabla 4. 11. Balance de masa del inter condensador (22-E-436)

Diseño	ENTRADA	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	51	51
Flujo Vapor (kg/h)	102,07	38,5
Yaire	0,07	0,15
Yvapor	0,93	0,85
T (°C)	61	66,71
P (kgf/cm ²)	0,24	0,37
Psat	0,21	0,28
Y calcvapor	0,88	0,74
% desviación	0	0

Tabla 4. 12. Balance de masa de la segunda etapa del 22-E-436

Diseño	ENTRADA	SALIDA
Flujo Aire (kg/h)	51	51
Flujo Vapor (kg/h)	38,5	10,50
Yaire	0,25	0,57
Yvapor	0,75	0,43
T (°C)	91,93	77,92
P (kgf/cm ²)	1,03	1,03
Psat	2,75	0,44
Y calcvapor	0,75	0,43

% desviación	0	0
--------------	---	---

4.2.2 Cálculo de los balances de energía

4.2.2.1 Eyectores de vapor

En las figuras 4.9 hasta 4.13 se muestran los balances de energía de los eyectores de vapor, realizados con el valor promedio de las variables estudiadas durante las visitas a las plantas 12 y 22 respectivamente en el mes de mayo de 2010.

Al comparar los resultados de los valores energéticos obtenidos según los parámetros de diseño de los eyectores de vapor, que se muestran en las figuras B3 hasta B5 del Apéndice B, con los de operación normal, resulta evidente el mal funcionamiento de los mismos, pues el desperdicio de energía en forma de calor es muy grande en comparación a sus valores de diseño, además en la planta 12 el eyector de arranque se encuentra manejando una cantidad de energía muy pequeña, lo que hace constar que está trabajando de manera deficiente, dándole la mayor parte del trabajo a las etapas de eyección restantes.

Por su parte, en la planta 22, pese a que actualmente el vacío se encuentra dentro de los valores deseados, las dos etapas de eyección y el eyector de

arranque están operando con un desperdicio de calor al ambiente mayor al adecuado, ocasionando la erosión de los mismos, y el aumento de su presión de descarga todo esto es una consecuencia de la cantidad de vapor que entra a los mismos.

Es importante destacar que el aire en exceso que entra a los eyectores mezclado con vapor de planta 12 ocasiona el aumento de la temperatura de saturación de la mezcla debido a que es un gas y al mezclarse con el vapor saturado éste aumenta su temperatura de saturación, enviándose sobrecalentada hacia la primera etapa del 12-E-436, produciendo pérdidas de energía en forma de calor al ambiente mayores, y un desperdicio del vapor que no logra condensar el equipo. Por todo ello se plantea, controlar el flujo hacia el 12-E-401, cambiar las bridas del sistema, además de una limpieza de los eyectores y de los intercambiadores de calor con la finalidad de evitar fugas y lograr un aumento de la eficiencia del proceso de recuperación de condensados.

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
138,15 kJ/kg	=	137,96 kJ/kg	164,20 kJ/s	=	165,19 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	%	=	0,60
%	=	-0,13	Q (kw)	=	-0,99
calor que sale de la tobera (kcal/h)			calor que sale de la camara (kcal/h)		
		-7,55			-851,70
h4-h3			h4=h1+h5		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
47,31 kJ/kg	=	47,19 kJ/kg	168,44 kJ/s	=	170,72 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	%	=	-1,36
%	=	0,27	Q(kw)	=	2,28
calor que sale del difusor (kcal/h)			calor total (kcal/h)		
		-7,58			1966,05

Figura 4. 9. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la primera etapa de eyección 12-X-432 A/B para el mes de mayo de 2010

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
127,01 kJ/kg	=	125,26 kJ/kg	142,35 kJ/s	=	142,88 kJ/s
Q (kw)	=	-0,08	%	=	-0,38
%	=	-1,39	Q (kw)	=	-0,54
calor que sale de la tobera		-70,82	calor que sale de la camara		-464,11
h4-h3			h1+h5=h4		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
195,49 kJ/kg	=	195,21 kJ/kg	148,34 kJ/s	=	154,86 kJ/s
%	-0,138714506		%	-4,394267018	
Q (kw)	=	-0,02	Q (kw)	=	-6,52
calor que sale del difusor		-14,29	calor total		-5608,61

Figura 4. 10. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la segunda etapa de eyección 12-X-433 A/B para el mes de mayo de 2010

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
119,16 kJ/kg	=	119,14 kJ/kg	129,08 kJ/s	=	128,43 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	Q (kw)	=	0,65
%	=	0,01	%	=	0,50
calor que sale de la tobera (kcal/h)		-5,98	calor que sale de la camara (kcal/h)		555,37
h4-h3			h1+h5=h4		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
215,63 kJ/kg	=	215,62 kJ/kg	134,70 kJ/s	=	155,99 kJ/s
%	=	0,00	Q (kw)	=	-21,29
Q (kw)	=	0,00	%	=	-15,80
calor que sale del difusor (kcal/h)		-1,10	calor total (kcal/h)		-18316,35

Figura 4. 11. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía del eyector de arranque 22-X-431

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
138,15 kJ/kg	=	137,96 kJ/kg	164,14 kJ/s	=	165,13 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	Q (kw)	=	0,60
%	=	-0,13	%	=	-0,99
calor que sale de la tobera (kcal/h)		-7,55	calor que sale de la camara (kcal/h)		-851,47
h4-h3			h4=h1+h5		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
155,87 kJ/kg	=	155,75 kJ/kg	175,94 kJ/s	=	170,66 kJ/s
Q (kw)	=	-0,01	Q (kw)	=	-5,28
%	=	0,08	%	=	3,00
calor que sale del difusor (kcal/h)		-7,58	calor total (kcal/h)		-4544,18

Figura 4. 12. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la primera etapa de eyección 22-X-432 A/B

h1-h2			h2+h5=h3		
tobera	$\Delta H = \Delta E_p$		camara de mezcla	$\Delta H = 0$	
132,19 kJ/kg	=	130,44 kJ/kg	141,93 kJ/s	=	141,99 kJ/s
Q (kw)	=	-0,08	%	=	-0,04
%	=	-1,34	Q (kw)	=	-0,06
calor que sale de la tobera (kcal/h)		-70,82	calor que sale de la camara (kcal/h)		-49,71
h4-h3			h1+h5=h4		
difusor	$\Delta H = \Delta E_p$		total	$\Delta H = 0$	
169,92 kJ/kg	=	169,65 kJ/kg	148,17 kJ/s	=	152,40 kJ/s
Q (kw)	=	-0,02	Q (kw)	=	-4,23
%	=	-0,16	%	=	-2,85
calor que sale del difusor (kcal/h)		-14,29	calor total (kcal/h)		-3636,56

Figura 4. 13. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la segunda etapa de eyección 22-X-433 A/B

4.2.2.2 Balance de energía de las turbinas de vapor

Actualmente, las turbinas de vapor en ambas plantas se encuentran enviando el vapor exhausto a una presión y temperatura mayor a la reportada en su hoja de diseño, el balance de energía según las condiciones de operación del mes de mayo de 2010 se muestran en las figura 3.2, y 4.14 hasta 4.18, además de que las 12/22-TK-431 envían actualmente mayor cantidad de vapor hacia el

condensador de superficie en planta 12 y menor en planta 22, debido a que no se está realizando de manera adecuada la extracción de vapor de alta presión HS para la que fue diseñada dicha turbina, como consecuencia del mal funcionamiento de la válvula que controla la extracción de HS en éste equipo, la 12/22-FV-4351.

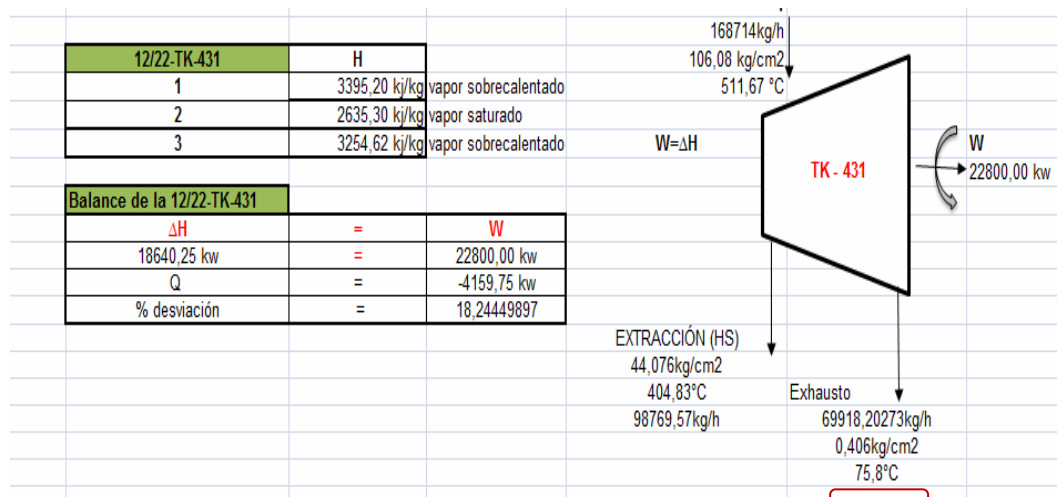


Figura 4. 14. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 12-TK-431 durante el mes de mayo de 2010

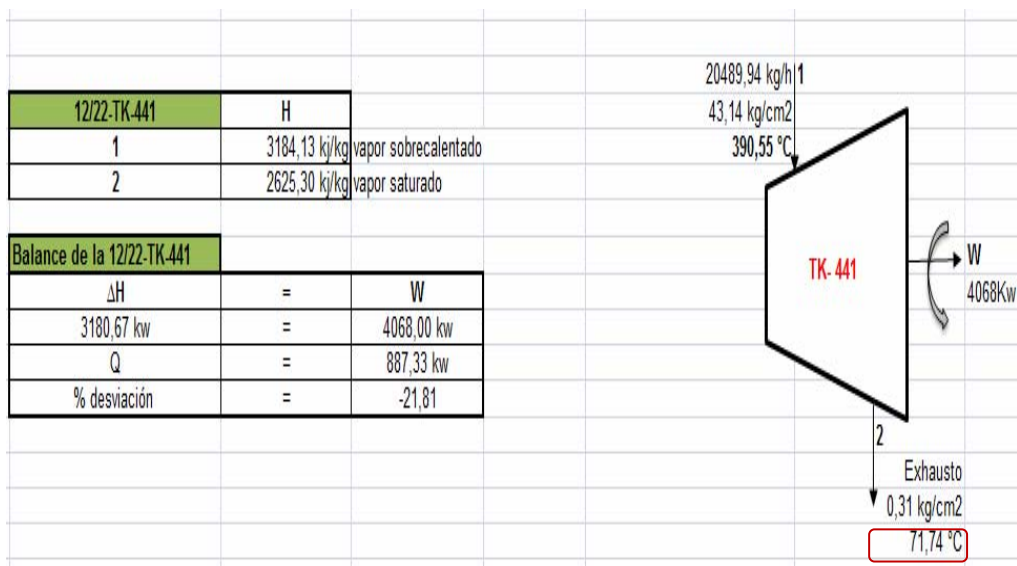


Figura 4. 15. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 12-TK-441 durante el mes de mayo de 2010

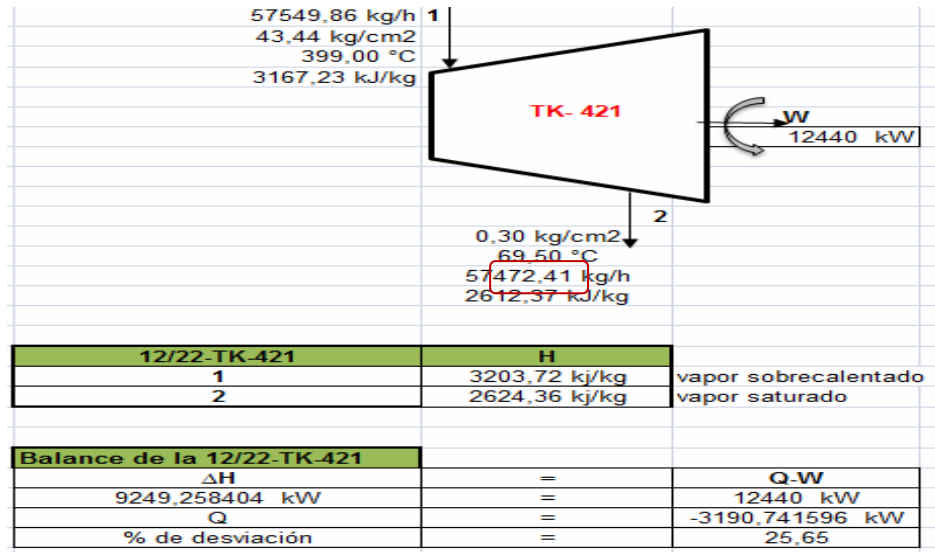


Figura 4. 16. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-421 durante el mes de mayo de 2010

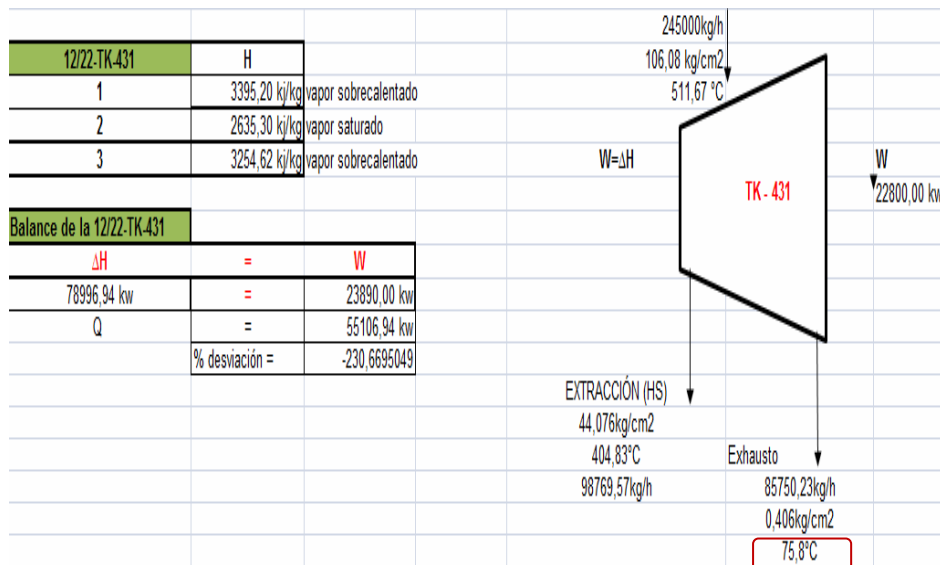


Figura 4. 17. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-431 durante el mes de mayo de 2010

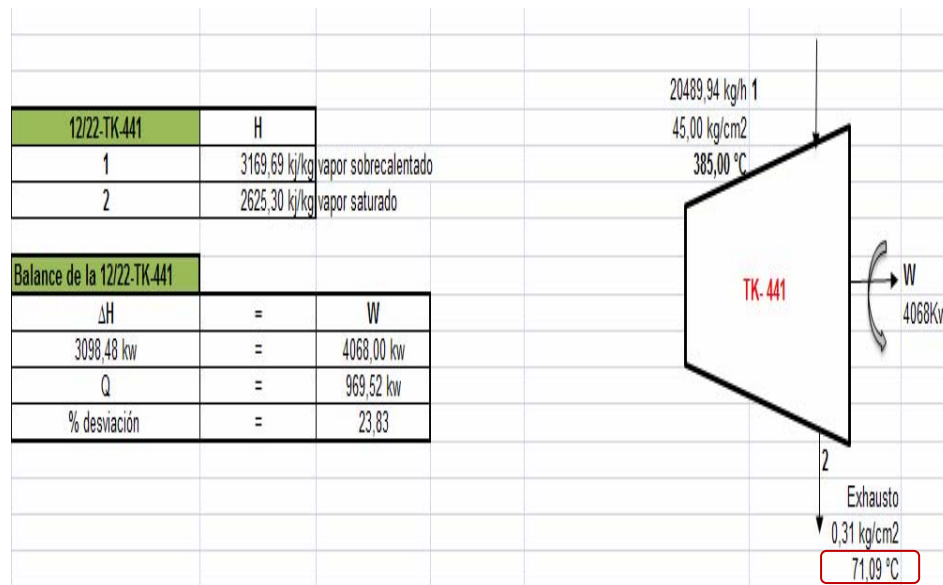


Figura 4. 18. Hoja de cálculo mostrando el balance de energía de la 22-TK-441 durante el mes de mayo de 2010

4.3 Verificación de la hermeticidad del sistema de condensación al vacío

La medición de la entrada de aire en el sistema de vacío fue determinada realizando una prueba de presurización, basada en la premisa de que la entrada de aire en el sistema ocurre a una tasa constante, mientras la presión esté por debajo de 0,53 veces de la presión atmosférica ($0,52 \text{ kg/cm}^2$). La prueba se llevó a cabo con el sistema en vacío, y con el equipo rotativo (la bomba P-401 A/B) en operación para así lograr detectar las fugas a través de los sellos.

4.3.1 Sistema de recuperación de condensados en la planta 12

Durante la parada de planta realizada a partir del 9 de octubre de 2010, se realizaron las pruebas de hermeticidad especificadas en el manual de diseño de los equipos en cuestión, cuyo procedimiento es descrito en el punto 3.4 del capítulo 3 con la finalidad de verificar la hermeticidad del sistema de

condensación al vacío de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor. Las condiciones necesarias para llevar a cabo él mismo, fueron registradas el día 10 de octubre pasadas la 20:30:00 pm horas aproximadamente para la unidad 12 de amoníaco, siendo éste el primer tren en pararse, y obteniéndose resultados que se muestran a continuación en la tabla 4.14.

Tabla 4. 13. Resultados de las pruebas de hermeticidad realizada en la planta 12

Prueba	H ora inicial	N ivel E-401	Ho ra final	Ti empo (min)	ΔP (kg /cm ²)	Ent rada de aire (kg/h)
1 (Parte 1 y 2) y 2)	10 /10/10 20:44 pm	4 8,70	10/ 10/10 21:09 pm	26	0,3 3	119, 12
	10 /10/10 23:51 pm	4 9,57	10/ 11/10 1:10 pm	24	0,3 9	156, 86
2 (Parte 1 y 2) y 2)	10 /11/10 15:34 pm	4 9,93	10/ 11/10 15:49 pm	16	0,2 9	172, 49
	10 /11/10 17:42 pm	5 0,08	10/ 11/10 17:56 pm	15	0,3 5	221, 15

La tabla 4.15 muestra el promedio obtenido entre el acondicionamiento (parte 1) y ejecución (parte 2) de las pruebas. En lo que se refiere a la entrada de aire calculada, se muestra que las válvulas no son herméticas, pues permiten una entrada de aire de 137,99 kg/h para la primera prueba realizada, y de 196,99 kg/h

para la segunda a través de los puntos de fuga cuyo porcentaje de desviación con respecto al diseño es de 81,52 % y 87,06 %.

Es importante destacar que en la primera etapa de eyección, se encuentran los X-432 A/B, diseñados para succionar una cantidad de 25,5 kg/h de aire y la segunda etapa formada por los X-433 A/B que se encargan de succionar esa cantidad y expulsarla a la atmósfera a través de un venteo. Se calculó la cantidad de vapor que ingresa al sistema durante la condición actual para ambas plantas mediante el balance de masa mostrado en la Tabla 4.9, tomando en cuenta sus variables de operación actual, obteniéndose una cantidad en la planta 12 de 133,45 kg/h de vapor que ingresa a la primera etapa de eyección y de 63,99 kg/h a la segunda.

Tabla 4. 14. Cantidad de aire que entra a los eyectores en la planta 12

Variables	Calculado (primera prueba)	Calculado (segunda prueba)
Kg aire/ h (primera prueba)	137,99	196,99
% desviación con el diseño	81,52	87,06
Promedio calculado (kg/h)	167,49	

4.3.2 Sistema de recuperación de condensados en la planta 22

Las condiciones necesarias para llevar a cabo la prueba de hermeticidad en la planta 22, fueron registradas el día 29 de octubre a las 00:00 am horas aproximadamente, los resultados se muestran en la tabla 4.16. Se obtuvo un promedio de 157,27 kg/h de aire entre la primera con el vapor alineado a los eyectores y la segunda bloqueando el paso de vapor hacia los eyectores alineado hacia los eyectores y con cuyo porcentaje desviación con respecto al valor de

diseño es de 83,79 %, sobre el valor de diseño, como se muestra en la tabla 4.17 lo que evidencia que actualmente la planta 22 se encuentra en mejor estado que la 12, pues las fugas a través de los sellos que permiten la entrada de aire son despreciables.

Con la cantidad de aire que entra al sistema en la planta 22 y la presión para el momento de la prueba, se calculó la cantidad de aire equivalente y de vapor succionada por cada etapa de eyección cuyos resultados se muestran en la tabla 4.10 obteniéndose para la primera etapa 102,07 kg/h y 38,21 kg/h para la segunda etapa de eyección.

Tabla 4. 15. Resultados de las pruebas de hermeticidad realizada en la planta 22

Prueba	Hor a inicial	Nivel E-401	Ho ra final	Ti empo (min)	ΔP (kg/ cm ²)	Ent rada de aire (kg/h)
Par te 1	10/ 29/10 0:17	5 0	10/ 29/10 0:41	2 4	0,43	17 0,25
Par te 2	29/ 10/10 03:03	5 0	29/ 10/10 03:30	2 7	0,42	14 4,29

Tabla 4. 16. Cantidad de aire que entra a los eyectores en la planta 22

Variables	Calculado (primera prueba)
Kg aire/ h (primera prueba)	157,27
% desviación con el diseño	83,78

Las curvas de hermeticidad de las pruebas realizadas, se encuentran a continuación en las figuras 4.19 hasta 4.21 realizadas por el programa Microsoft Excel 2007, donde se muestra el período de incremento de presión durante la ejecución de las pruebas. Por otra parte, las curvas proporcionadas por el programa Datos Históricos del proceso (PHD) se muestran en las figuras D1 hasta la D6 del Apéndice D.

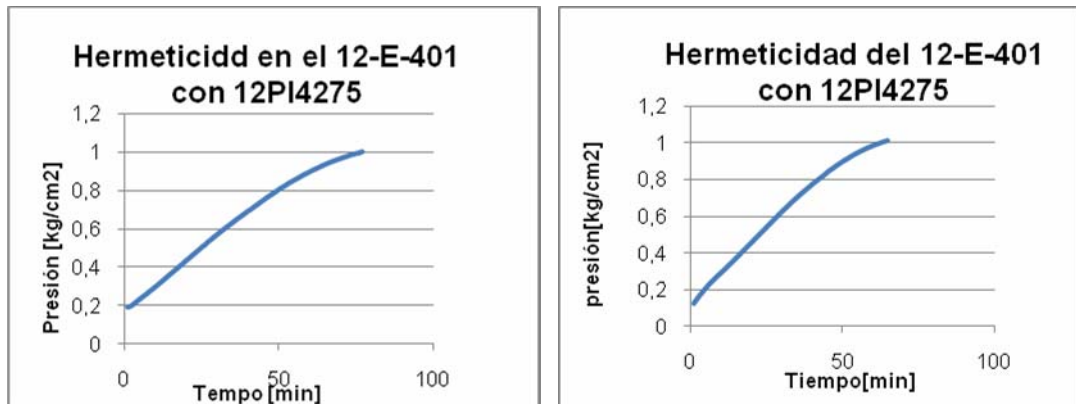


Figura 4. 19. Curva de hermeticidad para la primera prueba realizada en la planta 12, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores

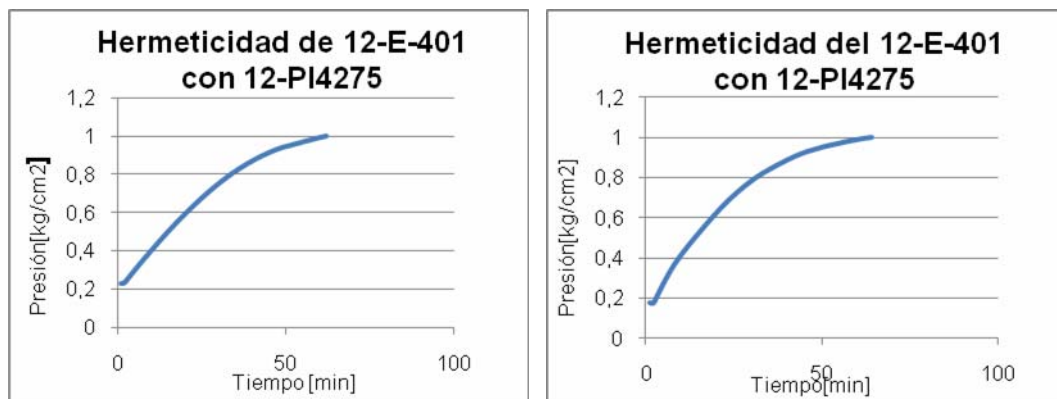


Figura 4. 20. Curva de hermeticidad para la prueba realizada el día 10/11/10 en la planta 12, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores respectivamente

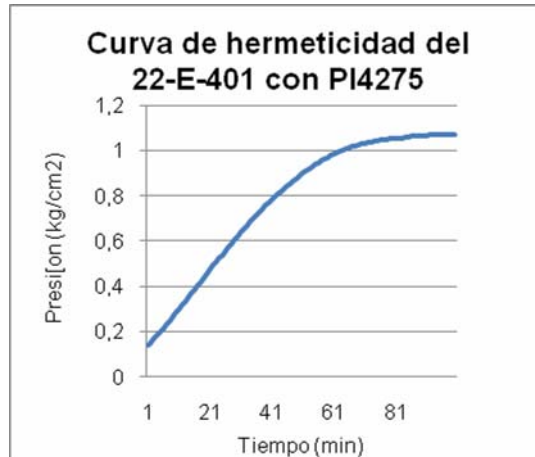


Figura 4. 21. Curva de hermeticidad para la prueba realizada el día 10/29/10 en la planta 22, sin vapor y con vapor alineado hacia los eyectores respectivamente

4.4 Propuestas que mejoren el sistema empleando el simulador de procesos Hysys

Con la finalidad de aumentar la eficiencia del proceso, se empleó el programa de Hysys 3.2, realizándose la simulación del sistema y evaluándose el comportamiento de ambos trenes de producción en comparación con los parámetros de diseño como se muestra a continuación en la tabla 4.18.

En las tablas 4.18 y 4.19 se muestran los valores obtenidos en las simulaciones de proceso realizadas empleando el programa Hysys 3.2 para las dos plantas (12 y 22), todo esto con la finalidad de calcular el porcentaje de desviación de los parámetros operacionales con respecto a los de la hoja de diseño de cada equipo como se muestra en la tabla 4.19, notándose que la cantidad de aire que ingresa al sistema representa la mayor fuente de ineficiencia del proceso, acompañado a su vez de las presiones de vacío provenientes de las turbinas de vapor hacia el E-401.

Tabla 4. 17. Condiciones del sistema de condensación de vapor exhausto de las turbinas según las condiciones de diseño y simulaciones

Diseño			Planta 12			Planta 22	
T (°C)	P (kg/cm ²)	F (kg/h)	T (°C)	P (kg/cm ²)	F (kg/h)	T (°C)	P (kg/cm ²)
62	0,22	57.600	69,56	0,30	66.224	62	0,19
60	0,20	51.000	67,94	0,32	88.595	61	0,18
62	0,22	20.412	68,66	0,31	26.607	62	0,21
60	0,20	180.000	68,72	0,31	181.427	62	0,20
60	0,15	81,50	69	0,31	255,14	62	0,21
65	0,43	50,50	78	0,72	127,42	68,50	0,40
60	0,20	25,50	75,00	0,40	167,40	63	0,23
60	0,20	180.000	68,67	0,31	181.427	61,90	0,3

En la planta 12, la turbina del compresor de gas de síntesis se encuentra enviando una cantidad de vapor exhausto hacia el condensador de superficie (12-E-401) mayor a la de diseño en un 73,71 %, valor considerable ya que ocasiona mayor esfuerzo por parte del intercambiador de calor, todo ello debido a que la extracción de la turbina se realiza por debajo de la cantidad establecida en el diseño. Por otra parte en la planta 22, de forma semejante, la turbina de gas de síntesis (22-TK-431) es la que presenta mayor porcentaje de desviación con respecto al diseño, atribuyéndose a que la extracción de HS que posee el equipo en cuestión se está realizando con un menor flujo, enviando de ésta manera más vapor hacia el 22-E-401 como se mencionó para la planta 12.

Tabla 4. 18. Porcentajes de desviación de las plantas 12 y 22 con respecto a sus parámetros de diseño

E quipo	% Desviación planta 12			% Desviación planta 22		
	T (°C)	P (k g/cm ²)	F (kg/h)	T (°C)	P (k g/cm ²)	F (kg/h)
T K-421	2 3,27	36 ,36	1 4,97	0	13 ,63	1 ,82
T K-431	2 6,33	50	7 3,71	1 ,63	10	6 8,14
T K-441	2 3,59	40 ,90	3 0,35	0	4, 50	0 ,38
E -401	1 1,25	55	0 ,79	0 ,06	0	9 ,61
X -432	1 1,26	10 6	2 13,05	0 ,06	40	5 6,96
X -433	2 1,54	67 ,44	8 5,49	2 ,31	6, 97	2 8,01
A ire del sistem a	2 5	50	5 56,47	5	15	3 56,51
A gua demi (T-702)	1 4,45	55	1 7,66	3 ,17	50	9 ,40

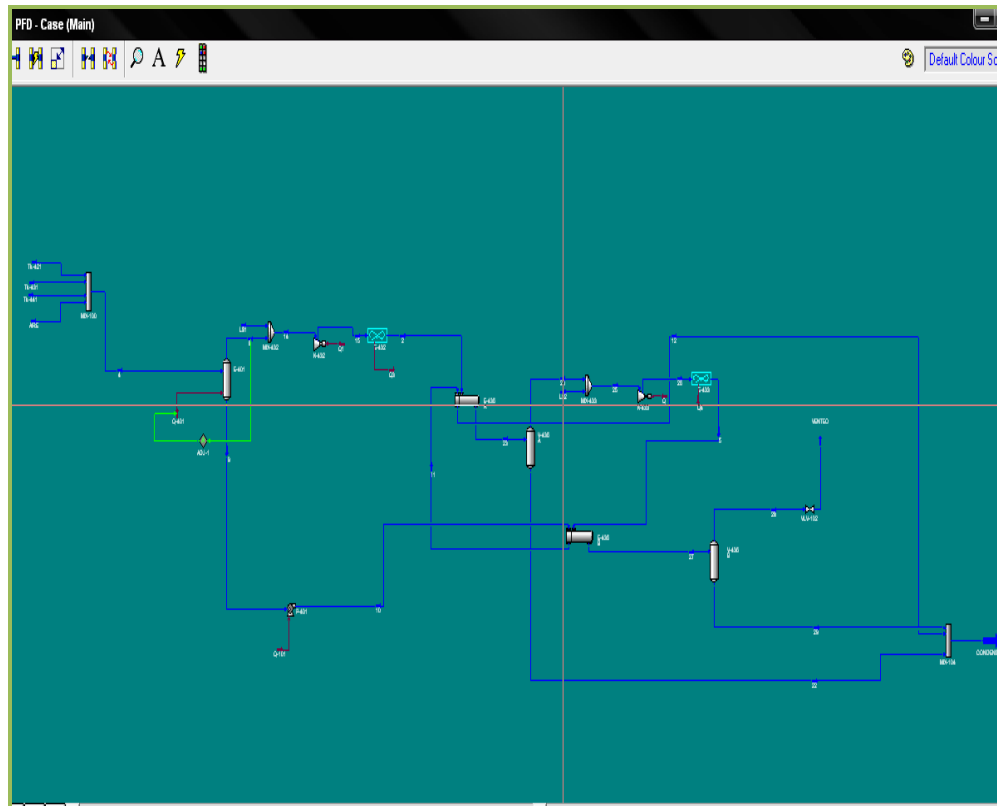


Figura 4. 22. Simulación de la planta 22

Las altas temperaturas, presión y flujo que ingresa a los eyectores de vapor es causada principalmente por la entrada de aire al proceso, debido a que la presencia de aire en el sistema eleva el punto de saturación del vapor de agua, requiriéndose mayor intercambio de calor para lograr la recuperación de vapor remanente, como consecuencia del aumento del flujo de aire al sistema. Actualmente se encuentran todos los eyectores en funcionamiento, con la finalidad de mantener la presión adecuada para el buen desempeño del proceso, por lo que cada eyector de las etapas intermedias succionan la cantidad de aire para la que fueron diseñados (25,5 kg/h c/u) y el eyector de arranque succiona el excedente.

Las propuestas de las opciones que mejoren el sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor, tienen como objetivo, lograr obtener el menor porcentaje de desviación con respecto al diseño de las principales variables estudiadas a partir de las posibles soluciones a los problemas existentes.

✓ Se propone inyectar vapor LS a la turbina que acciona el compresor de aire (12/22- TK-421), con la finalidad de aumentar la cantidad de vapor exhausto proveniente de la misma hacia el condensador de superficie con una presión y temperatura más cercana al valor de diseño. Es importante destacar que la línea de inyección de LS actualmente está siendo utilizada y ha aumentado la cantidad de vapor exhausto hacia el condensador de superficie por parte de ésta turbina.

✓ Las turbinas del compresor gas de síntesis (12/22-TK-431), funcionan mediante la inyección de vapor KS, con la finalidad de generar cierta cantidad de HS mediante una extracción controlada, la cual actualmente se encuentra por debajo de los parámetros de diseño, causando que se envíe una mayor cantidad de vapor exhausto hacia el 12/22-E-401, siendo ésta turbina la que presenta mayor porcentaje de desviación en sus parámetros operacionales con respecto al diseño siendo de 73,71 % y de 68,14 % para las plantas 12 y 22, respectivamente. Tal situación es debida a que la válvula (12/22 FV-4351) se encuentra defectuosa, por lo que envía más vapor hacia el condensador de superficie y menos hacia la extracción de HS, por lo cual se plantea la revisión de dicha válvula y su reemplazo en caso de presentar fallas irreparables, la cantidad adecuada de vapor que debería ingresar al condensador de superficie con respecto a la cantidad de flujo que ingresa a dicha turbina se muestra en las figuras 4.23 y 4.24 para las plantas 12 y 22 respectivamente.

✓ Es importante destacar que los resultados de las pruebas de hermeticidad realizadas, revelan la entrada de aire al sistema por la válvula de globo que bloquea el

vapor de proceso hacia los eyectores, por lo que se propone el cambio de la misma con el objetivo de controlar la cantidad de vapor y aire que ingrese al sistema, además de estudiar la posibilidad de desarrollar durante la próxima parada de planta programada, otra prueba de hermeticidad propuesta a la empresa Praxair, donde se emplearía gas helio como indicador de fugas, el informe detallado de la propuesta se muestra en el Apéndice E.

✓ Debido a la problemática antes descrita, con la finalidad de aumentar la eficiencia del sistema, se planteó una limpieza del condensador de superficie, 12/22-E-401. No obstante, se sugiere realizar un estudio mecánico a los eyectores de vapor, con el propósito de profundizar el trabajo realizado y proponer según sea el caso, su sustitución por un sistema de eyección nuevo con las mismas dimensiones o el diseño de un nuevo sistema.

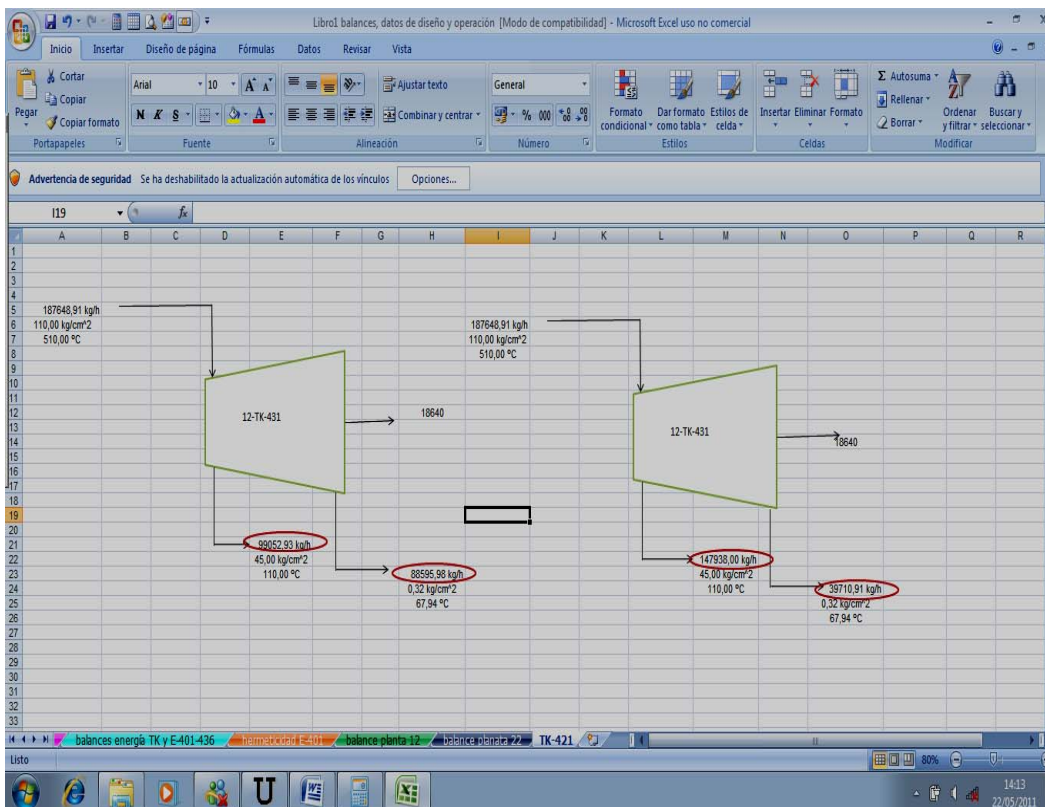


Figura 4. 23. Extracción de vapor de la 12-431

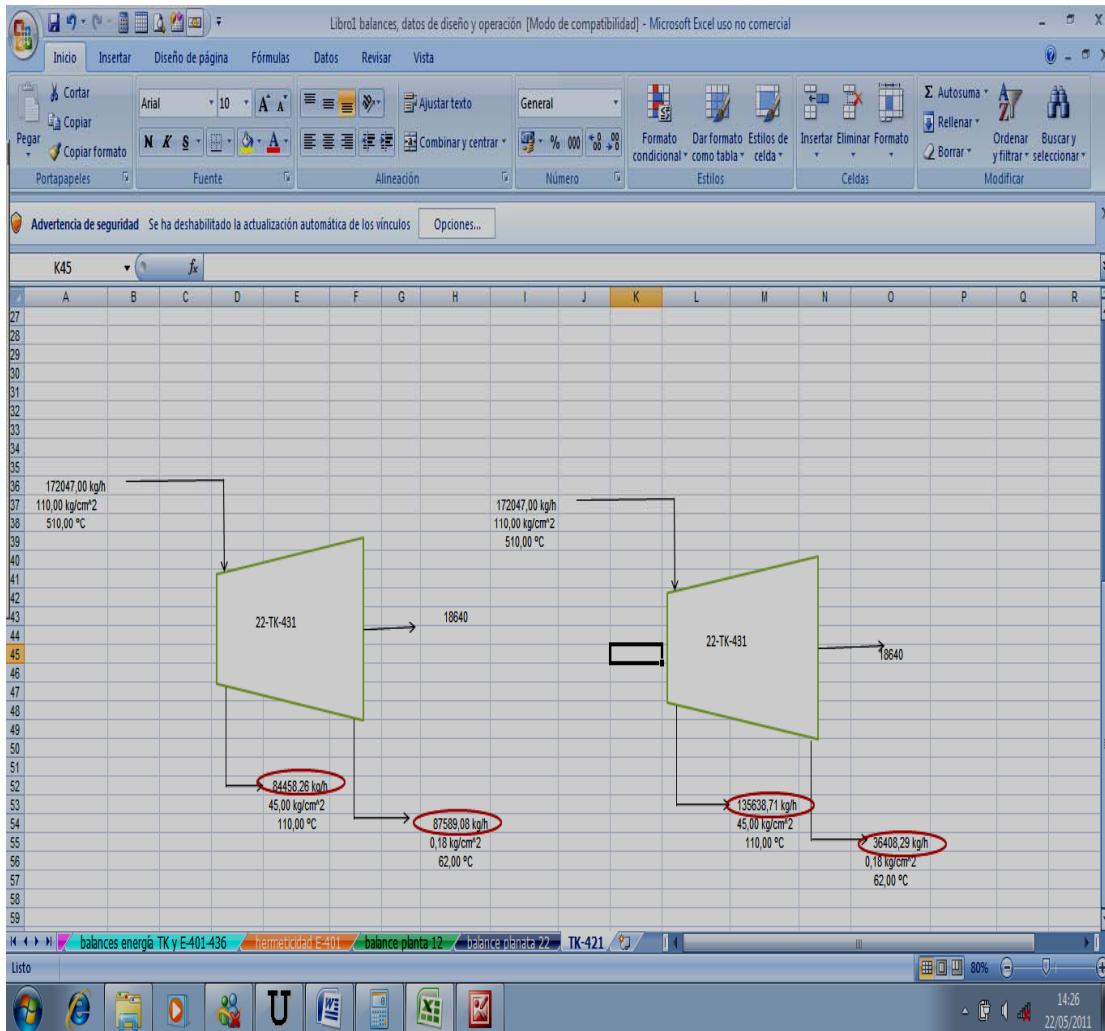


Figura 4. 24. Extracción de vapor de la 22-431

4.6 Selección de la opción más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica

Entre las opciones anteriormente mencionadas y luego de consultar con la gerencia técnica de FERTINITRO C.E.C. las opciones más rentables y factibles actualmente son:

- ✓ Realizar el mantenimiento adecuado al intercambiador de superficie en cada planta (12/22-E-401).

- ✓ Revisar o según sea el estado sustituir las válvulas 12/22 FV-4351 y la válvula de globo que bloquea el paso del vapor de proceso hacia los eyectores.
- ✓ En cuanto al estudio de un sistema de eyección que se encargue de succionar la cantidad de aire que ingresa actualmente a ambas plantas que es de aproximadamente 170 kg/h de aire y de 150 kg/h de agua se realizaron los cálculos que se muestran a continuación:

Para calcular el volumen de un eyector que tenga la capacidad de cumplir con los requerimientos actuales del sistema se tiene:

$$m = k \times v^{2/3} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

m = Cantidad de aire que ingresa al sistema (lb/h)

k = Coeficiente en función de la presión (mm Hg)

v = Volumen del eyector (pie³)

La presión de operación actual oscila entre los 0,31 kg/cm² \cong 2287,02 mm Hg, siendo $k = 0,194$, sustituyendo los valores en la ecuación 4.1 se tiene que:

$$v = \left(\frac{374,78 \text{ lb/h}}{0,194} \right)^{3/2} = 84910,62 \text{ pie}^3 = 2404,38 \text{ m}^3$$

Teniendo la cantidad de aire que ingresa al eyector, la cantidad de vapor y el volumen, se calcula la cantidad de vapor motriz mediante la ecuación 4.2:

$$\text{flujo motriz} = m_{\text{aire}} \times R_3 \times F_m \times F_t \quad (\text{Ec. 4.2})$$

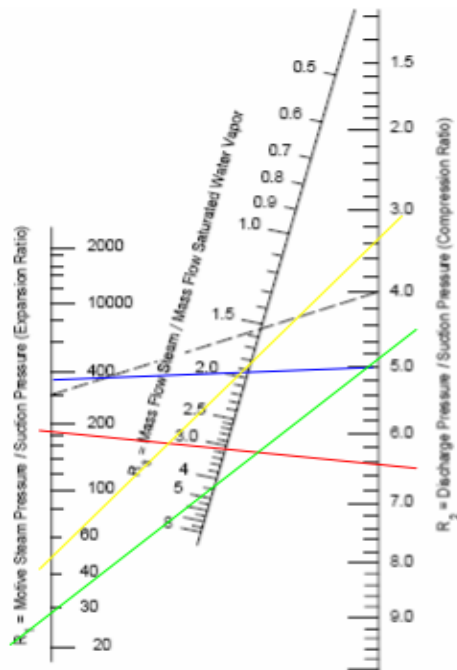
Donde:

m_{aire} = cantidad de aire que ingresa al eyector (kg/h)

R_3 = factor calculado por la figura

F_m = factor de corrección del peso molecular (0,81)

F_t = factor de corrección de la temperatura (0,97)



Enter the nomograph with R_1 and R_2 . By drawing a line between the two, read R_3 , the motive steam requirement to compress one pound of water vapor. This value must be corrected for molecular weight and temperature.

$$R_3 = \frac{\text{kg motive steam}}{\text{kg saturated water vapor}} = 1.55$$

Figura 4. 25. Cálculo de los factores de vapor motriz (PDVSA, 1997)

Sustituyendo nos queda:

$$\text{flujo motriz} = 190 \text{ kg/h} \times 1,55 \times 0,81 \times 0,97 = 231,39 \text{ kg/h}$$

Como factor de seguridad se le agrega el 10%, obteniéndose:

$$\text{flujo motriz} = 231,39 \text{ kg/h} + 23,13 = 254,53 \text{ kg/h}$$

Y finalmente llevar a cabo la prueba de hermeticidad propuesta a la empresa PRAXAIR, con la finalidad de evaluar la hermeticidad del sistema de eyección, y solamente en el caso de evidenciarse fallas irreparables, acudir al reemplazo o rediseño del mismo.

4.7 Conclusiones

1. Las turbinas de vapor se encuentran manejando mayor cantidad de vapor, enviando más exhausto hacia el condensador de superficie, siendo la que posee mayor porcentaje de desviación con respecto a su flujo de diseño la TK-431, con 73,71 % y 68,14 % para las plantas 12 y 22 respectivamente.
2. A través de los balances de masa en los equipos se obtuvo que cantidad de mezcla vapor-aire que ingresa a los eyectores en ambas plantas ocasiona el aumento en la presión y temperatura de descarga de éstos, enviando el vapor hacia el intercondensador en estado sobrecalentado.
3. En la planta 12 la cantidad de condensado recuperado es de 181.805 kg/h y en planta 22 es de 168.661 kg/h, esto se atribuye al problema existente en la válvula de la turbina que acciona el compresor de gas de síntesis en ambas plantas (12/22-TK-431), enviando mayor cantidad de vapor hacia la planta 12 y menor hacia la 22.
4. Se verificó que una de las causas de la ineficiencia en la operación del sistema de recuperación de condensados es la entrada de aire como consecuencia de la pérdida de hermeticidad, siendo mayor al valor de diseño (25,5 kg de aire /h) en un 556,47 % y 356,51 % para las plantas 12 y 22 respectivamente.
5. Actualmente se necesitan eyectores de mayor capacidad, para cumplir con los requerimientos del sistema.

6. Se requiere realizar la prueba propuesta enviada a la empresa Praxair, para determinar los puntos exactos de fugas y proceder a corregirlos.
7. Las válvulas de globo manuales que se encargan de bloquear el paso del vapor de proceso hacia los eyectores de vapor, deben ser reemplazada ya que se encuentran en mal estado, al igual que el indicador de flujo de extracción de las turbinas 12/22-TK-431, la 12/22-FV-4351.
8. Los cálculos realizados en la hoja de cálculo del programa Excel y los del simulador de procesos Hysys 3.2, presentan porcentajes de desviación menores al 5 %.

4.8 Recomendaciones

1. Cambiar las bridas del sistema de condensación de vapor exhausto proveniente de las turbinas de vapor.
2. Realizar el mantenimiento adecuado al sistema de eyección.
3. Revisar o en caso de ser necesario, reemplazar la válvula 12/22FV-4351 para la extracción adecuada de vapor HS proveniente de la turbina de gas de síntesis en ambas plantas.
4. Realizar el mantenimiento de todas las tuberías del sistema.
5. Revisar la válvula de globo que bloquea de vapor de proceso hacia los eyectores de vapor.

6. Llevar a cabo la prueba de hermeticidad propuesta a la empresa PRAXAIR para determinar los puntos exactos donde se encuentran las fugas del sistema.

7. Realizar un estudio termodinámico al sistema de eyección para comprobar si es necesario su reemplazo o su redimensionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

- AB Progetti. (1999). *Instruction Manual N° 3031 MAN vacuum systems*. Italy .
- Banderas, L. (2005). *Bombas, ventiladores y compresores*. España: Ediciones CEAC.
- Bloch, H. (1998). *Guía práctica para la tecnología de las turbinas de vapor*. México: Editorial McGraw-Hill.
- Bottini, A. (2010). *Disminución de la presión del cabezal de vapor L.S.* Reporte técnico. FERTINITRO: Gerencia Técnica. Departamento de Ingeniería de Procesos.
- Bottini, A. (2010). *Prueba de hermeticidad del sistema de condensación de vapor exhausto de turbinas en las unidades 12 y 22 mediante la inyección del gas helio*. FERTINITRO: Gerencia técnica – Ingeniería de procesos.
- Casanova, C. (2002). *Sistema de generación de vapor y recuperación de condensados*. Informe Final de Curso. Coordinación de Ingeniería Química. Sartenejal Universidad Simón Bolívar.
- Cengel, Y. (1998). *Termodinámica*. Tercera Edición. Mexico DF. Editorial McGraw-Hill.

- Felder, R. (1991). *Principios elementales de procesos químicos*. Segunda Edición. México DF. Editorial ALHAMRA.
- Fidias, A. (1999). *El proyecto de la investigación*. Caracas: Editorial Episteme.
- Hernández, P. (2010). *Evaluación del sistema de recuperación y tratamiento de condensados amoniacaes en una planta productora de fertilizantes*. . Puerto La Cruz: Tesis de grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto La Cruz.
- Hysys 3.2. (2003). *Simulation Basis Aspentech Driving Process Profitability*.
- Moreno, L. (2009). *Evaluación de la red de Vapor de baja presión (LS) de una planta productora de amoníaco*. Puerto la Cruz: Tesis de grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente.
- PDVSA, (1997). *Manual de Diseño de Proceso de Eyectores*. Principios básicos MDP-02-J-01.
- Perry, R. (2001). *Manual del Ingeniero Químico*. Volumen II. Séptima Edición España. McGraw-Hill.

- Silva, H. (2007). *Balances de materia y energía* Primera Edición. ISBN:978-980-12-2808-0. Venezuela.
- Snamprogetti. (1999). *Descripción de las Unidades del Proceso 12/22*. Sección 2. FERTINITRO.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS DE VAPOR EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE AMONÍACO Y UREA
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Yamira José Liset Arismendi	CVLAC: 17.762.051 E MAIL: yamira.liset@gmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS	INGENIERÍA QUÍMICA

RESUMEN (ABSTRACT):

FERTINITRO C.E.C, posee dos plantas de amoníaco (12 y 22), cada una con un sistema de condensación, formado por el vapor exhausto de tres turbinas (12/22-TK-421, 12/22-431, y 12/22-441) que es enviado al condensador de superficie (12/22-E-401), que condensa la mayor cantidad de vapor enviando el no condensado los eyectores con un condensador interetapa. El sistema de

condensación, recupera el vapor remanente en forma de condensado en el tanque T-702 para emplearlo como agua de calderas. En éste trabajo, se evaluó el sistema de condensación mediante balances de materia y energía en los equipos, durante el mes de mayo de 2010, en cada planta, notándose el aumento de la presión de vacío del proceso ($0,2 \text{ kg/cm}^2$), siendo de $0,31 \text{ kg/cm}^2$ y de $0,22 \text{ kg/cm}^2$ para las plantas 12 y 22 respectivamente. Posteriormente se realizó una prueba de hermeticidad indicada por los fabricantes de los eyectores de vapor, demostrándose la principal causa del aumento de la presión de vacío, es la entrada de aire al proceso, por lo que ha sido necesario poner en funcionamiento todos los eyectores para lograr mantener la presión. Además, se empleó el simulador de procesos HYSYS 3.2 para evaluar las diferentes propuestas que mejoren el sistema.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
Johnny Martínez	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:	8.340.871			
	CVLAC:				

	E_MAIL	johnnymart@hotmail.com			
Arturo Rodulfo	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:	8.300709			
	CVLAC:				
	E_MAIL	Rodulfo99@hotmail.com			
Hernán Raven	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:	4.136.007			
	CVLAC:				
	E_MAIL	Hraven1@hotmail.com			
YRAIMA SALAS	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	CVLAC:	8.478.649			
	E_MAIL	yrasal57@hotmail.com			

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2011	06	22
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS: "EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN DE VAPOR EXHAUSTO PROVENIENTE DE LAS TURBINAS DE VAPOR EN UNA PLANTA PRODUCTORA DE AMONÍACO Y UREA"	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 QUÍMICO

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 41 del reglamento de Trabajos de Grado

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario para su autorización”.

Yamira José Liset Arismendi

AUTOR

Johnny Martinez

TUTOR

Arturo Rodolfo

JURADO

Hernán Raven

JURADO

Yraima Salas

POR LA SUBCOMISION DE TESIS